

Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

На правах рукопису

Михайлюк Василь Володимирович

УДК 622.276.054

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ
НАСОСНИХ ШТАНГ**

05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Копей Богдан Володимирович,
доктор технічних наук, професор.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1 Аналіз умов роботи різьбових з'єднань колони насосних штанг.....	9
2 Вплив експлуатаційних чинників на частоту обривів колон насосних штанг.....	12
1.3 Огляд існуючих методів розрахунку навантажень та визначення напружень по витках різьби.....	16
1.4 Способи зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби муфтового з'єднання насосних штанг.....	29
РОЗДІЛ 2 ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ.....	36
2.1 Умова загальних деформацій різьбової частини з'єднання насосних штанг.....	36
2.2 Деформація різьбової частини з'єднання насосних штанг в радіальному напрямку.....	43
2.3 Загальна деформація витка різьби з'єднання насосних штанг.....	46
2.4 Залежності для визначення розподілу навантаження по робочих витках різьби.....	56
Висновки до розділу 2.....	58
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ.....	59
3.1 Дослідження напруженого стану різьбового з'єднання насосних штанг з різною величиною перекриття витків за допомогою методу кінцевих елементів.....	59
3.2 Дослідження напруженого стану зношеного різьбового з'єднання насосних штанг з врахуванням величини перекриття витків.....	67
3.3 Дослідження впливу зміни профілю різьби внаслідок зношування на розподіл напружень в з'єднанні насосних штанг.....	70
Висновки до розділу 3.....	76

РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ НА ЇХ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН.....78

4.1 Напружений стан різьбових з'єднань зумовлений дією моменту згвинчування, осьовим навантаженням та згинальним моментом.....78

4.2 Дослідження впливу конструктивних елементів різьбових з'єднань на їх напружений стан.....83

4.3 Експериментальні дослідження впливу конструктивних елементів на довговічність різьбових з'єднань.....88

Висновки до розділу 4.....92

РОЗДІЛ 5 РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ93

5.1 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом зміни середнього діаметра різьби муфти93

5.2 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом використання муфти стиску-розтягу.....109

5.3 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом збільшення кількості робочих витків116

5.4 Раціональний вибір моментів згвинчування різьбових з'єднань насосних штанг119

5.5. Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом збільшення довжини зарізьбової канавки.....127

5.6 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом їх стопоріння.....129

Висновки до розділу 5.....138

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ВСТУП

Одним з найпоширеніших способів з'єднання деталей і вузлів нафтогазового обладнання (НГО) є різьбове з'єднання. Приблизно в 60 % деталей машин використовується різьба і кількість різьбових з'єднань в НГО збільшується постійно, оскільки вони мають ряд переваг перед зварними та заклепочними. Різьбові з'єднання в сучасних машинах є найважливішими частинами, які визначають надійність машин у цілому.

Відомо, що близько 30 % всіх аварій з насосними штангами відбуваються внаслідок руйнування різьби [1]. Головні причини поломок різьбових з'єднань у більшості випадків – недосконалість їх конструкції, що спричиняють нерівномірний розподіл навантажень по робочих витках різьби; недостатнє попереднє затягування з'єднання, збільшення частки зовнішнього навантаження на з'єднання тощо.

Висока концентрація напружень у крайніх витках, циклічна пружна чи пластична деформація та утворення тріщин в зонах концентрації напружень вимагає більшої уваги до технології виготовлення різьб.

Підвищенню надійності різьбових з'єднань насосних штанг приділено увагу в багатьох розвинених країнах: США, Німеччині, Франції, Росії та ін. [1, 2]. Проведено дослідження різьбових з'єднань з різними способами навантажування, методами їх виготовлення, впливом залишкових напружень в різьбі на їх витривалість тощо [1, 2].

У зв'язку з вищевказаними проблемами в дисертаційній роботі удосконалено методику визначення розподілу навантажень по витках різьби насосної штанги, запропоновано удосконалені конструкції їх різьбових з'єднань та визначено ефективність їх використання, розроблено заходи для підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань та вдосконалено методику розрахунку моменту згвинчування різьб насосних штанг.

Актуальність теми. Більше 70 % нафтових свердловин України оснащені штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ), за

допомогою яких видобувається 50 % всієї нафти. Це пояснюється відносною простотою конструкції ШСНУ та зручністю в експлуатації.

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

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

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Провести аналіз причин відмов різьбових з'єднань насосних штанг, існуючих методик оцінки розподілу навантажень по витках різьби та способів зменшення їх нерівномірності.
2. Удосконалити методику оцінки розподілу навантажень по витках різьби насосних штанг, для забезпечення максимального відтворення особливостей їх напружено-деформованого стану в експлуатаційних умовах.
3. Дослідити вплив граничних розмірів елементів нових та зношених різьбових з'єднань на їх напружено-деформований стан. Оцінити напружено-деформований стан різьбового з'єднання за умов сумісної дії моменту згинування, згину та осьового навантаження.

4. За результатами аналітичних та експериментальних досліджень вдосконалити конструкції різьбових з'єднань насосних штанг з метою підвищення ефективності їх експлуатації.

5. Провести апробацію отриманих наукових результатів.

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

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

Методи досліджень: комплексне застосування фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання об'єктів дослідження для підтвердження адекватності отриманих результатів. Основні положення дисертаційної роботи, що складають наукову новизну, науково обґрунтовано із залученням математичних методів теорії диференціальних рівнянь. Для підтвердження адекватності отриманих результатів на лабораторних установках застосовано експериментальні методи.

Положення, що виносяться на захист:

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

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

Наукова новизна отриманих результатів:

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

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

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

Практичне значення отриманих результатів:

- розроблено удосконалені конструкції різьбових з'єднань насосних штанг;

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

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

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

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

- досліджено вплив довжини зарізьбової канавки насосної штанги на розподіл напружень по витках її різьби;

- запропоновано більш точну методику обчислення розподілу навантаження по робочих витках різьби;

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

- вдосконалено методику розрахунку моментів згвинчування; запропоновано конструкції динамометричних ключів.

Апробація результатів досліджень. Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на: міжнародних науково-технічних конференціях: "Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці"

ІФНТУНГ-40", (Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р.), "Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії" (Івано-Франківськ, 16-20 вересня 2008 р.), "Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи" (Івано-Франківськ, 20-23 жовтня 2009 р.) та Всеукраїнській науково-практичній конференції "Інноваційний потенціал української науки – XXI сторіччя", (м. Запоріжжя, 9-14 квітня 2012р).

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

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз умов роботи різьбових з'єднань колони насосних штанг

Аналіз промислових матеріалів свідчить, що поломки сталевих суцільних штанг відбуваються в муфтових різьбових з'єднаннях, а також по тілу штанг [1-4].

Поломки різьбових з'єднань складають до 30 % від загальної кількості обривів штанг, а 80 % цієї кількості аварій пов'язані з втомою металу [1, 2].

Основною причиною поломки штанг є їх циклічне навантаження та виникнення напружень, що за відповідних умов можуть зрости і перевищити границю міцності матеріалу штанг (наприклад, при заклинюванні плунжера насоса).

На довговічність штанг значний вплив має їх поверхнева цілісність. Основну увагу під час виготовлення штанг надають шорсткості їх поверхні. Поверхневі залишкові напруження з'являються під час експлуатації штанг. Недотримання технічних вимог транспортування та умов зберігання приводять до згинання штанг, а подальше їх випрямлення перед опусканням у свердловину приводить до утворення на їх поверхні мікротріщин, які є концентраторами напружень. Крім цього необережне поводження зі штангами в процесі роботи сприяє утворенню на поверхні подряпин і заглиблень, які і будуть концентраторами напружень [1-4].

Корозійно-втомні руйнування штанг по тілу, руйнування різьб ніпелів і муфт, зриви різьби та відгвинчування муфтового з'єднання є найпоширенішими видами відмов колони насосних штанг.

Під дією змінного циклічного навантажування відбуваються втомні руйнування колони. До них відносять поломки тіла муфт, різьби та зарізьбової канавки ніпеля [1-5].

Під час роботи в свердловині штанги та муфти зношуються внаслідок їх гертя до колони насосно-компресорних труб. Так, на штангах з'являються повздовжні риски, що зумовлюють їх злом. Згин штанг може виникати у випадку заклинювання плунжера насоса під час руху вниз, від ударів плунжера в рідину (через неповне заповнення циліндра), у викривлених свердловинах, а також у разі використання штанг малого діаметру в насосно-компресорних трубах великого діаметру.

Поломки муфт відбуваються з внутрішнього боку на початку різьби головки насосної штанги (з торця, коли муфта повністю нагвинчена на штангу). Цей вид поломок має втомний характер.

Також поломки муфт відбуваються в місці лиски під ключ. Під час роботи колони штанг в корозійному середовищі муфта може зламатись в будь-якому місці.

Після ударів, при розгвинчуванні з'єднань, у муфтах часто виникають місця концентрації напружень. Крім того, удари можуть привести до деформації контактуючих площин, що зумовлює доступ рідини до з'єднання навіть у тому випадку, коли воно згвинчене із оптимальним моментом [1-4].

Втомні поломки тіла муфти зумовлені високою концентрацією напружень в останній робочій впадині різьби муфти, зношуванням муфти та недотриманням правил експлуатації.

Поломки ніпеля штанги зумовлені високою концентрацією напружень у перших витках різьби і зарізьбовій канавці.

Під час спуску в свердловину з просторовим викривленням її стовбура і при роботі насосної установки в колоні штанг виникають напруження розтягу, згину та напруження від дії крутних моментів, які можуть привести до самовідгвинчування різьбових з'єднань [3].

Іншим чинником поломок є недотягування з'єднань внаслідок неконтрольованого моменту згвинчування з'єднання [1, 2], що приводить до самовідгвинчування під час експлуатації, а при перетягуванні – до руйнування або зменшення навантажень, які сприймаються з'єднанням.

З метою запобігання поломок [4] необхідно, щоб роз'єднання торцевих контактуючих поверхонь ніпеля та муфти не відбувалось у момент прикладання робочого навантаження. Для цього необхідно докріпити різьбове з'єднання з визначеним моментом.

Крутний момент можна визначити за формулою Дагерті-Картера:

$$M_{кр} = k \cdot \frac{P}{2} \left(\frac{l}{\pi} + \frac{d \cdot f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}} + d_{cp} \cdot f_{II} \right), \quad (1.1)$$

де $M_{кр}$ – необхідний крутний момент;

k – коефіцієнт пропорційності;

P – осьове навантаження розтягу головки штанги;

l – крок різьби;

d – діаметр різьби;

d_{cp} – середній діаметр контактуючих поверхонь (торців ніпеля та муфти);

f_p – коефіцієнт тертя між витками різьби;

f_{II} – коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями (торцями ніпеля та муфти);

α – кут нахилу різьби.

Існуюча методика розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг не враховує впливу масштабного фактору і величини границі плинності сталі. Застосування ручних ключів для згвинчування не забезпечує точності контролю необхідного моменту згвинчування. Внаслідок збільшення швидкості згвинчування коефіцієнти тертя в різьбі й на торці зменшуються і в результаті нерівномірного обертання інструменту у процесі згвинчування (затягування ривками) можливі недотягування або перетягування різьбових з'єднань. Отже, необхідно уточнити методику розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг, в якій було б враховано вплив масштабного фактору і величини границі плинності сталі.

В процесі роботи ШСНУ в насосно-компресорних трубах (НКТ) відбувається зношування як штанг, так і труб. Раніше вважали, що це ношування пов'язане з викривленням свердловини, а також зі згинанням штанг під час руху вниз. На сьогодні встановлено, що крім цих причин, існує ще й згин колони НКТ, пов'язаний з подвійним ходом (так званий ефект Лубінського [4]).

1.2 Вплив експлуатаційних чинників на частоту обривів колон насосних штанг

З метою виявлення впливу різних експлуатаційних чинників на частоту відмов колони насосних штанг проведено їх аналіз по свердловинах НГВУ "Надвірнанафтогаз" протягом 2009 року (таблиця 1.1). За допомогою програми MS Excel проведено комп'ютерну обробку зібраних даних по відмовах колон.

За результатами проведеного аналізу відмови різьбових з'єднань насосних штанг переважають у викривлених свердловинах, оскільки в даному випадку на колону діють значні зусилля, які приводять до її скручування навколо своєї осі, а в меншій мірі – зусилля розтягу.

Таблиця 1.1 – Кількість відмов колони штанг в свердловинах (за даними НГВУ "Надвірнанафтогаз")

Вид відмов	Загальна кількість відмов		Кількість відмов у викривлених свердловинах	
	Кількість	%	Кількість	%
Обрив тіла муфт	21	37	20	47
Обрив різьби штанги	18	31,5	12	29
Обрив тіла штанги	11	19,5	5	12
Відгвинчування	7	12	5	12
Всього	57	100	42	100

Аналогічний аналіз впливу різних експлуатаційних чинників на частоту відмов колон насосних штанг протягом 2009 року було проведено по свердловинах НГВУ "Долинанафтогаз". Проведено аналіз по наступних характерних типах відмов насосних штанг: руйнування по тілу штанги, руйнування тіла муфти, руйнування різьби ніпеля, зрив різьби муфти і ніпеля та відгвинчування (таблиця. 1.2).

Таблиця 1.2 – Кількість відмов колони штанг у свердловинах (за даними НГВУ "Долинанафтогаз")

Вид відмови	Кількість	%
Обрив тіла муфт	146	28
Обрив різьби штанги	65	13
Обрив тіла штанги	110	22
Відгвинчування	60	13
Обрив різьби муфти	123	24
Всього	504	100

Проаналізувавши отримані дані, бачимо, що відсоток обривів муфт по тілу найвищий. Це пов'язано із зношуванням муфт, яке при високій обводненості і викривленості свердловини може мати катастрофічний характер, а також із більшою міцністю накатаної різьби ніпеля. Про це свідчить і те, що відношення кількості відмов муфт до загальної кількості відмов значно вище в аварійних свердловинах (як правило, викривлені і обводнені).

Дані, зібрані в тому ж НГВУ протягом 1978-1979 років [5], показали зростання кількості обривів муфт, але зменшилась кількість відмов штанг (у тому числі по різьбі). Збільшення кількості обривів муфт пояснюється збільшенням обводненості свердловин НГВУ, яка на сьогодні в середньому перевищує 60 %.

Дослідниками [1,5] отримані залежності частоти відмов колони штанг від її відносної глибини обриву. Однак, недостатня кількість статистичних даних не дозволила отримати точної залежності. На основі проведеного аналізу

ідмов насосних штанг нами отримана залежність частоти відмов колони штанг від її відносної глибини обриву для характерних типів їх відмов (рис. 1.1).

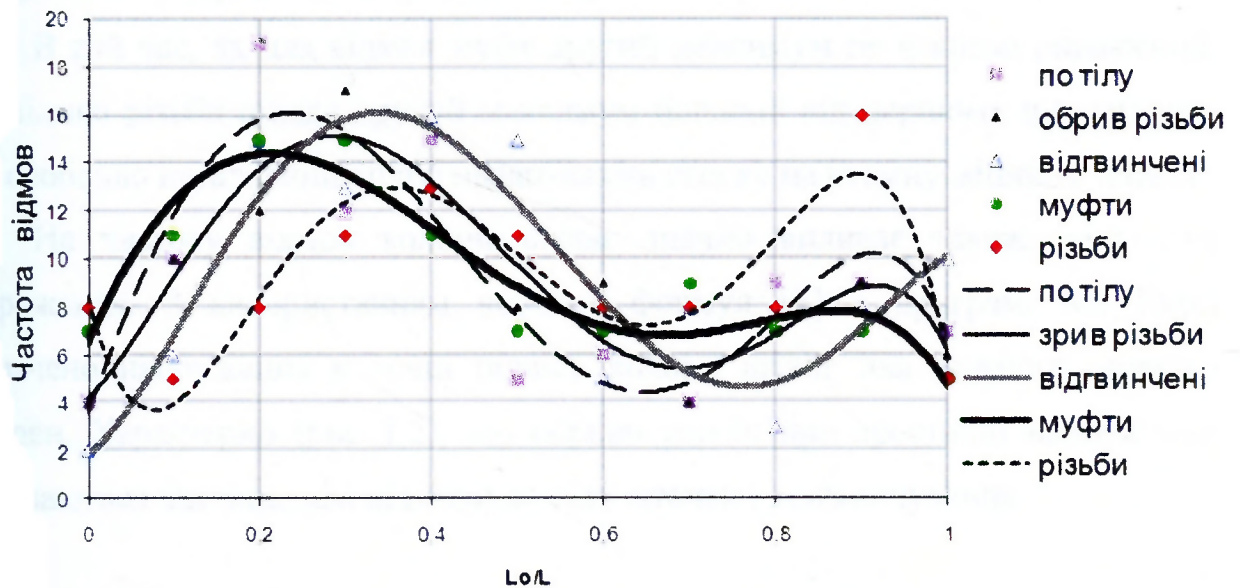


Рисунок 1.1 – Залежність частоти відмов (у відсотках) елементів колони штанг від її відносної глибини обриву

Аналіз рис. 1.1 показує, що існують два максимуми відмов, перший з яких відповідає дії максимального розтягуючого навантаження на колону (співвідношення $Lo/L=0,3$), (Lo/L – відношення розтягнутої частини колони штанг до її загальної початкової довжини), а другий – згину низу колони над насосом, зумовленого дією стискаючих навантажень (співвідношення $Lo/L=0,9$). Цей факт підтверджують дослідники [1,5], які однак вказують й на те, що перший максимум відмов знаходиться безпосередньо у верхній частині колони, а другий – безпосередньо над насосом.

Залежність із двома максимумами і трьома мінімумами (рис. 1.1) відноситься до більшості типів відмов. Так, згин нижньої частини колони є причиною збільшення не тільки обривів штанг по тілу, але й обривів по різьбі, зривів різьби, обривів муфти, відгвинчувань.

Згідно рис. 1.1, залежності для відгвинчувань та відмов різьби ніпеля дещо зміщені вправо. Так перший максимум для них відповідає

співвідношенню $L_0/L=0,35$. Другий максимум для відгвинчувань знаходиться безпосередньо над насосом. Крім того, для відмов різьби ніпеля характерна наявність максимуму безпосередньо під устям свердловини.

В той час, як для відмов муфт другий максимум не яскраво виражений, для відмов різьби ніпеля другий максимум більший від першого, що свідчить про особливо негативний вплив навантажень стиску на втомну міцність ніпеля.

На частоту відмов колони штанг значно впливає також приведені напруження. З використанням відомих формул [2] в програмі Ms Excel визначено напруження в точці підвісу колони штанг для кожного випадку відмови. Характерно (рис. 1.2), що обриви різьби при зростанні напруження відбуваються частіше, ніж відмови по тілу штанги і відгвинчування.

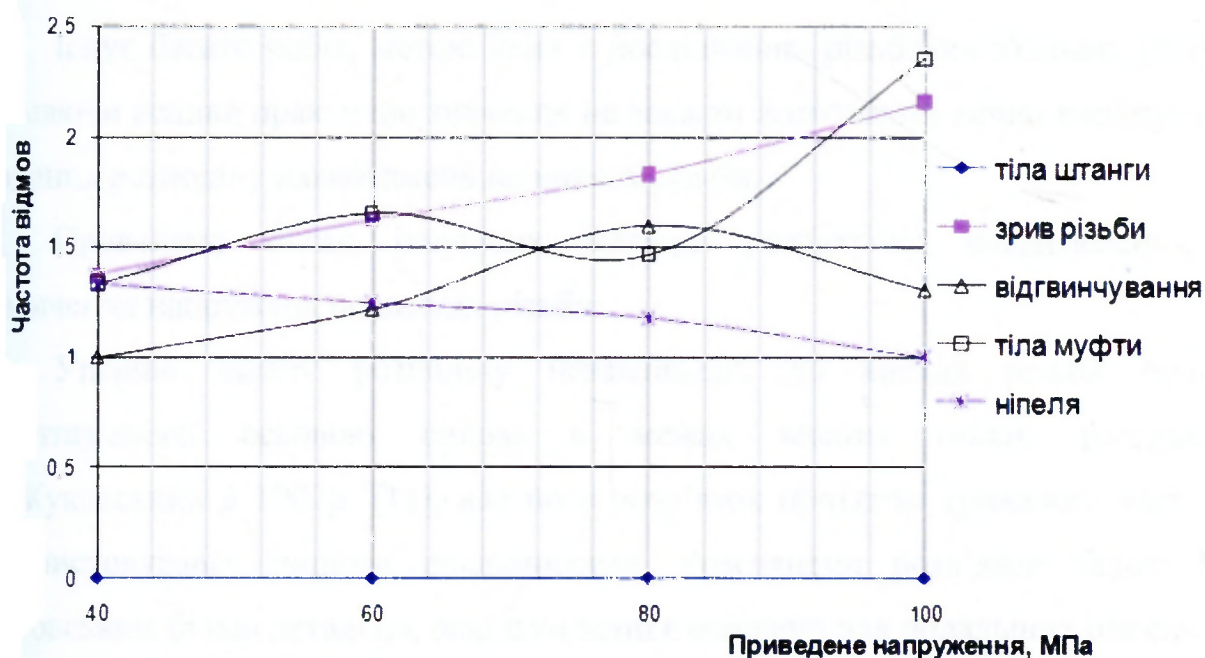


Рисунок 1.2 – Залежність частоти відмов елементів колони насосних штанг від приведенного напруження в точці підвісу

Одним із експлуатаційних чинників, що впливає на частоту відмов також є зношування елементів різьбових з'єднань. Цей вплив зумовлений перерозподілом напружень в зношеному різьбовому з'єднанні в порівнянні з новим.

Багаторазове згвинчування і розгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг в процесі ремонтних робіт приводить до зношування поверхонь витків різьби. Зношування витків різьби знижує їх міцність та може привести до обриву різьби. Зменшення зношування різьби є актуальною проблемою, вирішення якої пов'язане з детальним вивченням процесу зношування при експлуатації, дослідження впливу її конструктивних параметрів, фізико-механічних властивостей контактуючих поверхонь, виду мастила, що використовується, наявності покриттів тощо.

1.3 Огляд існуючих методів розрахунку навантажень та визначення напружень по витках різьби

Існує багато робіт, метою яких є дослідження різьбових з'єднань [6-10], які маючи велике практичне значення не завжди дозволяють точно вирішувати завдання розподілу навантажень по витках різьби.

Проведемо огляд існуючих методів розрахунку навантажень та визначення напружень по витках різьби.

Уперше задачу розподілу навантажень по витках різьби болта, навантаженого осьовою силою в межах висоти гайки, розглянув М. Жуковський в 1902р. [11], але його розв'язок протягом тривалого часу не використовувався іншими дослідниками. Розглянемо розв'язок задачі М. Жуковським більш детально, оскільки вони є основою для подальших рішень.

Задача розподілу навантажень по витках різьби болта і гайки під дією осьового навантаження, що діє на болт (рис. 1.4) є статично невизначеною.

Щоб отримати наближене вирішення цієї задачі М. Жуковський зробив припущення, що витки різьби піддаються тільки дотичному напруженню зрізу, а тіло болта і гайки – розтягу й стиску. Таким чином М. Жуковський спрощує розв'язок задачі.

Вертикальний стрижень AK (рис. 1.3, в), утворений горизонтальними виступами A , B , E , підтримується подібними виступами C , D , і F на

вертикальному стрижні CH . На виступ C діє сила Q . Стрижень CH встановлений або на виступі C (який відповідає гайці, що показана на рис. 1.3, а), або на виступі H (який відповідає гайці, що показана на рис. 1.3, б). Фундаментальне рівняння (1.2) поєднує три послідовні сили N , N_1 і N_2 [11].

$$N + N_2 = N_1 \left(2 + \frac{\lambda}{\Delta} \right), \quad (1.2)$$

де λ – коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалу та геометричних параметрів різьби;

Δ – осьова деформація різьбової частини.

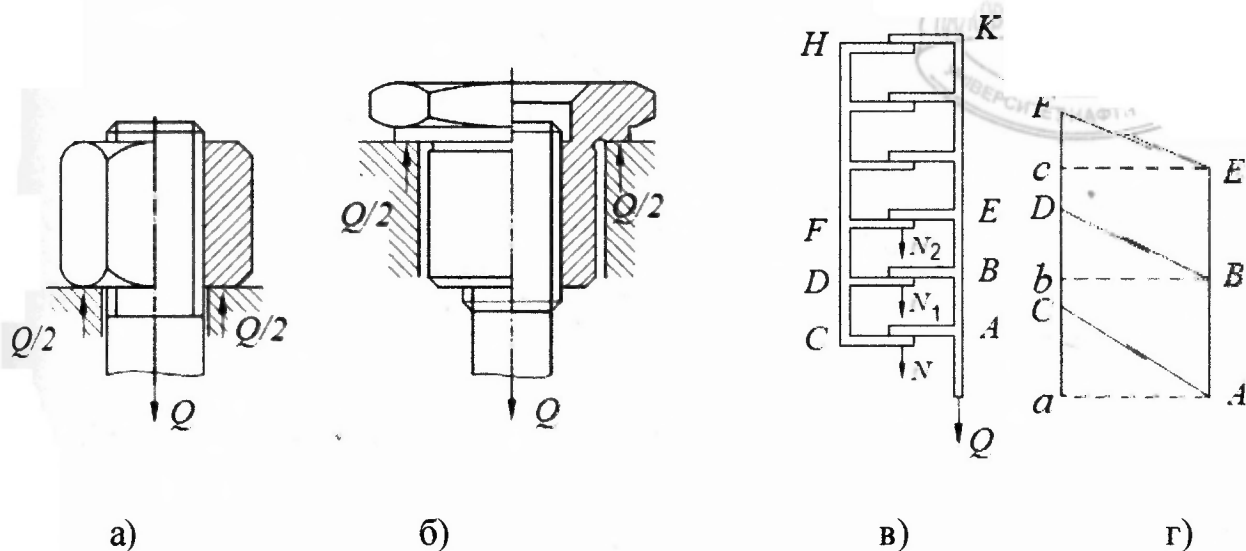


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема дискретної моделі різьбового з'єднання

Для отримання коефіцієнтів λ і Δ необхідно розглянути умову спільних деформацій стрижнів і виступів. Для схеми навантаження, зображеної на рис. 1.3, суми проекцій aC і bD (рис. 1.3, г) в напрямку стрижня CH є наступними:

$$aC = \frac{sN}{\sigma g} + \frac{s_1 N}{\sigma_1 g_1}, \quad bD = \frac{sN_1}{\sigma g} + \frac{s_1 N_1}{\sigma_1 g_1}, \quad (1.3)$$

де g, g_1 – кутові коефіцієнти нахилу до прямих кутів A, B, E , і C, D, F відповідно;

s, s_1 – довжини виступів на правому і лівому стрижні;

σ, σ_1 – площі основ виступів.

Нехай T є силою, що діє на частини стрижня AB і CD . Тоді видовження частини AB і скорочення частини CD :

$$\begin{aligned} - \text{видовження: } \Delta A &= \frac{Th}{\omega E} \\ - \text{скорочення: } \Delta D &= \frac{Th}{\omega_1 E_1}, \end{aligned} \quad (1.4)$$

де ω, ω_1 – площі поперечних перерізів стрижнів;

h – відстань між виступами;

E, E_1 – модулі пружності правого лівого стрижнів.

З умови загальних деформацій (рис. 1.3, г) можна написати наступні рівняння:

$$\begin{aligned} \Delta C - \Delta D &= \frac{Th}{\omega E} - \frac{Th}{\omega_1 E_1} \quad \text{або} \quad N - N_1 = T \frac{\lambda}{\Delta} \\ \text{та} \quad \lambda &= \frac{h}{\omega E} + \frac{h}{\omega_1 E_1} \\ \Delta &= \frac{s}{\sigma g} + \frac{s_1}{\sigma_1 g_1}. \end{aligned} \quad (1.5)$$

Сила, що діє на частини стрижня BE і DF буде рівною $T - N_1$ тоді:

$$N_1 - N_2 = (T - N_1) \frac{\lambda}{\Delta}. \quad (1.6)$$

Видаливши T з формул (1.5) і (1.6) отримаємо рівняння (1.2).

Рівняння (1.2) може бути написане для тисків в кожному з трьох послідовних виступів в наступній формі:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{1}{2 + \frac{\lambda}{\Delta} - \frac{N_2}{N_1}}, \quad \frac{N_2}{N_1} = \frac{1}{2 + \frac{\lambda}{\Delta} - \frac{N_3}{N_2}} \dots \quad (1.7)$$

Тоді співвідношення між двома парами послідовних витків може бути виражене як:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{1}{2 + \frac{\lambda}{\Delta} - \frac{1}{2 + \frac{\lambda}{\Delta} - \frac{1}{2 + \frac{\lambda}{\Delta} - \dots}}}. \quad (1.8)$$

Коли кількість витків більша, тоді рівняння (1.8) буде близьким до нескінченного дроби і співвідношення N_i / N_{i-1} будуть наближеними до константи, тобто $N_i / N_{i-1} = q$. Таким чином, рівняння (1.2) можна переписати як:

$$q = \frac{1}{2 + \frac{\lambda}{\Delta} - q} \quad \text{або} \quad q^2 - \left(2 + \frac{\lambda}{\Delta}\right)q + 1 = 0, \quad (1.9)$$

де q – інтенсивність розподілу навантажень на одиниці довжини різьбового з'єднання.

Як бачимо, співвідношення N_i/N_{i-1} – елементи геометричної прогресії, що зменшуються відповідно до q , поданому в квадратичному рівнянні (1.9). Корінь q , визначений з рівняння (1.9), є меншим за одиницю, тоді:

$$q = 1 + \frac{\lambda}{2\Delta} - \sqrt{\left(1 + \frac{\lambda}{2\Delta}\right)^2 - 1}.$$

Значення $T = Q - N$ і $N_1 = qN$ з формули (1.5) прийме вигляд $N - qN = (Q - N)/(\lambda/\Delta)$ і:

$$N = \frac{\lambda}{\Delta} Q / \left(1 - q + \frac{\lambda}{\Delta}\right) \quad \text{або} \quad N = (1 - q)Q. \quad (1.10)$$

Для випадку навантаження, показаного на рис. 1.3, б, коли стрижень CH зафіксований на виступі H , обидва стрижні (лівий і правий) піддаються розтягу. Якщо на частину стрижня AB діє сила $T = Q - N$, тоді на частину стрижня CD діє сила рівна $N = Q - T$ і далі формули (1.5) і (1.10) приймуть наступні вигляди:

$$N - N_1 = \frac{\lambda}{\Delta} T - \frac{Qh}{\Delta\omega_1 E_1}, \quad N = \frac{Qh}{\Delta\omega E} / \left(1 - q + \frac{\lambda}{\Delta}\right). \quad (1.11)$$

Для верхньої пари виступів:

$$N_i = \frac{Qh}{\Delta\omega_1 E_1} / \left(1 - q + \frac{\lambda}{\Delta}\right). \quad (1.12)$$

Таким чином М. Жуковський робить висновок, що в першому випадку навантаження між послідовними парами виступів, що починаються з величини N , є найбільшими. Для інших пар виступів навантаження зменшуються в геометричній прогресії і наближаються до нуля. В другому випадку, при великій кількості пар виступів, навантаження N і N_1 входять в геометричну прогресію, яка зменшується зверху вниз, а посередині – наближається до нуля. Таким чином виявлено, що згідно із схемою рис. 1.3, б можна очікувати більш однорідного розподілу навантажень по витках різьби, ніж у випадку зі схемою рис. 1.3, а.

Після розв'язання цієї задачі М. Жуковським, протягом довгого часу вона не розглядалась, і тільки через тридцять років в 1931 році розв'язок М. Жуковського був повторений Жакс [12]. Автор стверджував, що завдяки пружності різьби болта і гайки, осьове зусилля розподіляється по витках різьби нерівномірно. В його розв'язку напруження, які виникають від дії згину і зрізу враховувались, але деформація гайки не приймалась до уваги. Згідно його розрахунків за схемою навантаження, яка зображена на рис. 1.4, а, найбільш навантажений виток знаходиться біля несучої поверхні гайки.

Запропонований М. Жуковським метод визначення навантаження по витках різьби, розроблений для з'єднань, що мають нескінченне число ниток, був ідеалізованим і не пояснював велику кількість поломок навантаженої різьби біля несучого торця гайки. Тому дослідники ще раз повертаються до дискретних методів обчислення для того, щоб зробити більш точні визначення навантажень, що діють в різьбових з'єднаннях.

В 1936 році Л. Мадушка [13] дав відоме рішення цієї задачі незалежно від М. Жуковського. Л. Мадушка, на відміну від М. Жуковського, отримав уточнене рішення задачі для різьбових з'єднань, що мають кінцеве число витків n з використанням теорії рівнянь кінцевих різниць. Л. Мадушка також розв'язав задачі для різьбових з'єднань з стисненими, розтягненими чи стиснуто–

розтягненими гайками для прямокутних і трикутних профілів різьби з врахуванням бокових тисків на болт та гайку.

Згідно досліджень Л. Мадушки, якщо осьове навантаження на різьбове з'єднання прийняти P_V , тоді навантаження $P_1 \dots P_n$ на будь якому окремому витку можуть бути знайдені за допомогою наступного рівняння:

$$P_n = P_{n-1} - a[P_V - (P_1 + P_2 + \dots + P_{n-1})], \quad (1.13)$$

де a – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалу та геометричні параметри болта та гайки.

Вирішення цієї задачі методом Мадушки приводить до складних рівнянь і широко не використовується.

Б.С. Цфас [14] в 1961 році за схемою навантаження, вказаною на рис. 1.3, а, повторює рішення М. Жуковського і пропонує рівняння:

$$N - N_1 \left(2 + \frac{\lambda}{\Delta + \eta} \right) + N_2 = 0 \quad (1.14)$$

де η - коефіцієнт, що залежить від контактних деформацій на поверхні витка.

Величина q визначається з формули (1.10) з врахуванням коефіцієнту η , як:

$$q = 1 + \frac{\lambda}{2(\Delta + \eta)} - \sqrt{\left[1 + \frac{\lambda}{2(\Delta + \eta)} \right]^2 - 1}. \quad (1.15)$$

Припускаючи, що $Q = N(1 + q + q^2 + \dots + q^{n-1}) = 0$, навантаження на перший виток буде визначене як:

$$N = Q \frac{1 - q}{1 - q^n}. \quad (1.16)$$

Якщо підставити $n = \infty$ в рівняння (1.16), то отримаємо аналогічне рівняння (1.10). Хоча сума $Q - \sum_1^n N_i = 0$ не завжди існує, розходження є незначним і його можна легко виправити методом повторних підходів. Розрахунки показали, що для різьби з прямокутним профілем при $n=10$, М. Жуковским отримано $N=0,5Q$, а приймаючи до уваги контактні деформації – $N=0,1Q$. За формулою (1.17) $N=0,15Q$, і в результаті повторних підходів отримано $N=0,153Q$. Однак розрахунки показали, що для з'єднань різьб, які мають високий клас чистоти обробки поверхні витків, контактні деформації дуже малі в порівнянні з деформаціями від зрізу та згину.

Н.Л. Клячкін [15], на відміну від Б. Цфаса і М. Жуковського, дав ще точніше вирішення в закритій формі для схеми, показаної на рис. 1.4, а для кількості витків k , подав формулу (1.8) як:

$$N_k/N_{k-1} = 1/(a-1) \quad \text{і} \quad N_{i+1}/N_i = A_n,$$

де $a = 2 + \lambda/\Delta$;

$n = k - (i+1)$;

i – будь-який виток, що розглядається.

Н. Клячкін отримав розв'язок у вигляді простого дроби.

Так, для п'ятих і шостих пар витків ($i = 5$), коли $k = 10$ та $n = 4$

$$\frac{N_6}{N_5} = A_4 = \frac{a^4 - a^3 - 3a^2 + 2a + 1}{a^5 - a^4 - 4a^3 + 3a^2 + 3a - 1}.$$

Це просте співвідношення дає можливість отримати всі величини A_n від A_{k-2} до A_0 і, відповідно, навантаження на всіх витках.

Для першої пари витків $N_2/N_1 = A_{k-2}$, для другої та наступних пар витків $N_3 = N_1 A_{k-2} A_{k-3}, \dots, N_k = N_1 A_{k-2} A_{k-3} \dots A_3 A_2 A_1 A_0$, де $A_0 = 1/(a-1) = N_k/N_{k-1}$.

З цих рівнянь, навантаження на першій парі витків (за М. Жуковським $N_1=N$):

$$N_1 = \frac{Q}{1 + A_{k-2} + [1 + A_{k-3} + [1 + A_{k-4} + [1 + \dots + A_4(1 + A_3(1 + A_2(1 + A_1(1 + A_0)))]\dots]]]]} \quad (1.17)$$

Аналогічні співвідношення можуть бути знайдені на основі розв'язку Мадушки.

Більш точний і відносно простий розв'язок в закритій формі для будь-якої кількості витків було надано Є. Паландом [16]. Паланд подав для будь-яких двох витків n і $n-1$ наступні системи рівнянь:

$$N_n = a_1 N_{n-1} - a_2 [Q - (N_1 + N_2 + \dots + N_{n-1})], \quad (1.18)$$

де a_1, a_2 – постійні коефіцієнти, що залежать від механічних властивостей матеріалів болта та гайки і геометричних параметрів різьби та з'єднання в цілому.

Розв'язавши ці рівняння з умовами рівноваги

$$\sum_{i=1}^k = N_1 + N_2 + \dots + N_{n-1} + N_n + \dots + N_k = Q \text{ для кількості витків } k \text{ можна отримати всі}$$

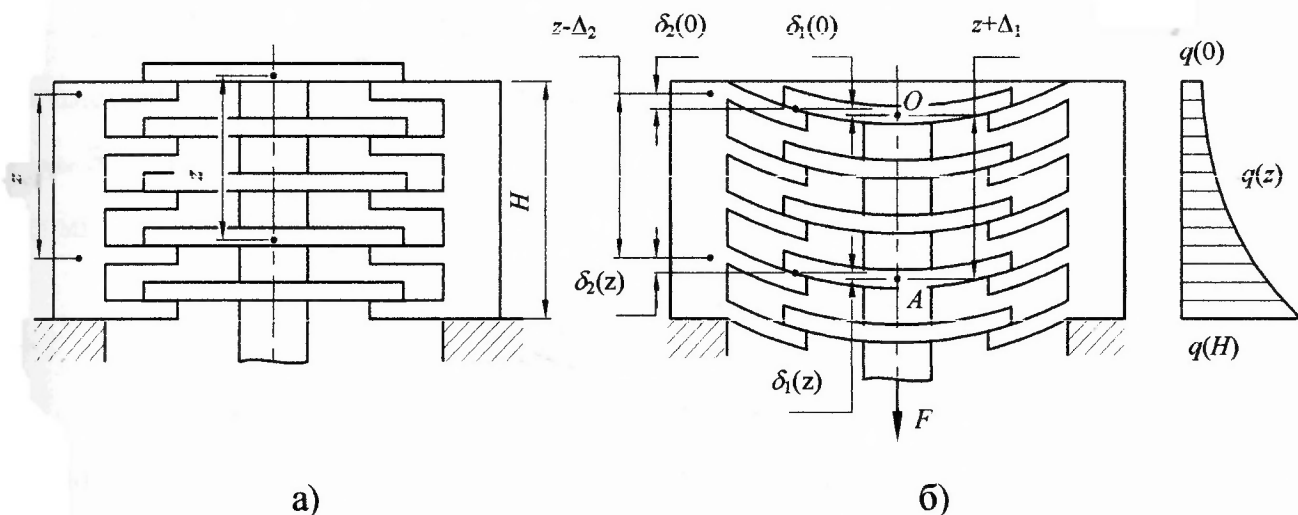
навантаження на витках $1, 2, \dots, k-1, k$.

У другому розв'язку Паланд враховує згинальний момент, що діє на витки і на поверхню гайки. Цей момент згинає тіло гайки та приводить до більш рівномірного парного розподілу навантажень по витках. Однак, як помітив Паланд, згинаючий момент повинен бути врахований тільки тоді, коли клас обробки витків є низьким.

Незважаючи на те, що розподіл навантажень по витках різьби досліджений М. Жуковським, Е. Жаке, та Л. Мадушкою, цю задачу необхідно уточнити розв'язок цієї задачі для реального різьбового з'єднання.

Вперше більш точно ця задача була вирішена І.А. Біргером у 1944 р. [17].

Подовження болта для частини OA (рис. 1.4) відповідає Δ_1 , а стрижня гайки – Δ_2 .



а)

б)

а – до навантаження; б – після навантаження

Рисунок 1.4 – Схема розрахунку з'єднання болт-гайка I

Суми осьових переміщень різьби болта та гайки від дії згину і зрізу, та радіальні деформації від сил, що діють на різьбу в поперечних перерізах $z=0$ (точка 0) та z (точка А), будуть $\delta_1(0)+\delta_2(0)$ та $\delta_1(z)+\delta_2(z)$ відповідно. Тоді умова загальних деформацій матиме вигляд:

$$\Delta_1 + \Delta_2 = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)] \quad (1.19)$$

$$\text{де } \Delta_1 = \int_0^z \frac{\sigma_1(z)}{E_1} dz \quad \text{і} \quad \Delta_2 = \int_0^z \frac{\sigma_2(z)}{E_2} dz, \quad (1.20)$$

гут $\sigma_1(z)$, $\sigma_2(z)$ – напруження в поперечних перерізах z тіла гайки та болта.

Припустивши, що одиниця тиску на торці витка різьби в поперечному перерізі z повинна бути $p(z)$, величини $\delta_1(z)$ і $\delta_2(z)$ будуть наступні:

$$\delta_1(z) = \frac{p(z)P}{E_1} \lambda_1 \quad \text{і} \quad \delta_2(z) = \frac{p(z)P}{E_2} \lambda_2 \quad (1.21)$$

де P – крок різьби,

λ_1 і λ_2 – безрозмірні коефіцієнти, що залежать від геометричних параметрів різьби та з'єднання в цілому.

З формул (1.19) і (1.20) Біргер отримав формулу в диференціальній формі:

$$q''(z) - m^2 q(z) = 0, \quad (1.22)$$

де $q(z) = dF(z)/dz$ – інтенсивність розподілу навантажень (сила F на одиницю довжини різьбового з'єднання) в будь-якому поперечному перерізі z .

Як бачимо, що $F(z) = \int_0^z q(z) dz$

Навантаження $F(i)$ на будь-якому витку, розміщеному між поперечними перерізами z і $z+P$, будуть рівні:

$$F(i) = \int_z^{z+P} q(z) dz. \quad (1.23)$$

З формули (1.22) за граничних умов:

$$F(z=0) = 0, \quad q'(0) = 0, \quad F(z=H) = F \quad \text{і} \quad q'(H) = m^2 F,$$

де H – висота гайки;

m – коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалу і геометричних параметрів різьби та з'єднання в цілому.

Інтенсивність розподілу навантажень визначиться за формулою:

$$q(z) = \frac{Fm}{sh mH} ch mz, \quad (1.24)$$

тобто, осьове навантаження по витках розподілено за законом гіперболічного косинуса.

Тоді:

$$F(z) = F \left(\frac{sh mz}{sh mH} \right) \quad (1.25)$$

Для з'єднання, показаного на рис. 1.3, б:

$$q(z) = \frac{Fm}{\beta sh mH} \left[\frac{ch mz}{E_1 A_1} + \frac{ch m(H-z)}{E_2 A_2} \right] \quad (1.26)$$

У формулах (1.22), (1.24...1.26) наступні величини рівні: $A_f = \pi d_2 t$, $m = \sqrt{\beta/\gamma}$, $\beta = 1/(E_1 A_1) + 1/(E_2 A_2)$, $\gamma = (P^2/A_f)(\lambda_1/E_1 + \lambda_2/E_2)$. Для стандартних метричних різьб, коли $\mu_1 = \mu_2$ і $E_1 = E_2$, $\lambda_1 = 0.86 + 0.108 d/P$ і $\lambda_2 = 1.0 + 0.234 d/P$, де μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона для матеріалів, з яких виготовлено болт та гайку.

Роботи Біргера насичені великою кількістю схем навантажень, а також в них враховано вплив на розподіл навантажень по витках різьби таких чинників як: товщина стінки гайки, висота гайки, крок різьби, профіль різьби, матеріали гайки і болта та інші.

Нерівномірний розподіл навантажень по робочих витках різьбового з'єднання викликає нерівномірний розподіл напружень.

Навантажені різьбові частини знаходяться в складному об'ємному напружено-деформованому стані, в якому напруження є результатом розтягу тіла болта і стиску тіла гайки, згину і зрізання витків різьби. Існують різноманітні методи визначення еквівалентного напруження по витках різьби [18, 19], що містять деякі припущення і спрощення.

Достатньо просте і ефективне вирішення даної задача подане в роботі [20]. Приймаючи до уваги нерівномірний розподіл навантажень в різьбовому з'єднанні, дотичні, радіальні і осьові напруження визначаються за формулою (1.27):

$$\sigma_\theta = p_r \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1}, \quad \sigma_R = \frac{F_{Pi} \left(\frac{\alpha}{2} - \rho \right)}{\pi d_2 P}, \quad \sigma_Z = \frac{4(F - F_i)}{\pi(d_e^2 - d^2)}, \quad (1.27)$$

$$\text{де } \beta = d_e/d, \quad p_r = F_{Pi} \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} - \rho \right) / (\pi d_2 P c),$$

σ_θ - дотичне напруження;

σ_R - радіальне напруження;

σ_z – осьове напруження;

ρ – кут тертя в різьбі;

α – кут профілю різьби;

d – внутрішній діаметр різьби;

d_e – еквівалентний зовнішній діаметр гайки;

d_2 – середній діаметр;

F_i – осьова складова навантаження на виток різьби;

F_{Pi} – повне навантаження на виток різьби;

c – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від розподілу навантаження.

Прийнявши до уваги напруження від згину у витку різьби σ_{z2} :

$$\sigma_{z2} = \pm \frac{F_i(d_2 - d_1)}{2W_z},$$

де $W_z = (\pi d_1 h^2)/6$;

h – площа зрізу витка різьби;

d_1 – зовнішній діаметр різьби.

Головні нормальні напруження визначаються за рівнянням:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_\theta \\ \sigma_2 &= 0.5 \left[(\sigma_R \pm \sigma_B + \sigma_z) + \sqrt{(\sigma_R \pm \sigma_B + \sigma_z)^2 + 4\tau^2} \right] \\ \sigma_3 &= 0.5 \left[(\sigma_R \pm \sigma_B + \sigma_z) - \sqrt{(\sigma_R \pm \sigma_B + \sigma_z)^2 + 4\tau^2} \right] \end{aligned} \right\} \quad (1.28)$$

де $\tau = F_i/(\pi d_2 h)$

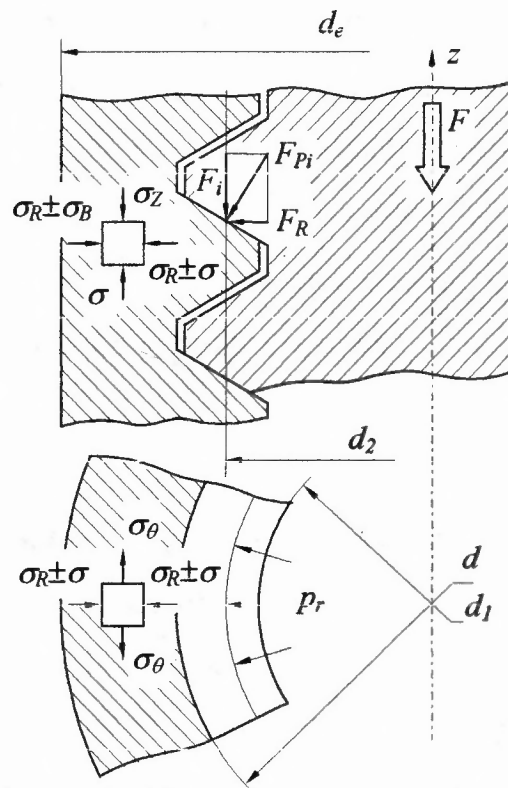


Рисунок 1.5 – Схема розрахунку навантаження на виток

В залежності від матеріалу, з якого виготовлено різбову частину, можна використати одну з теорій для визначення еквівалентного напруження.

Можна отримати значне збільшення надійності різбового з'єднання за рахунок зменшення концентрації напружень на робочій частині різби, що розраховано і експериментально підтверджено у роботах К. Маруями [21]. За основу його роботи був взятий інвертований закон розподілу навантажень по витках різби. Найменш навантажений виток різби сприймає 1-2 % осьового навантаження, що діє на з'єднання, а 40-50 % навантаження передається витку різби, що знаходиться біля вільного торця гайки. Закон розподілу навантажень з врахуванням різних кроків різби гайки і болта прийме вигляд:

$$q(z) = \frac{\Gamma m}{sh mH} ch mz - K \left[sh mz - \frac{ch mH - 1}{sh mH} ch mz \right], \quad (1.29)$$

де m, K – коефіцієнти, що залежать від технології виготовлення, властивостей матеріалу болта та гайки і геометричних параметрів різби,

z – поточна координата довжини різьбового з'єднання.

Концентрація напружень на робочій частині різьби з різними кроками для болта та гайки вирівнюється і стає приблизно рівною по всій довжині різьби.

Ефективність використання інвертованого закону для різьбових з'єднань, що працюють під динамічним навантаженням та виготовлені з крихких матеріалів, показані в роботах [22, 23].

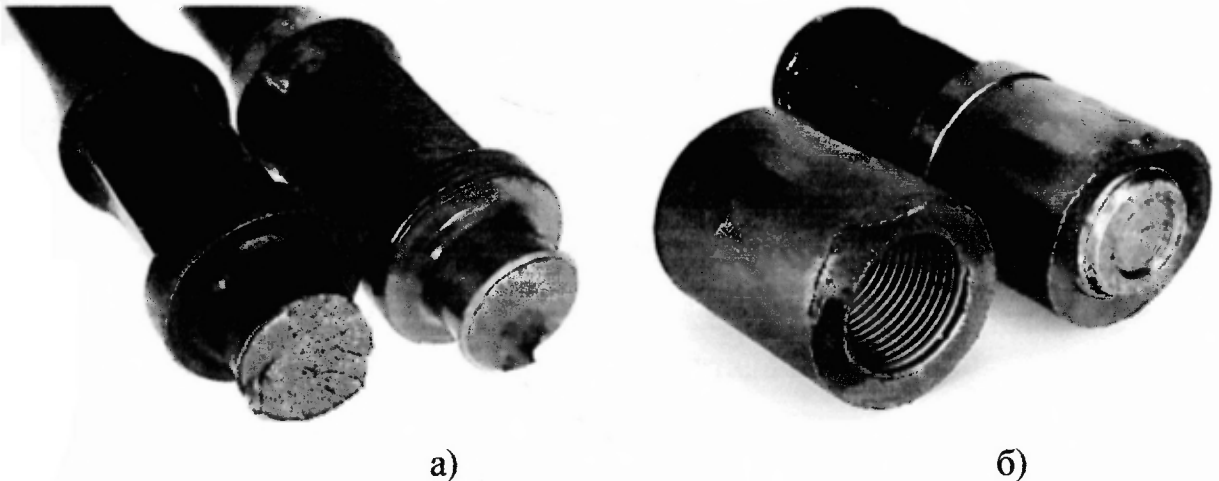
1.4 Способи зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби муфтового з'єднання насосних штанг

Як було згадано в п. 1.3, розподіл навантажень по витках різьби відбувається нерівномірно, тобто перші витки з'єднання найбільш навантажені, а останні – менш навантажені. При роботі муфтового з'єднання насосних штанг в свердловині ця нерівномірність розподілу навантажень може привести до його поломки.

Як свідчать статистичні дані [24, 25], відмови муфтового різьбового з'єднання насосних штанг найбільш розповсюджені і складають більше 30 % (не враховуючи відгвинчування з'єднання і обриви тіла муфт) від загальної кількості відмов штангової колони. Це пов'язано з тим, що в стандартному муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг навантаження по витках різьби розподіляється нерівномірно. Як було встановлено [26], в з'єднаннях такого типу навантаження зростає від останніх до перших витків за законом гіперболічного косинуса. Згідно проведених розрахунків на перші два витки припадає від 38 до 47 % загального навантаження [27]. Встановлено, що із зменшенням діаметру різьби збільшується нерівномірність розподілу навантажень по витках.

Стандартне з'єднання суцільних насосних штанг (ГОСТ 13877-96) має конструктивні елементи (розвантажувальну канавку, зрізи перших витків), які призначені зменшити навантаження на перші витки, але статистичні дані [1,2]

підтверджують, що більшість втомних поломок різьбового з'єднання штанг відбувається по перших витках різьби ніпеля (рис. 1.6, а). Руйнування незношеної муфти по останньому робочому витку з'єднання відбувається значно рідше (рис. 1.6, б).



а – на першому витку різьби ніпеля;

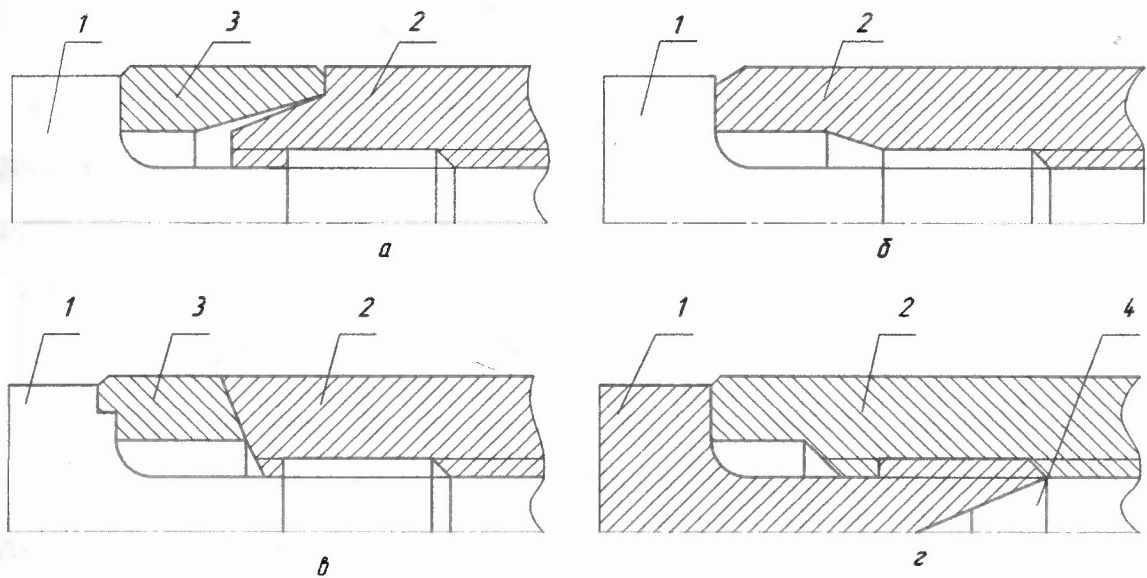
б – на останньому робочому витку різьби муфти

Рисунок 1.6 – Типові корозійно-втомні руйнування муфтового різьбового з'єднання насосних штанг

Існують наступні способи підвищення рівномірності розподілу навантажень по витках різьби муфтового з'єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби:

1) Застосування муфти розтягу-стиску із змінним перерізом розтягнутої частини.

В болтових з'єднаннях використання стиснуто-розтягнутих гайок дозволяє значно зменшити навантаження на перші витки різьби з'єднання і збільшити границю витривалості з'єднання на 25...30 % [26] внаслідок більшої податливості перших витків різьби гайки. Можливість застосування муфти розтягу-стиску для з'єднання насосних штанг розглядалась в роботі [1], проте вона ускладнена малою товщиною муфти. На практиці можна виконати ділянку розтягу тільки над першими трьома витками різьби ніпеля (рис. 1.7, а).



1-штанга; 2-муфта;

3-протекторна вставка; 4-конусна вставка;

а – з'єднання з застосуванням муфти стиску-розтягу;

б – з'єднання, зі зрізаними першими витками різьби муфти;

в – з'єднання з розтисканням перших витків муфти у радіальному напрямку;

г – з'єднання з розтисканням останніх витків різьби ніпеля

Рисунок 1.7 – Способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг

2) Застосування муфти виготовленої з матеріалу, модуль пружності якого відрізняється від модуля пружності матеріалу насосної штанги.

Для звичайних різьбових з'єднань встановлено, що застосовуючи гайки, виготовлені з матеріалу, в якого менший модуль пружності та менша границя плинності в порівнянні з матеріалом виготовлення болта, можна підвищити границю витривалості з'єднань на 15-20 % [28]. Однак використання такого способу в муфтовому з'єднанні насосних штанг можливо тільки тоді, коли буде забезпечений надійний захист муфти від зношування.

3) Покриття різьби муфти пластичним матеріалом.

Введення пластичних прошарків між витками болта і гайки (бронзування, алюмініювання, цинкування, кадміювання) також дозволяє дещо вирівняти навантаження по витках [29].

4) Зміна модуля пружності матеріалу ніпеля.

Для болтових з'єднань встановлено, що суттєве підвищення міцності з'єднання досягається при збільшенні твердості болта [26]. Однак, для ніпеля штанги технологічно важко здійснити накатування різьби через низьку стійкість інструменту.

5) Вибір оптимальної довжини згвинчування.

Більша довжина згвинчування може дещо підвищити границю витривалості з'єднання при використанні матеріалу муфти з меншим модулем пружності, ніж матеріалу ніпеля [26].

6) Застосування різьби ніпеля, утопленої в різьбі муфти.

В таких з'єднаннях перший виток ніпеля більш податливий, що зменшує навантаження, яке діє на нього [26]. Застосовується в муфтових з'єднаннях нової конструкції (ГОСТ 13877-96).

7) Використання зрізу перших витків різьби муфти (рис. 1.7, б).

Зріз витків в найбільш навантаженій ділянці під кутом $10-12^\circ$ дозволяє зменшити дію навантажень на них і підвищити границю витривалості на 20 % [26]. Підрізання профілю різьби штангової муфти під кутом 9° використовувалось для з'єднань старої конструкції [1], а під кутом 30° – в з'єднаннях нової конструкції. Але у випадку застосування в конструкції різьбового з'єднання інших способів вирівнювання навантаження, вибір оптимального кута зрізу потребує спеціального дослідження.

8) Розтискання перших витків різьби муфти у радіальному напрямку.

Відомі гайки з увігнутою опорною поверхнею [26, 29], яка дозволяє збільшити податливість перших витків і забезпечити обтискання останніх. Це сприяє вирівнюванню навантаження між витками різьби. Для з'єднання насосних штанг цей спосіб здійснити важко через малу товщину муфти та площі контакту на стику з'єднання (рис. 1.7, г). Конструкція муфтового з'єднання з конічним запlechником не застосовується [1].

9) Обтискання останніх витків різьби муфти.

Відомі гайки [29] з обтиснутими в радіальному напрямку останніми витками. Це дозволяє збільшити жорсткість останніх витків і зменшити навантаження на перші витки. Для з'єднання насосних штанг обтиск останніх витків можна забезпечити, застосовуючи муфти розтягу-стиску.

10) Розтискання останніх витків різьби ніпеля.

Ефект від використання даного способу аналогічний вищевказаному способу. Для муфтового з'єднання штанг цей спосіб можна реалізувати за допомогою наявності в муфті спеціальної конусної вставки (рис. 1.7, д). Однак практично реалізувати його досить важко, тому що необхідна підвищена точність виготовлення і складання деталей.

11) Попереднє пластичне деформування перших витків ніпеля або муфти.

При попередньому обтисканні з'єднання високими зусиллями згвинчування, відбувається пластична деформація перших витків з'єднання. При наступному прикладенні нормального зусилля згвинчування, навантаження між витками в з'єднанні розподіляються більш рівномірно. В результаті аналізу пружно-пластичних моделей різьбових з'єднань [26] було висловлено припущення, що попереднє обтискання з'єднань високими зусиллями згвинчування можна використовувати для зміцнення динамічно навантажених з'єднань. АРІ (Американський нафтовий інститут) рекомендує надлишковий момент згвинчування з'єднань нових штанг, необхідний для змінання первинної шорсткості витків різьби і торців поверхонь.

Під час спуску нових штанг в свердловину рекомендовано [1,2] з'єднання загвинтити із зусиллям згвинчування, рекомендованим для нових штанг, розгвинтити і загвинтити знову з зусиллям, яке використовують для уживаних штанг. Так буде виконано попереднє деформування з'єднання високим зусиллям згвинчування, яке, наприклад, для штанг діаметром 22 мм перевищуватиме рекомендоване на 18 % (таблиця 1.3). Це може призвести до змінання нерівностей бокових поверхонь перших витків з'єднання, але може бути недостатнім для досягнення максимального вирівнювання навантаження

по витках різьби. Тому, недослідженим залишається вплив деформування з'єднання більш високими зусиллями згвинчування.

Таблиця 1.3 – Рекомендоване кутове зміщення муфти відносно штанги при докріпленні

Умовний діаметр штанг, мм	13	16	19	22	25	29
Для нових штанг: мінімальне, °	4,7	6,4	7,1	8,7	11,2	14,3
	максимальне, °	6,4	7,1	8,7	9,5	12,7
Для уживаних штанг: мінімальне, °	3,2	4,7	5,6	7,1	9,5	12,7
	максимальне, °	4,7	6,4	6,8	9,1	11,2

Можливе поєднання кількох способів вирівнювання розподілу навантажень по витках різьби. Наприклад, використання муфти з меншим модулем пружності та попереднього пластичного деформування високим зусиллям згвинчування, використанням вставки між торцем муфти і ніпелем зі зносостійкого матеріалу, що дозволить захистити муфту від зношування та очищувати НКТ від смолисто-парафінових відкладень [30].

Проведений аналіз літературних джерел за темою дисертації дозволив виділити наступні завдання досліджень:

1. Провести аналіз причин відмов різьбових з'єднань насосних штанг, існуючих методик оцінки розподілу навантажень по витках різьби та способів зменшення їх нерівномірності.

2. Удосконалити методику оцінки розподілу навантажень по витках різьби насосних штанг, для забезпечення максимального відтворення особливостей їх напружено-деформованого стану в експлуатаційних умовах.

3. Дослідити вплив граничних розмірів елементів нових та зношених різьбових з'єднань на їх напружено-деформований стан. Оцінити напружено-

деформований стан різьбового з'єднання за умов сумісної дії моменту згвинчування, згину та осьового навантаження.

4. За результатами аналітичних та експериментальних досліджень вдосконалити конструкції різьбових з'єднань насосних штанг з метою підвищення ефективності їх експлуатації.

5. Провести апробацію отриманих наукових результатів.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ

2.1 Умова загальних деформацій різьбової частини з'єднання насосних штанг

В першому розділі роботи проведено аналіз методик визначення розподілу навантажень по витках різьбового з'єднання запропонованих різними авторами [11, 12, 13, 14, 15, 16, 17]. В результаті встановлено, що в жодній із них не враховано сили тертя в різьбі й точність її виготовлення, зсув витка від згину, зрізу та радіальні деформації від сил на торцях витка, сил осьового стиску або розтягу різьби. Зважаючи на це була поставлена задача вдосконалення існуючих методик визначення розподілу навантажень по витках різьбового з'єднання.

Як відомо, при навантажуванні різьбових з'єднань розподіл навантажень по робочих витках відбувається нерівномірно. Такий розподіл навантажень зумовлений різною осьовою деформацією витків різьби ніпеля та муфти, що виникає внаслідок згину витків різьби, радіальних деформацій від тиску на бокові поверхні витків й осьових сил, що діють на з'єднання.

Вирішення завдання розподілу навантажень по витках є основним для розрахунку різьбових з'єднань, оскільки воно дає можливість визначити небезпечні перерізи з'єднання.

Приймаючи до уваги напружений стан ніпеля та муфти насосної штанги, можна розглянути для них дві основні схеми навантажування:

1) Ніпель розтягнений – муфта стиснута.

Ця схема навантажування має місце при згвинчуванні з'єднання насосних штанг без прикладання осьового навантаження.

Ніпель і муфта розтягнені.

Схема навантажування має місце у випадку, коли колона насосних штанг знаходиться під дією навантажень розтягу.

Розглянемо різьбове з'єднання навантажене у відповідності зі схемою "ніпель розтягнений і муфта стиснута". У даному випадку для визначення загальних деформацій витків різьби необхідно розглядати різьбове з'єднання за схемою, показаною на рис. 1.4. Внаслідок дії навантаження F , яке в даному випадку виникає від дії моменту згвинчування, видовження для частини $0-z$ рівне Δ_1 , а стиснення муфти рівне Δ_2 .

Різьба ніпеля та муфти знаходяться в контакті до і після прикладання навантаження. Ідеальний виток різьби розглядається в перерізі, для якого умова загальних деформацій в ніпелі та муфті, може бути записана як:

$$\begin{aligned} z + \Delta_1 + [\delta_1(0) + \delta_2(0)] &= z - \Delta_2 + [\delta_1(z) + \delta_2(z)] \\ \text{або } \Delta_1 + \Delta_2 &= [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)], \end{aligned} \quad (2.1)$$

де z – координата довжини різьбового з'єднання;

Δ_1, Δ_2 - осьова деформація різьбової частини ніпеля та муфти відповідно;

$\delta_1(z), \delta_1(0)$ - прогин витків різьби ніпеля вздовж середнього діаметра d_2 в перерізі з координатою z і початку координат ($z = 0$);

$\delta_2(z), \delta_2(0)$ - прогин витків різьби муфти вздовж середнього діаметра d_2 в перерізі з координатою z і початку координат ($z = 0$).

Це рівняння показує, що різниця осьових деформацій тіла ніпеля і муфти входить у різницю прогинів витків різьб і викликають нерівномірний розподіл навантажень по робочих витках.

Припустимо, що виникнення напружень σ_1 в будь-якому перерізі ніпеля при стиску супроводжується виникненням напружень σ_2 в перерізі муфти. Приймаючи, що напруження σ_1 і σ_2 розподілені рівномірно в будь-якому перерізі різьбової частини, для величин Δ_1 і Δ_2 можна записати:

$$\Delta_1 = \int_0^z \frac{\sigma_1(z)}{E_1} dz, \quad \Delta_2 = \int_0^z \frac{\sigma_2(z)}{E_2} dz. \quad (2.2)$$

де E_1, E_2 - модуль пружності при стиску для матеріалу ніпеля та муфти відповідно.

На боковій поверхні витка діє тиск p , розподілений за невідомою залежністю (рис. 2.1). Нормальні σ і дотичні τ напруження виникають на поверхні тіла ніпеля.

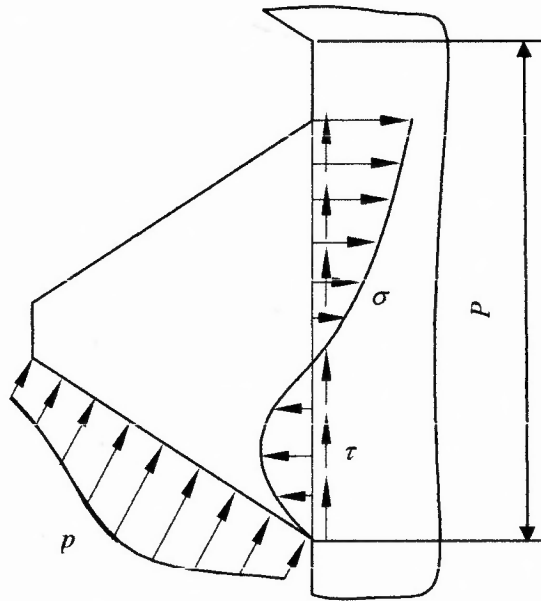


Рисунок 2.1 – Напруження на боковій поверхні витка тіла ніпеля

Нормальне напруження σ викликає загальний стиск бокової поверхні тіла ніпеля і деяке викривлення поверхні (хвилястість), яким можна знехтувати. Нормальне напруження еквівалентне середньому напруженню σ_m , що виникає на поверхні ніпеля при його стиску в радіальному напрямку (2.3).

$$\sigma_m = \frac{1}{P} \int_0^z \sigma(z) dz, \quad (2.3)$$

де P – крок витків різьби.

Внаслідок радіальних деформацій різьбової частини, на бокову поверхню робочого витка діє сила тертя F_f , що збільшує згин витків і зменшує радіальні деформації тіла ніпеля і муфти.

Зміщення витків є пропорційним величині тиску на робочій боковій поверхні витка і радіальним деформаціям ніпеля і муфти. Якщо приймати

величину тиску на робочу поверхню як константу, а кожний виток ніпеля таким, що підданий деформації незалежно від інших розташованих витків в даному перерізі, то деформації муфти в радіальному напрямку залежать тільки від середнього напруження σ_m , і можуть бути записані:

$$\delta_1(z) = \delta'_1(z) + \delta''_1(z), \quad \delta_2(z) = \delta'_2(z) + \delta''_2(z). \quad (2.4)$$

$$\delta'_1(z) = \frac{p(z)P}{E_1} \lambda_1, \quad \delta'_2(z) = \frac{p(z)P}{E_2} \lambda_2. \quad (2.5)$$

$$\delta''_1(z) = \frac{\sigma_1(z)}{E_1} \mu_1 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad \delta''_2(z) = \frac{\sigma_2(z)}{E_2} \mu_2 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (2.6)$$

де $\delta'_1(z)$, $\delta'_2(z)$ – деформації витка ніпеля та муфти в перерізі з координатою z від сил на боковій поверхні;

$\delta''_1(z)$, $\delta''_2(z)$ – радіальні деформації витка ніпеля та муфти в перерізі з координатою z від осьових сил;

p – тиск на бокову поверхню витка;

λ_1 , λ_2 – коефіцієнти, що залежать від механічних властивостей матеріалу та геометричних параметрів різьби ніпеля та муфти відповідно;

μ_1 , μ_2 – коефіцієнт Пуассона матеріалу ніпеля та муфти;

d_2 – середній діаметр різьби;

α – кут профілю різьби.

Деформації $\delta'_1(z)$ і $\delta'_2(z)$ прийняті додатними (зі знаком "+") тому, що для такої схеми навантаження радіальні деформації різьбової частини збільшують зазор у витках. З врахуванням рівнянь (2.2) та (2.4)...(2.6) рівняння (2.1) може бути представлено як:

$$\int_0^z \frac{\sigma_1(z)}{E_1} dz + \int_0^z \frac{\sigma_2(z)}{E_2} dz = [p(z) - p(0)] \cdot \left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right) \cdot P + \left([\sigma_1(z) - \sigma_1(0)] \cdot \frac{\mu_1}{E_1} + [\sigma_2(z) - \sigma_2(0)] \cdot \frac{\mu_2}{E_2} \right) \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (2.7)$$

Це рівняння може бути спрощене, якщо ввести в нього величину інтенсивності розподілу навантажень по робочих витках $q(z)$ (сила на одиницю довжини з'єднання). Дотичні напруження τ , що виникають в ніпелі і муфті (рис. 2.1) зрівноважують силу F .

$$\int_0^H q(z) dz = F. \quad (2.8)$$

Величина сили, що діє на різьбову частину в перерізі z , буде рівною:

$$F(z) = \int_0^z q(z) dz \quad (2.9)$$

Перша похідна $F(z)$ відносно довжини z :

$$q(z) = \frac{dF(z)}{dz}. \quad (2.10)$$

Звідси випливає, що $q(z)$ характеризує розподіл навантажень вздовж довжини різьбового з'єднання. Навантаження на виток, розміщений між перерізами z і $z+P$, можна визначити за рівнянням:

$$F_i = \int_z^{z+P} q(z) dz. \quad (2.11)$$

Поєднання між тиском на робочу поверхню витка $p(z)$ та інтенсивністю розподілу навантажень $q(z)$:

$$p(z) = q(z) \frac{P}{A_t}, \quad (2.12)$$

де A_t – проекція бокової поверхні витка на площину, перпендикулярну осі z :

$$A_t = \pi d_z t,$$

t – перекриття витків різьби ніпеля та муфти (робоча глибина витка).

Напруження у тілі ніпеля і муфти рівні:

$$\sigma_1(z) = \frac{F(z)}{A_1}, \quad \sigma_2(z) = \frac{F(z)}{A_2}, \quad (2.13)$$

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

У перерізі $z = 0$, тобто в вільному кінці муфти ці напруження практично рівні нулю.

Враховуючи це, рівняння (2.7) можна переписати у вигляді:

$$\left(\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_2 A_2} \right) \cdot \int_0^z F(z) dz = [q(z) - q(0)] \cdot \left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right) \cdot \frac{P^2}{A_t} + \left(\frac{\mu_1}{E_1 A_1} + \frac{\mu_2}{E_2 A_2} \right) \cdot F(z) \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (2.14)$$

Введемо нові позначення, тобто коефіцієнти, які залежать від властивостей матеріалу та геометричних параметрів різьби:

$$\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_2 A_2} = \beta. \quad (2.15)$$

$$\left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right) \cdot \frac{P^2}{A_t} = \gamma. \quad (2.16)$$

$$\left(\frac{\mu_1}{E_1 A_1} + \frac{\mu_2}{E_2 A_2} \right) \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \xi. \quad (2.17)$$

Диференціюючи рівняння (2.14) двічі відносно z і врахувавши рівняння (2.15...2.17), умову загальних деформацій, виражену через інтенсивність розподілу навантажень, можна отримати у формі диференціального рівняння:

$$\ddot{q}(z) + \frac{\xi}{\gamma} \dot{q}(z) - mq(z) = 0, \quad (2.18)$$

де $m = \beta/\gamma$.

Отримане рівняння є справедливим для різьбових з'єднань інших типів, а також для різьбового з'єднання з довільним профілем різьби як геометрична умова нерозривності (сумісності) деформацій.

Розглянемо схему навантаження "ніпель і муфта розтягнені", яка має місце у випадку дії на колону насосних штанг навантажень розтягу.

Умова загальних деформацій для схеми, вказаної на рис. 2.2 має вигляд:

$$z + \Delta_2 + [\delta_1(z) + \delta_2(z)] = z + \Delta_1 + [\delta_1(0) + \delta_2(0)],$$

або

$$\Delta_1 - \Delta_2 = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)]. \quad (2.19)$$

де $\delta_1(z) = \delta_1'(z) + \delta_1''(z)$, $\delta_2(z) = \delta_2'(z) - \delta_2''(z)$.

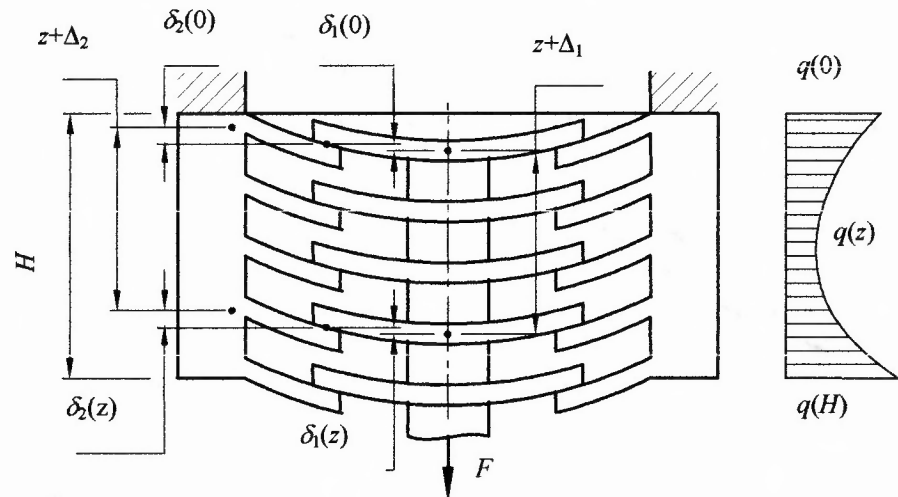


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема з'єднання типу "ніпель і муфта розтягнені"

Осьова сила $F(z)$ діє в перерізі ніпеля z і сила $F - F(z)$ діє в тому ж перерізі муфти. Напруження в тілі ніпеля і муфти можна визначити за формулами:

$$\sigma_1(z) = \frac{F(z)}{A_1}, \quad \sigma_2(z) = \frac{F - F(z)}{A_2}. \quad (2.20)$$

Враховуючи рівняння (2.7... 2.12), рівняння (2.19) може бути записане як:

$$\frac{1}{E_1 A_1} \int_0^z F(z) dz - \frac{1}{E_2 A_2} \int_0^z [F - F(z)] dz = [q(z) - q(0)] \times \left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right) \cdot \frac{P^2}{A_i} + \left(\frac{\mu_1}{E_1 A_1} - \frac{-\mu_2}{E_2 A_2} \right) \cdot F(z) \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (2.21)$$

Диференціюючи рівняння (2.21) двічі відносно z і враховуючи позначення, подані в формулах (2.15...2.17), умова загальних деформацій, виражених через інтенсивність розподілу навантажень, буде:

$$\ddot{q}(z) + \frac{\xi}{\gamma} \dot{q}(z) - mq(z) = 0, \quad (2.22)$$

Отже, загальний напружено-деформований стан різьбового з'єднання включає в себе не тільки осьові, а й радіальні деформації. Саме дослідження деформацій різьбової частини в радіальному напрямку розглядається в наступному пункті.

2.2 Деформація різьбової частини з'єднання насосних штанг в радіальному напрямку

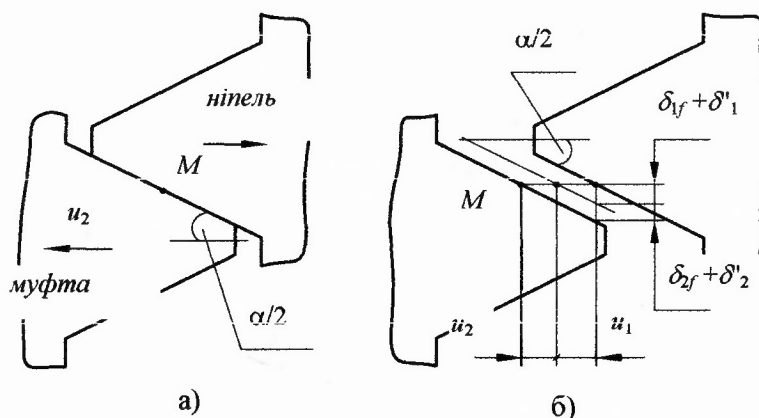
Під дією поперечних сил, прикладених до бокової робочої поверхні витків різьби ніпеля та муфти, а також осьових сил, що діють в різьбовому з'єднанні, тіло ніпеля переміщується в радіальному напрямку на відстань u_1 , а муфти - на відстань u_2 (рис. 2.3).

$$u_1 = u'_1 + u''_1, \quad u_2 = u'_2 + u''_2, \quad (2.23)$$

де u'_1, u'_2 – радіальна деформація різьбової частини від сил, прикладених до бокової поверхні витка;

u''_1, u''_2 – радіальна деформація різьбової частини від дії осьових сил.

В такому випадку ніпель і муфту можна розглядати як товстостінний циліндр, що піддається дії внутрішніх і зовнішніх тисків. Під час розрахунку радіальних деформацій муфти скористаємось формулою Ляме [31], а також приймемо до уваги нерівномірний розподіл тиску вздовж різьбового з'єднання.



а до деформації; б після деформації

Рисунок 2.3 – Зазор між витками різьб ніпеля і муфти, сформований внаслідок радіальних деформацій

Визначимо деформації u_1 і u_2 для точки М (рис. 2.3), припустивши, що дана точка знаходиться на середньому діаметрі різьби d_2 . Таке припущення справедливе, так як часткове перекриття витків незначне в порівнянні з середнім діаметром.

Радіальні деформації від осьових сил, що діють в перерізах ніпеля і муфти:

$$u_1'' = \pm \mu_1 d_2 \frac{\sigma_1(z)}{2E_1}, \quad u_2'' = \pm \mu_2 d_2 \frac{\sigma_2(z)}{2E_2}. \quad (2.24)$$

Розглянемо деформації різьбової частини, які збільшують зазор між витками, як позитивну величину.

Осьові зміщення витків від дії сил на робочій поверхні витків різьби будуть рівні:

$$\delta_{1f} = u_1' \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad \delta_{2f} = u_2' \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (2.25)$$

Радіальні деформації витків різьби ніпеля і муфти визначаються з рівняння:

$$u' = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{p_{\text{вн}} d_{\text{вн}}^2 - p_{\text{зов}} d_{\text{зов}}^2}{d_{\text{зов}}^2 - d_{\text{вн}}^2} \cdot \frac{d}{2} + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{2(d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{зов}}^2)}{d} \cdot \frac{p_{\text{вн}} - p_{\text{зов}}}{d_{\text{зов}}^2 - d_{\text{вн}}^2}, \quad (2.26)$$

де $p_{вн}$, $p_{зов}$ – внутрішній і зовнішній тиски, які діють на товстостінний циліндр;

$d_{вн}$, $d_{зов}$ – внутрішній і зовнішній діаметри товстостінного циліндра.

Для ніпеля: $p_{вн} = 0$, $d_{зов} = d = d_2$ і $d_{вн} = d_0$.

Зовнішній тиск може бути визначений як середнє значення від тиску на виток і від сили тертя:

$$p_{зов} = (F' - F'_f) \frac{1}{P}, \quad (2.27)$$

де $F' = F \sin \frac{\alpha}{2} = pt \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ і $F'_f = F \operatorname{tg} \rho \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = pt \operatorname{tg} \rho$;

ρ – кут тертя в різьбі.

Рівняння (2.27) може бути подане як:

$$p_{зов} = \frac{pt}{P} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right). \quad (2.28)$$

Тоді для ніпеля пустотілої штанги (в ніпелі є внутрішній отвір):

$$u'_1 = \frac{ptd_2}{2PE_1} \left(\frac{d_2^2 + d_0^2}{d_2^2 - d_0^2} - \mu_1 \right) \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right). \quad (2.29)$$

Для ніпеля суцільної штанги (в ніпелі немає внутрішнього отвору)

відповідно :

$$u'_1 = \frac{ptd_2}{2PE_1} (1 - \mu_1) \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right). \quad (2.30)$$

Для муфти при $p_{вн} = 0$, $d_{вн} = d_e$, $d_{зов} = d = d_2$, $p_{зов} = \frac{pt}{P} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right)$ рівняння

податливості (2.26) має наступний вигляд:

$$u'_2 = \frac{ptd_2}{2PE_2} \left(\frac{d_e^2 + d_2^2}{d_e^2 - d_2^2} + \mu_2 \right) \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right), \quad (2.31)$$

де d_e - еквівалентний зовнішній діаметр муфти.

Окрім осьової і радіальної деформації витків різьбового з'єднання, визначених вище, наявне осьове зміщення витків від згину і зрізу, а також вплив величини зазору між витками ніпеля та муфти, що утворився від тиску на робочу поверхню витка. Ці фактори значно впливають на розподіл навантажень по витках з'єднання і детальніше розглядаються в наступному пункті.

2.3 Загальна деформація витка різьби з'єднання насосних штанг

Для визначення загальної деформації витка різьби $\delta'_1(z)$ і $\delta'_2(z)$ необхідно визначити окремі деформації, що входять в рівняння (2.32).

$$\begin{aligned}\delta'_1(z) &= \delta_{1ze}(z) + \delta_{1zp}(z) + \delta_{1f}(z), \\ \delta'_2(z) &= \delta_{2ze}(z) + \delta_{2zp}(z) + \delta_{2f}(z)\end{aligned}\tag{2.32}$$

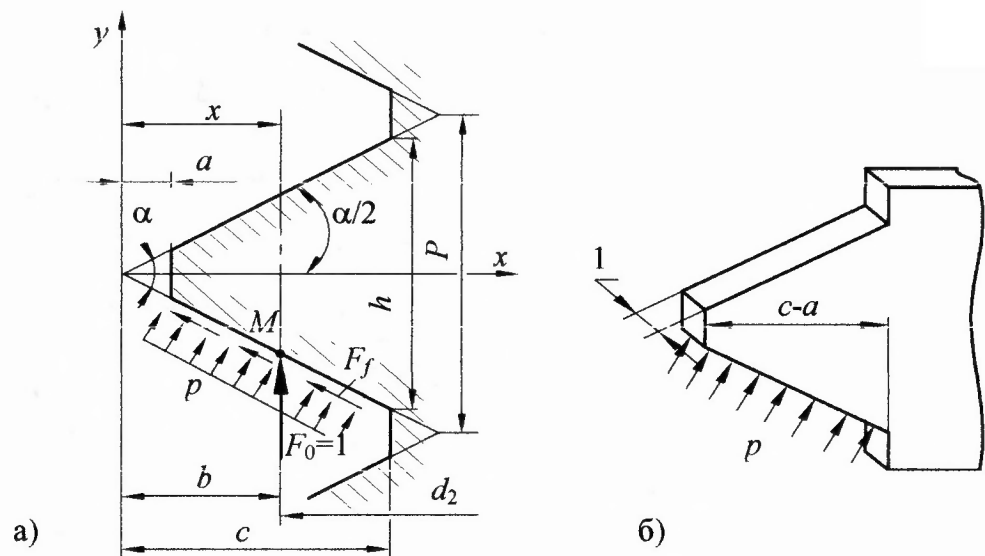
де δ_{1ze} , δ_{2ze} – згин витка від дії тиску на його бокову робочу поверхню;

δ_{1zp} , δ_{2zp} – зріз витка від дії тиску на його бокову робочу поверхню.

Величини $\delta_{1f}(z)$ і $\delta_{2f}(z)$ розраховуються за формулою (2.25).

Визначимо деформації витка від згину і зрізу для симетричних і асиметричних трикутних профілів різьби, врахувавши сили тертя на робочих поверхнях різьби, які збільшують згин і зменшують радіальні деформації різьби ніпеля і муфти при різних типах їх контакту (теоретичному і реальному).

При розрахунку теоретичного контакту між витками різьби ніпеля та муфти, вертикальне переміщення точки M (рис. 2.4, а) від згину і зрізу можна знайти за теоремою Максвелла-Мора [31], яка ґрунтується на другій теоремі Клапейрона. Розв'язок такої задачі зроблений з використанням методу плоских перерізів. Виток розглядається як защемлена балка з товщиною, рівною одиниці (рис. 2.4, б).



а – профіль симетричної різьби;

б – виток, який розглядається як защемлена балка з товщиною рівною одиниці

Рисунок 2.4 – Розрахункова схема визначення деформації симетричної різьби трикутного профілю

Згин витка можна визначити за допомогою інтегралу, поданого у формулі:

$$\delta_{132} = \frac{1}{E_1} \int_b^c \frac{M(x)M_0(x)}{I_1(x)} dx, \quad (2.33)$$

де $M(x) = M_p(x) + M_f(x)$,

$$M_p(x) = \frac{1}{2} p \left[(x-a)^2 - (x^2 - a^2) \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right];$$

$$M_f(x) = p(x-a) \cdot x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho;$$

$$M_0(x) = F_0(x-b) = x-b, \quad F_0 = 1;$$

$$I_1(x) = \frac{2}{3} x^3 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}.$$

де M_p – згинаючий момент від тиску на торець витка;

M_f – згинаючий момент від дії сил тертя;

M_0 – згинаючий момент від дії одиничної сили;

F_0 – одинична сила;

I – осьовий момент інерції перерізу витка;

a, x, b – геометричні параметри витка різьби.

Розв'язавши інтеграл отримаємо:

$$\delta_{13z} = \frac{3p}{4E_1 \text{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} \left\{ c - b - (2a + b) \ln \frac{c}{b} + (a^2 + 2ab) \frac{c - b}{cb} - \frac{a^2(c^2 - b^2)}{2bc^2} + \text{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \left[b - c + b \ln \frac{c}{b} + \frac{a^2(c - b)}{cb} - \frac{a^2(c^2 - b^2)}{2bc^2} \right] + 2 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \rho \left[c - b - (a + b) \ln \frac{c}{b} + a \left(1 - \frac{b}{c} \right) \right] \right\}, \quad (2.34)$$

де c – геометричний параметр витка різьби.

Жорсткість витка різьби в реальному з'єднанні залежить від його довжини в основі та від висоти h (рис. 2.4). Прийmemo h однаковою для витків різьби ніпеля та муфти. Основа гвинтової різьби ніпеля знаходиться на внутрішньому діаметрі d_1 , а основа різьби муфти – на діаметрі $D > d_1$.

Загальні деформації витків різьби ніпеля та муфти можна записати:

$$\delta_{13z} \pi d_1 = \delta_{23z} \pi D. \quad (2.35)$$

Після перетворення:

$$\delta_{23z} = \delta_{13z} \frac{d_1}{D}, \quad (2.36)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьби ніпеля;

D – зовнішній діаметр витка муфти.

Згин витка від дії тиску на його бокову робочу поверхню різьби ніпеля в останньому рівнянні визначається через δ_{13z} тому, що при розрахунку деформації різьби муфти потрібно використовувати коефіцієнти a, b, c , величини яких відрізняються від тих самих коефіцієнтів для різьби ніпеля. Необхідно також брати до уваги модуль пружності матеріалу муфти.

Вертикальне зміщення точки M (рис. 2.4, а) від зрізу витка може бути визначене інтегралом, поданим у формулі (2.39):

$$\delta_{1zp} = \frac{k}{G_1} \int_b^c \frac{F_{zp}(x)F_0}{A_{1zp}(x)} dx, \quad (2.37)$$

де k – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від розподілу дотичних напружень в перерізі різьби (приймаємо $k = 1.2$ для призматичного стрижня [32]),

$$F_{zp}(x) = F_p(x) + F_f(x),$$

$$F_p(x) = p(x-a),$$

$$F_f(x) = p(x-a) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho,$$

$$A_{1zp}(x) = 2x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

$$G_1 - \text{модуль пружності зсуву, } G_1 = \frac{E_1}{2(1+\mu_1)}.$$

Розв'язавши інтеграл, поданий у рівнянні (2.37) отримаємо:

$$\delta_{1zp} = \frac{1,2p(1+\mu_1)}{E_1 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \left[c-b-a \ln \frac{c}{b} \right] \left(1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho \right). \quad (2.38)$$

Деформації витка муфти можуть бути визначені за формулою, отриманою з рівняння (2.36):

$$\delta_{2zp} = \delta'_{1zp} \frac{d_1}{D}. \quad (2.39)$$

Визначивши деформації витків при теоретичному контакті, розглянемо реальний контакт між витками різьби ніпеля та муфти, для якого номінальні розміри зовнішнього і внутрішнього витків різьби у різьбовому з'єднанні із зазором рівні, але поле допусків ніпеля направлене до загальної осі, а поле допусків гайки – від загальної осі. Якщо різьба утворена з нижнім допуском ei , а витки муфти з верхнім допуском ES , перекриття витків t_{min} набагато менше,

ніж теоретичне перекриття t (рис. 2.5, б). Внаслідок цього, розрахункова схема визначення деформацій витка від згину і зрізу зміниться.

Схема розрахунку з'єднання у випадку контакту витків різьби ніпеля та муфти із мінімальним перекриттям витків зображена на рис. 2.6. Вертикальне зміщення точки M від згину різьби може бути подане як сума двох деформацій:

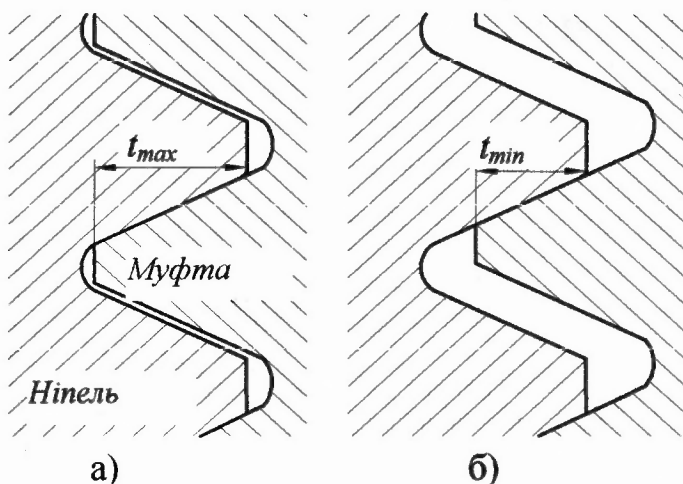
$$\delta_{132} = \delta_{132}^* + \delta_{132}^{**}, \quad (2.40)$$

де

$$\delta_{132}^* = \frac{1}{E_1} \int_b^e \frac{M^*(x)M_0(x)}{I_1(x)} dx, \quad \delta_{132}^{**} = \frac{1}{E_1} \int_e^c \frac{M^{**}(x)M_0(x)}{I_1(x)} dx \quad (2.41)$$

$$\text{тут } M^*(x) = \frac{p}{2} \left[(x-a)^2 - (x^2 - a^2) \right] g^2 \frac{\alpha}{2} + p(x-a) \cdot x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho;$$

$$M^{**}(x) = p(e-a) \left[x - b \left(1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right) + x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho \right].$$



а – максимальне перекриття витків; б – мінімальне перекриття витків

Рисунок 2.5 – Граничні випадки контакту витків різьби ніпеля та муфти

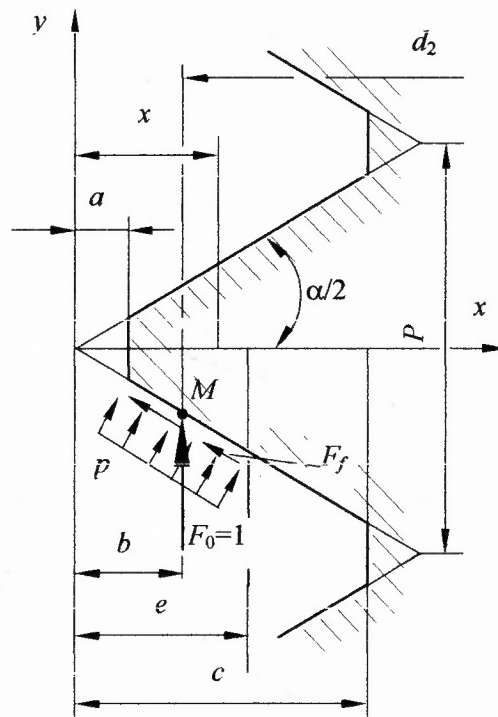


Рисунок 2.6 – Схема розрахунку з'єднання шпелі та муфти

Величини $M_0(x)$ і $I_1(x)$ рівні тим самим величинам, що і в рівнянні (2.33).

Розв'язавши інтеграли, подані у формулах (2.41), формула (2.40) може бути записана як:

$$\begin{aligned} \delta_{13z} = & \frac{3p}{4E_1 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} \left\{ e - b - (2a + b) \ln \frac{e}{b} + (a^2 + 2ab) \frac{e - b}{eb} - \frac{a^2(e^2 - b^2)}{2be^2} \right. \\ & + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \left[b - e + b \ln \frac{e}{b} + \frac{a^2(e - b)}{eb} - \frac{a^2(e^2 - b^2)}{2be^2} \right] + 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho \left[e - b - (a + b) \ln \frac{e}{b} + a \left(1 - \frac{b}{e} \right) \right] \\ & \left. + 2(e - a) \left[\left(1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho \right) \ln \frac{c}{e} - b \left(2 + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho \right) \frac{c - e}{ce} + b^2 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right) \frac{c^2 - e^2}{2c^2 e^2} \right] \right\}, \quad (2.42) \end{aligned}$$

де e – геометричний параметр різьби.

Деформація витка різьби при згині визначається за формулою (2.37).

Вертикальне зміщення точки M (рис. 2.6) від зрізу різьби може бути також визначене як сума двох деформацій:

$$\delta_{13p} = \delta_{13p}^* + \delta_{13p}^{**}, \quad (2.43)$$

$$\delta_{1zp}^* = \frac{k}{G_1} \int_b^e \frac{F_{zp}^*(x)F_0}{A_{1zp}(x)} dx, \quad \delta_{1zp}^{**} = \frac{k}{G_1} \int_e^c \frac{F_{zp}^{**}(x)F_0}{A_{1zp}(x)} dx. \quad (2.44)$$

$$\text{Тут } F_{zp}^*(x) = p(x-a) \left[1 + tg \frac{\alpha}{2} tg \rho \right],$$

$$F_{zp}^{**}(x) = p(e-a) \left[1 + tg \frac{\alpha}{2} tg \rho \right].$$

Позначення величин k , G_1 , F_0 і $A_{1zp}(x)$ аналогічні поданим у формулі (2.37).

Розв'язавши інтеграли з рівнянь (2.44), рівняння (2.43) матиме наступний вигляд:

$$\delta_{1zp} = \frac{1.2p(1+\mu_1)}{E_1 tg \frac{\alpha}{2}} \left(1 + tg \frac{\alpha}{2} tg \rho \right) \cdot \left[e - b - a \ln \frac{e}{b} + (e-a) \ln \frac{c}{e} \right]. \quad (2.45)$$

Зміщення витка різьби муфти від зрізу визначається за рівнянням (2.40).

При згвинчуванні-розгвинчуванні різьбових з'єднань насосних штанг, витки різьби зношуються, і їх профіль наближається до асиметричного. Тому доцільно розглянути також розрахунок асиметричного трикутного профілю різьби.

Для визначення зміщення точки M (рис 2.7) в напрямку осі $n-n$ приймемо систему координат x_1-y_1 повернену відносно системи координат $x-y$ на кут $\psi = (\beta - \gamma)/2$. Тут β і γ – кути профілю бокових поверхонь витка різьби.

Таким чином вісь x_1 ділить профіль кута різьби на дві рівні частини, і тому можна визначити зміщення витка аналогічно розрахунку для симетричного профілю.

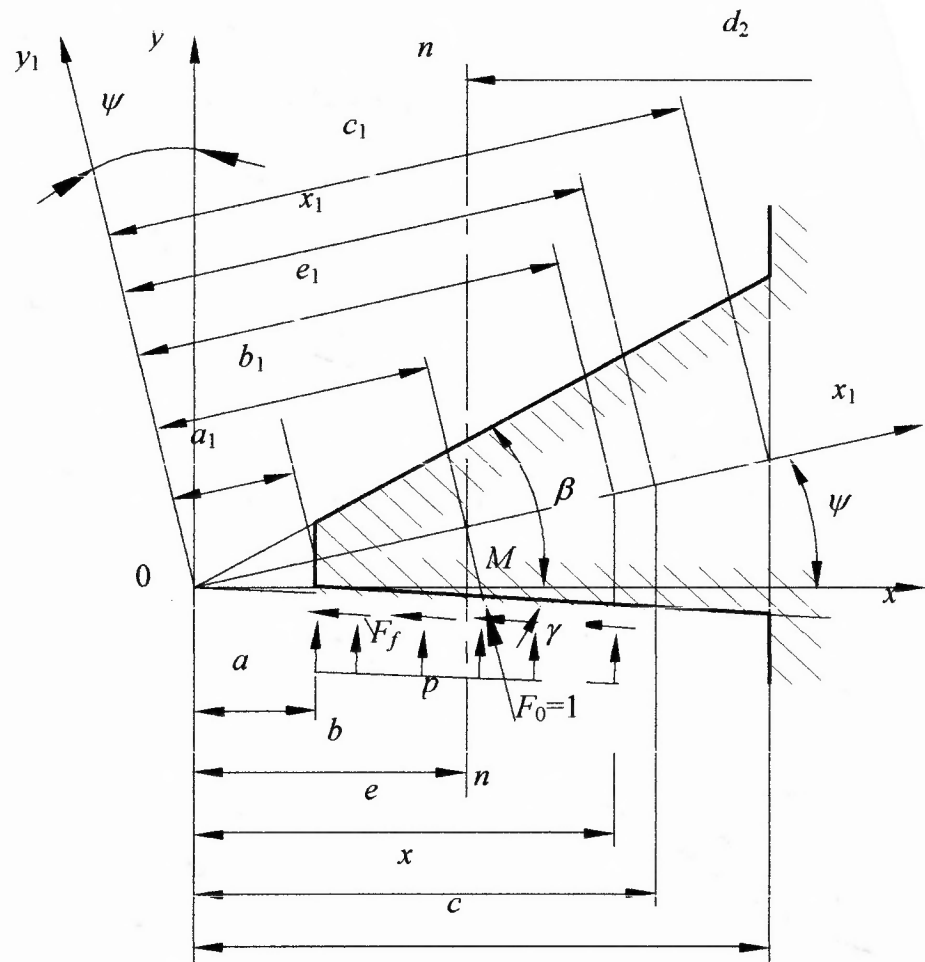


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема визначення деформацій витка асиметричного трикутного профілю різьби

Зміщення, знайдене в напрямку осі y_1 проектується на вісь y . Вертикальне зміщення точки M (рис. 2.7) від згину різьби визначається за формулою:

$$\delta_{132} = \delta'_{132} \cos \psi, \quad (2.46)$$

де

$$\delta'_{132} = \frac{1}{E_1} \left[\int_{b_1}^{e_1} \frac{M(x_1)M_0(x_1)}{I_1(x_1)} dx_1 + \int_{e_1}^c \frac{M^*(x_1)M_0(x_1)}{I_1(x_1)} dx_1 \right]; \quad (2.47)$$

$$M(x_1) = M_p(x_1) + M_f(x_1);$$

$$M^*(x_1) = M_p^*(x_1) + M_f^*(x_1);$$

$$M_p(x_1) = \frac{1}{2} p [(x_1 - a_1)^2 - (x_1^2 - a_1^2) \cdot \text{tg}^2(\gamma + \psi)];$$

$$M_f(x_1) = p(x_1 - a_1) \cdot x_1 \operatorname{tg}(\gamma + \psi) \cdot \operatorname{tg} \rho;$$

$$M_p^*(x_1) = p(e_1 - a_1) \cdot [x_1 - b_1(1 + \operatorname{tg}^2(\gamma + \psi))];$$

$$M_f^*(x_1) = p(e_1 - a_1) \cdot x_1 \operatorname{tg}(\gamma + \psi) \cdot \operatorname{tg} \rho;$$

$$M_0(x) = F_0(x_1 - b_1) = x_1 - b_1;$$

$$I_1(x_1) = \frac{2}{3} x_1^3 \operatorname{tg}^3(\gamma + \psi);$$

$$F_0 = 1.$$

Розв'язавши інтеграл, поданий в рівнянні (2.47), рівняння (2.46) буде

мати вигляд:

$$\begin{aligned} \delta_{13z} = & \frac{3p \cos \psi}{4E_1 \operatorname{tg}^3(\gamma + \psi)} \left\{ e_1 - b_1 - (2a_1 + b_1) \ln \frac{e_1}{b_1} + (a_1^2 + 2a_1 b_1) \frac{e_1 - b_1}{e_1 b_1} - \frac{a_1^2 (e_1^2 - b_1^2)}{2b_1 e_1^2} + \operatorname{tg}^2(\gamma + \psi) \right. \\ & \times \left[b_1 - e_1 + b_1 \ln \frac{e_1}{b_1} + \frac{a_1^2 (e_1 - b_1)}{e_1 b_1} - \frac{a_1^2 (e_1^2 - b_1^2)}{2b_1 e_1^2} \right] + 2 \operatorname{tg}(\gamma + \psi) \operatorname{tg} \rho \left[e_1 - b_1 - (a_1 + b_1) \ln \frac{e_1}{b_1} \right. \\ & \left. + a_1 \left(1 - \frac{b_1}{e_1} \right) \right] + 2(e_1 - a_1) \left[(1 + \operatorname{tg}(\gamma + \psi) \operatorname{tg} \rho) \ln \frac{c_1}{e_1} - b_1 [2 + \operatorname{tg}^2(\gamma + \psi) + \operatorname{tg}(\gamma + \psi) \operatorname{tg} \rho] \frac{c_1 - e_1}{c_1 e_1} \right. \\ & \left. + b_1^2 [1 + \operatorname{tg}^2(\gamma + \psi)] \frac{c_1^2 - e_1^2}{2c_1^2 e_1^2} \right] \left. \right\}. \end{aligned} \quad (2.48)$$

$$\text{де } a_1 = a / \cos \psi,$$

$$b_1 = b / \cos \psi,$$

$$e_1 = e / \cos \psi,$$

$$c_1 = c / \cos \psi.$$

Значення $\psi = 0$ і $\gamma = \alpha/2$ такі ж самі, як і в рівнянні (2.42), а $e_1 = c_1$, як і в рівнянні (2.34).

Зміщення витка різьби муфти від згину може бути визначене за формулою (2.36).

Вертикальне зміщення точки M (рис. 2.7) від зрізу різьби ніпеля визначається в системі координат x - y . Тоді рівняння (2.43) буде мати вигляд:

$$\delta_{13p} = \frac{k}{G_1} \left[\int_b^e \frac{F(x) F_0}{A_{13p}} + \int_e^c \frac{F^*(x) F_0}{A_{13p}} \right],$$

де $F(x) = p(x-a) \cdot [1 + \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \rho]$,

$$F^*(x) = p(e-a) \cdot [1 + \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \rho];$$

$$A_{13p} = x(\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \beta).$$

Розв'язавши цей інтеграл отримаємо:

$$\delta_{13p} = \frac{2.4p(1 + \mu_1)}{E_1(\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \beta)} (1 + \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \rho) \cdot \left[e - b - a \ln \frac{e}{b} + (e-a) \ln \frac{c}{e} \right]. \quad (2.49)$$

Зміщення витка різьби муфти при зрізі визначається за формулою (2.39).

Осьові деформації витків різьби від дії сил на робочій поверхні витків різьби згідно формули (2.33) представляють суму деформацій від згину, зрізу і деформацій, що виникають від дії поперечної сили на бокову поверхню витка. Такі ж самі деформації витків у формулі (2.5) виражені через коефіцієнти гнучкості λ_i . З цих формул отримаємо рівняння (2.50):

$$\lambda_i = (\delta_{13z} + \delta_{13p} + \delta_{if}) \frac{E_i}{pP}. \quad (2.50)$$

Коефіцієнти гнучкості витків різьби згідно формул (2.24), (2.29)...(2.31), (2.34) і (2.38) можуть бути представлені як:

$$\lambda_1 = \frac{\Omega_1 E_1}{pP} + \frac{d_2 t (1 - \mu_1)}{2P^2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right). \quad (2.51)$$

$$\lambda_2 = \frac{\Omega_2 E_2}{pP} + \frac{d_2 t}{2P^2} \left(\frac{d_e^2 + d_2^2}{d_e^2 - d_2^2} + \mu_2 \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right), \quad (2.52)$$

$$\text{де } \Omega_1 = \delta_{13z} + \delta_{13p},$$

$$\Omega_2 = \delta_{23z} + \delta_{23p}.$$

У формулах (2.34) і (2.38) величини a , b , і c є пропорційними кроку різьби.

Якщо в ніпелі є центральний отвір (наприклад, порожнесті штанги), тоді:

$$\lambda_1 = \frac{\Omega_1 E_1}{pP} + \frac{d_2 t}{2P^2} \left(\frac{d_2^2 + d_0^2}{d_2^2 - d_0^2} - \mu_1 \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \rho \right). \quad (2.53)$$

Визначивши осьове зміщення витків від згину і зрізу, а також вплив на осьову деформацію величини зазору між витками ніпеля та муфти, який утворився від тиску на робочу поверхню витка та записавши формули для визначення коефіцієнтів гнучкості витків різьби, що враховуються в формулі (2.5), встановимо закон розподілу навантажень по витках різьби.

2.4 Залежності для визначення розподілу навантаження по робочих витках різьби

Для рівняння (2.18), яке є диференціальним лінійним рівнянням другого порядку:

$$k^2 + k \frac{\xi}{\gamma} - m = 0. \quad (2.54)$$

Визначимо два корені даного рівняння:

$$k_1 = -\frac{\xi}{2\gamma} + \sqrt{\left(\frac{\xi}{2\gamma}\right)^2 + m}, \quad k_2 = -\frac{\xi}{2\gamma} - \sqrt{\left(\frac{\xi}{2\gamma}\right)^2 + m}. \quad (2.55)$$

Введемо умовні позначення:

$$a = \frac{\xi}{2\gamma}, \quad b = \sqrt{\left(\frac{\xi}{2\gamma}\right)^2 + m}. \quad (2.56)$$

Тоді $k_1 = -a + b$, $k_2 = -a - b = -(a + b)$ і загальний інтеграл формули (2.18) буде:

$$q(z) = C_1 e^{(b-a)z} + C_2 e^{-(b+a)z}, \quad (2.57)$$

де C_1 і C_2 – константи, визначені з граничних умов: при $z = 0 \rightarrow F(0) = 0$ і при $z = H \rightarrow F(H) = F$.

Інтенсивність розподілу навантажень $q(z)$ для інших схем навантажування визначаються аналогічно.

Розглядаючи граничні умови і використовуючи функціональну залежність степеневих і гіперболічних функцій можна отримати закон розподілу навантажень $q(z)$ и $F(z)$ по робочих витках різьби:

$$q(z) = \frac{F e^{a(\pm H \mp z)}}{sh bH} [bch bz \mp ash bz]; \quad (2.58)$$

$$F(z) = \int_0^z q(z) dz = \frac{F e^{a(\pm H \mp z)} sh bz}{sh bH}. \quad (2.59)$$

Формула (2.58) відповідає схемі навантаження "ніпель розтягнений – муфта стиснена". Величина b набагато більша, ніж величина a , тому навантаження по робочих витках розподілені згідно закону гіперболічного косинуса.

Визначення величин $q(z)$ і $F(z)$ для схеми "ніпель і муфта розтягнені" виконуються за формулами (2.60) і (2.61):

$$q(z) = F e^{\mp az} \left[\frac{bch bz \mp ash bz}{\beta \cdot e^{\mp aH} sh bH} \left(\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{e^{(b \mp a)H}}{E_2 A_2} \right) - \frac{e^{bz}}{\gamma (b \pm a) E_2 A_2} \right], \quad (2.60)$$

$$F(z) = \int_0^z q(z) dz = \frac{F}{\beta} \left[e^{a(\pm H \mp z)} \frac{sh bz}{sh bH} \left(\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{e^{(b \mp a)H}}{E_2 A_2} \right) - \frac{e^{(b \mp a)z} - 1}{E_2 A_2} \right]. \quad (2.61)$$

Отже, запропоновані залежності для визначення розподілу навантажень по робочих витках різьби, на відміну від запропонованих Біргером, враховують зміщення витка від згину, зрізу та радіальних деформацій, що виникають від дії сил на бокових поверхнях витка та враховують вплив величини граничних допусків з'єднання.

Висновки до розділу 2

1 Розглянувши методику визначення розподілу навантажень по витках різьбового з'єднання, запропоновану Біргером, виділено моменти, що потребують детальнішого вивчення.

2 Встановлено залежності для визначення осьових і радіальних деформацій витків різьби.

3 Розглянуто деформації витків, зумовлені їх згином, зрізом та вплив величини зазору між витками ніпеля та муфти, що утворився від тиску на робочу поверхню витка та запропоновано формули для їх визначення.

4 На основі виведених залежностей для визначення деформацій різьбової частини з'єднання насосних штанг вдосконалено методику визначення розподілу навантажень по робочих витках різьби, запропоновану А.І. Біргером. Це дало змогу враховувати при розрахунку зміщення витка від згину, зрізу та радіальних деформацій, які виникають від дії сил на бокових поверхнях витків. В запропонованій методиці також враховано вплив величини граничних допусків на інтенсивність розподілу навантажень по витках з'єднання.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ

3.1 Дослідження напруженого стану різьбового з'єднання насосних штанг з різною величиною перекриття витків за допомогою методу кінцевих елементів

Багато завдань, з якими доводиться зустрічатись дослідникам та інженерам, не піддаються аналітичному вирішенню або потребують значних витрат на експерименти. Найчастіше єдиною можливістю прискореного аналізу інженерної проблеми є імітаційне моделювання. Прогрес у розробці числових методів дозволив істотно розширити спектр завдань, які доступні аналізу. Отримані на основі цих методів результати використовуються практично у всіх галузях науки й техніки.

В аналізі конструкцій знаходить найбільше застосування метод кінцевих елементів. Причому, під конструкціями мають на увазі мости, будинки, корпуси морських суден, вузли літаків, деталі машин, інструменти – будь-які інженерні конструкції. Первинними змінними, які обчислюються в ході аналізу, є переміщення. Надалі, виходячи з обчислених переміщень у вузлах сітки, визначаються й інші важливі параметри, такі як напруження, пружні або пластичні деформації тощо.

Існує багато різних комп'ютерних програм, які реалізують метод кінцевих елементів. Однак найпоширенішою є програма ANSYS – потужна комп'ютерна система для проектування й виконання аналізу. Вона використовується на етапі проектування, щоб визначити, як конструкція буде поводитись під час експлуатації. Також програму ANSYS можна використати для оптимізації геометрії деталей.

Програма ANSYS працює в середовищі найбільш використовуваних операційних систем і на всіх розповсюджених комп'ютерних платформах.

Для визначення розподілу напружень в різьбовому з'єднанні насосних штанг розроблена комп'ютерна кінцево-елементна осесиметрична модель стандартного з'єднання штанг діаметром 19 мм (ГОСТ 13877-96). Для розрахунку, як вважалось, найбільш небезпечного варіанту з'єднання, розміри моделі різьби ніпеля вибирались мінімально допустимими, а розміри різьби муфти – максимально допустимими. Матеріалом деталей з'єднання вибрана сталь 20Н2М (ГОСТ 4543-71) після гартування при температурі 860 °С і подальшим охолодженням в масилі та відпуску при температурі 180 °С з охолодженням на повітрі ($E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_m=685$ МПа, $\sigma_s=880$ МПа). Різьбове з'єднання навантажувалось осьовою силою. Під час розрахунку враховувалось тертя між контактуючими поверхнями. Зусилля згвинчування з'єднання моделювалось наступним чином: між торцями ніпеля і муфти введено ділянку матеріалу здатного до термічного розширення в осьовому напрямку на величину $l_z=0,0241$ мм, яка рівна видовженню ніпеля від попереднього згвинчування [4]:

$$l_z = \frac{F_v \cdot \delta_z}{A_z \cdot E}, \quad (3.1)$$

де F_v – сила попереднього згвинчування;

A_z – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки);

δ_z – величина деформованої частини ніпеля;

E – модуль пружності матеріалу.

В результаті проведеного аналізу отримані результати, які наведені на рис. 3.1.

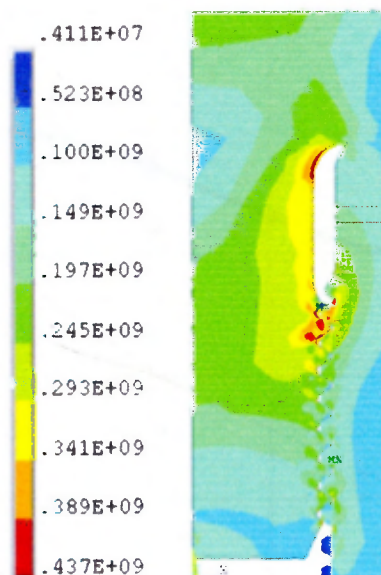


Рисунок 3.1 – Еквівалентні напруження (за Мізесом) у з'єднанні насосної штанги і муфти діаметром 19 мм

Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) по впадинах різьби ніпеля під дією максимального навантаження розтягу відбувається наступним чином: у першій впадині витка різьби напруження найбільші, далі величини напружень зменшуються, а на останніх впадинах різьби ніпеля дещо зростають (рис. 3.2).

Також за результатами проведеного моделювання встановлено небезпечні зони з'єднання (таблиця 3.1), в яких напруження наближаються до максимальних.

Таблиця 3.1 – Розподіл напружень в небезпечних зонах з'єднання насосної штанги і муфти діаметром 19 мм

Небезпечні зони	радіус канавки	радіус канавки	перша впадина	остання впадина
	під буртом	біля різьби	різьби ніпеля	різьби муфти
σ_m , МПа	404	390	437	404

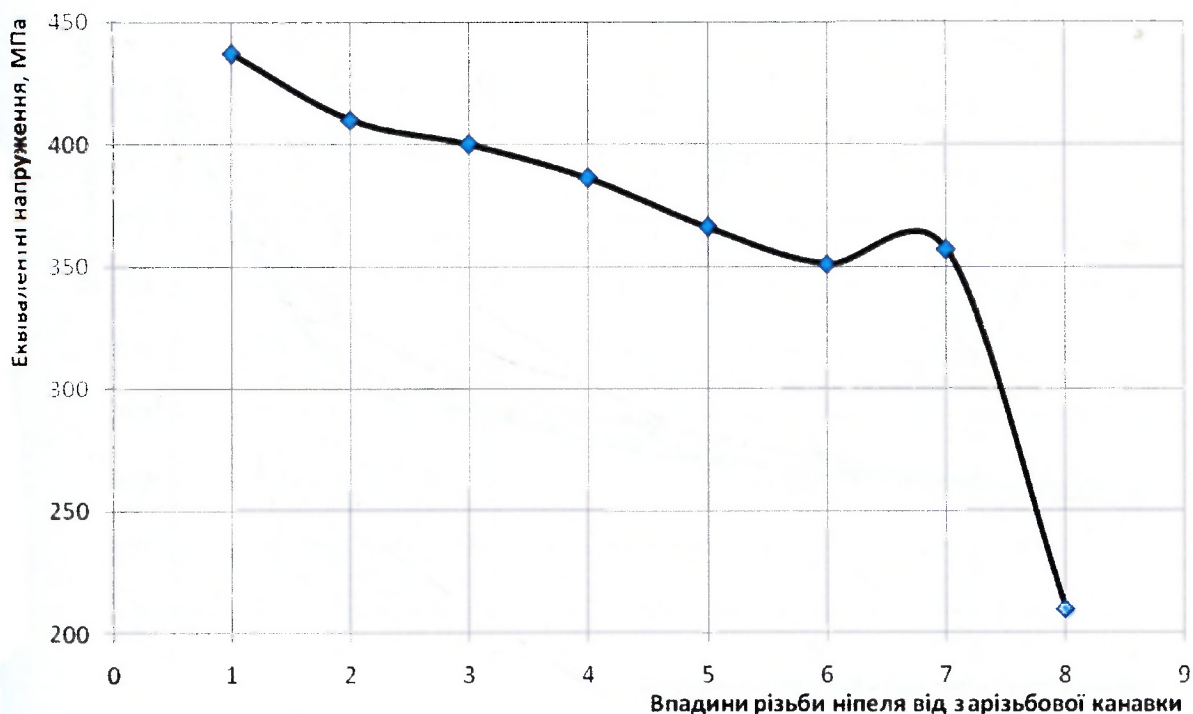


Рисунок 3.2 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм

Для верифікації розрахунків розподілу напружень по впадинах витків різьби насосної штанги в даній роботі виконано порівняння результатів, отриманих за допомогою методу кінцевих елементів, з аналітичними висновками А.І. Біргера та запропонованим уточненим методом, що враховує точність виготовлення різьби, зсув витка від згину, зрізу та радіальні деформації від дії сил на торці витка і від дії сил осьового стиску або розтягу різьби. Отримані результати показані на рис. 3.3.

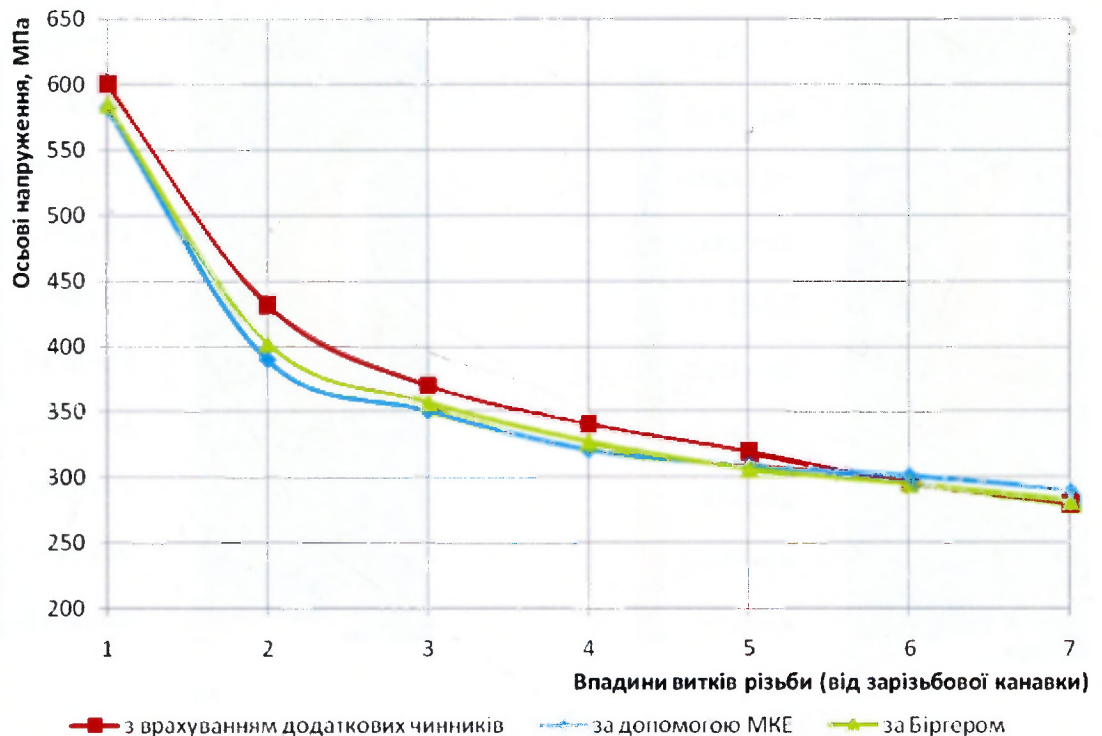


Рисунок 3.3 – Розподіл осьових напружень по витках різьбового єднання насосних штанг, отриманих за допомогою різних методів розрахунку

Порівняння отриманих результатів проведених розрахунків показує високий відсоток співпадіння запропонованих методів визначення розподілу напружень по витках різьби із методом Біргера.

Різьбові з'єднання насосних штанг виготовляють з наступними граничними допусками розмірів ніпеля та муфти: ніпель виконаний з найменш можливими допусками, а муфта – із найбільшими, та у випадку, коли ніпель виконаний з найбільшими допусками, а муфти відповідно – з найменшими (рис. 2.5). Такі варіанти з'єднань різьб ніпеля та муфти були розглянуті під час проведення теоретичних досліджень у другому розділі.

У цьому розділі проведено моделювання з'єднання з найбільшим перекриттям витків за допомогою програми ANSYS. Параметри моделі різьбового з'єднання прийняли аналогічними вище розглянутому з'єднанню.

Результати проведеного аналізу наведені на рис. 3.4.

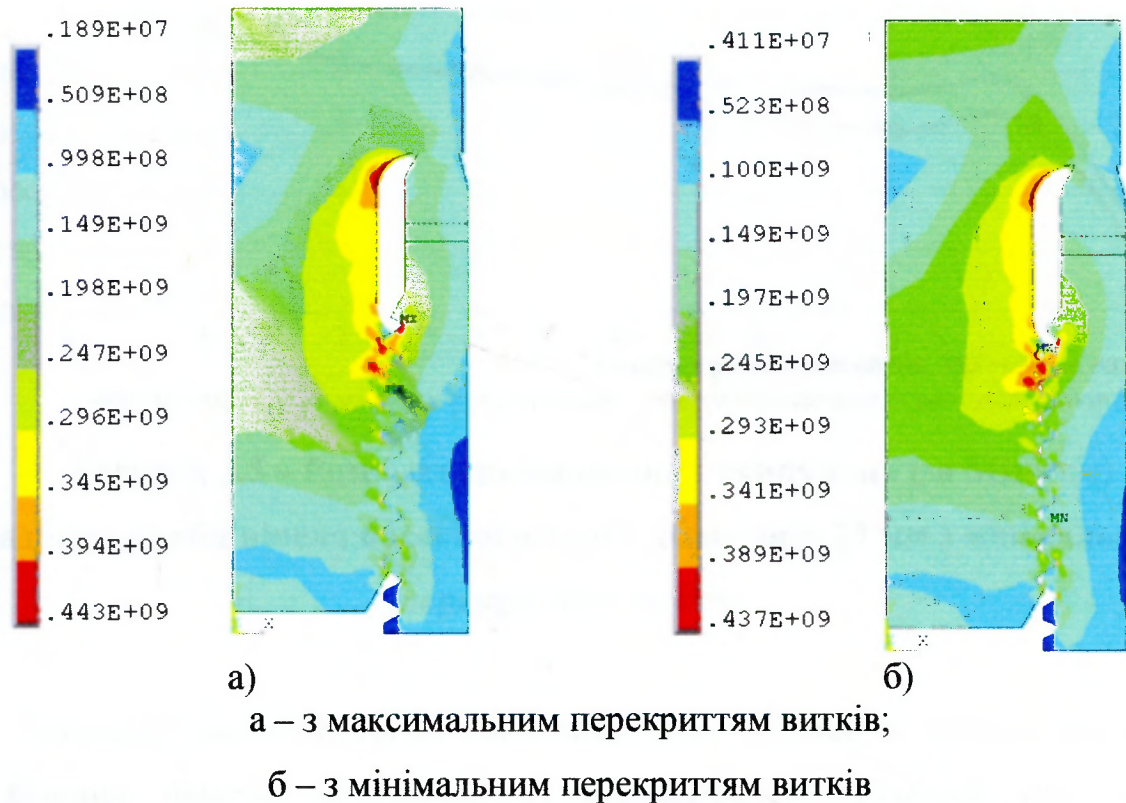


Рисунок 3.4 – Еквівалентні напруження (за Мізесом) у з'єднанні насосної штанги і муфти діаметром 19 мм

З наведених рисунків встановлено величини напружень в небезпечних зонах з'єднання, які подані в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Розподіл напружень в небезпечних зонах з'єднання насосної штанги і муфти діаметром 19 мм з мінімальним перекриттям витків

Небезпечні зони	радіус канавки під буртом	радіус канавки біля різьби	перша впадина різьби ніпеля	остання впадина різьби муфти
σ_m , МПа	411	396	433	410

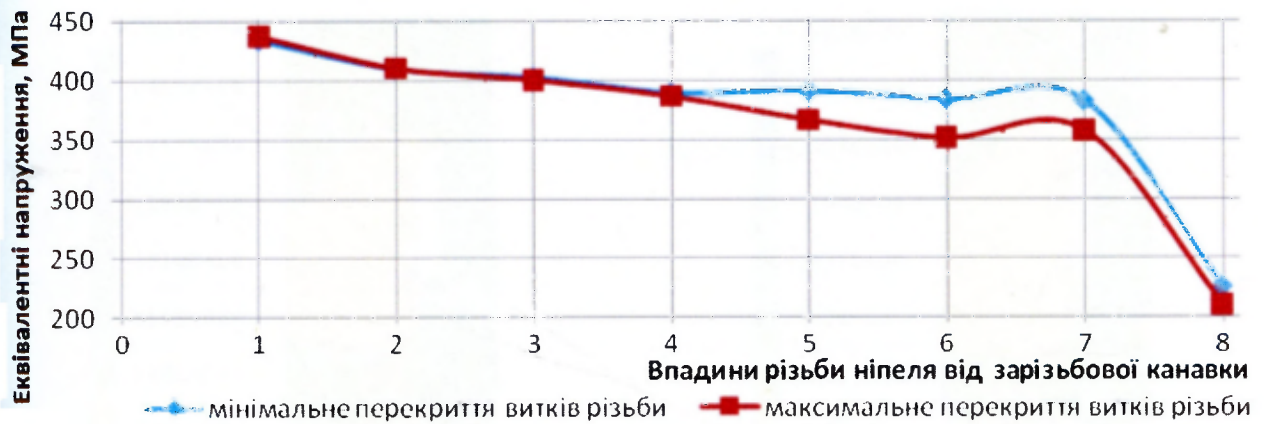
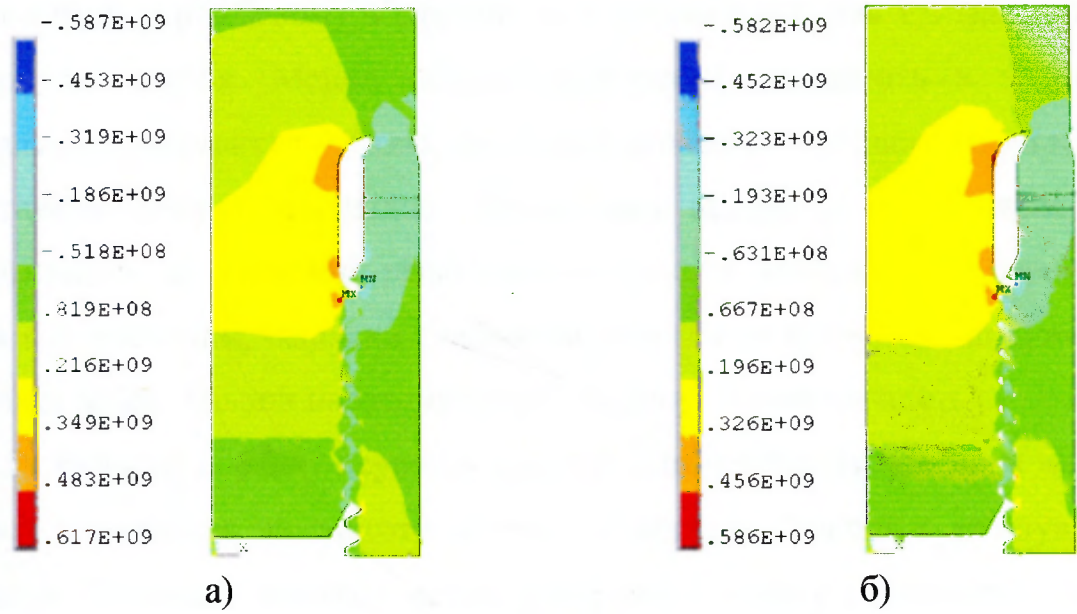


Рисунок 3.5 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм з мінімальним перекриттям витків

Проаналізувавши графічні залежності (рис. 3.5) можна зробити висновок, що різниця значень еквівалентних напружень (за Мізесом) при різних граничних величинах перекриття витків різьби ніпеля та муфти, є незначною. Але робити такий висновок, аналізуючи і порівнюючи тільки еквівалентні напруження буде неправильно, оскільки основними напруженнями, що приводять до руйнування з'єднання, є осьові (різьбове з'єднання навантажується осьовою силою та крутним моментом, який також зумовлює розтяг вздовж осі).

Розглянемо розподіл осьових напружень у розглянутих вище різьбових з'єднаннях (рис. 3.6).

Проаналізувавши розподіл осьових напружень у з'єднанні насосної штанги і муфти (рис. 3.6) можна зробити висновок про те, що максимальні осьові напруження виникають у першій впадині різьби ніпеля та їх різниця для різних величин перекриття витків становить 31 МПа. Залежності розподілу осьових напружень по впадинах різьби ніпеля подані на рис. 3.7.



а – з максимальним перекриттям витків;

б – з мінімальним перекриттям витків

Рисунок 3.6 – Осьові напруження у з'єднанні насосної штанги і муфти діаметром 19 мм

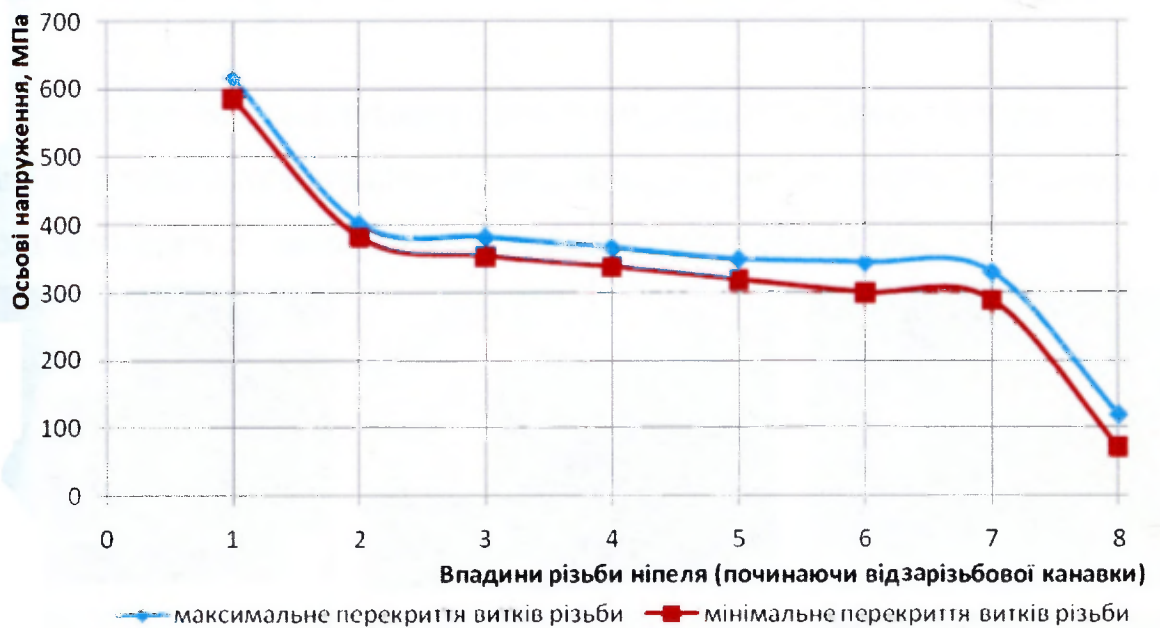


Рисунок 3.7 – Розподіл осьових напружень по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм

Згідно отриманих результатів, зображених на рис. 3.6-3.7, можна стверджувати, що максимальні осьові напруження виникають в першій впадині

різьби ніпеля у різьбовому з'єднанні як з мінімальним так і з максимальним перекриттям витків. Менші осьові напруження виникають в з'єднанні з мінімальним перекриттям витків, що можна пояснити зменшенням дії на витки навантажень зрізу і відповідно збільшенням величини навантажень згину. Використання на практиці різьбових з'єднань з мінімальним перекриттям витків є допустимим, оскільки незначне зменшення величини напружень при циклічній роботі колони насосних штанг збільшує її довговічність.

Як було зазначено у першому розділі, одним з експлуатаційних чинників, що суттєво впливає на частоту відмов різьбових з'єднань є зношування їх елементів. У такому випадку метою наступного пункту є вирішення питання встановлення розподілу напружень у зношеному різьбовому з'єднанні з врахуванням величини перекриття витків.

3.2 Дослідження напруженого стану зношеного різьбового з'єднання насосних штанг з врахуванням величини перекриття витків

Багаторазове згвинчування і розгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг в процесі спуско-підймальних операцій з метою заміни свердловинного насоса приводить до зношування поверхонь витків різьби (рис. 3.8).

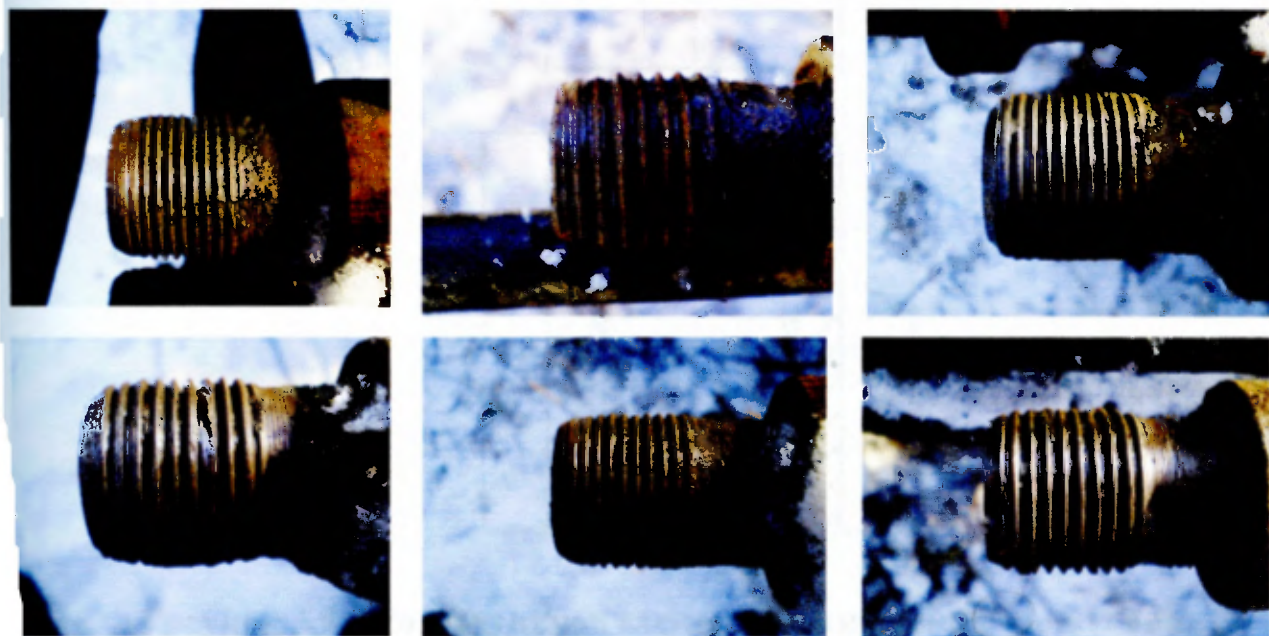


Рисунок 3.8 – Зношені різьби насосних штанг

Зношування витків різьби знижує їх міцність та може привести до зриву різьби. Зменшення зношування різьби є актуальною проблемою, вирішення якої потребує детального вивчення умов зношування різьб під час експлуатації, дослідження впливу конструктивних параметрів різьбового з'єднання, фізико-механічних властивостей контактуючих поверхонь, виду мастила яке використовується, наявності покриттів тощо.

Зношування різьби насосної штанги за один цикл роботи відбувається в чотири етапи:

- а) згвинчування з'єднання;
- б) докріплення (затягування різьби);
- в) розкріплення;
- г) розгвинчування з'єднання.

Математичне моделювання процесу зношування різьби насосної штанги під час її згвинчування-розгвинчування виконане в роботі [33]. На рис. 3.9 зображена розрахункова схема з'єднання, на яке, в даному випадку, діє тільки зовнішнє зусилля Q , що рівне вазі штанги.

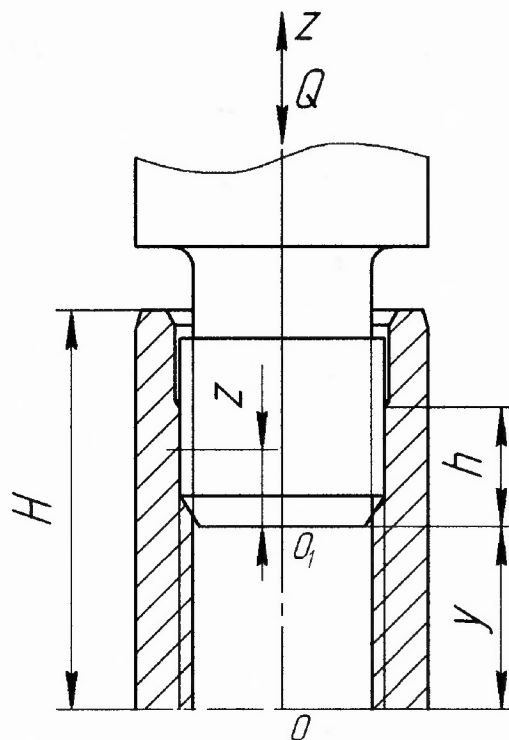


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема для визначення зношування різьби насосної штанги

Величина зношування під час згвинчування-розгвинчування різьбового з'єднання насосних штанг визначається за формулою:

$$W_z = CS_0 f^{-1} Q \sqrt{1 + \pi^2 \cdot d_2^2 / S_0^2} \cdot (\ln thmz / 2 - \ln thmH / 2) \cdot chmz, \quad (3.1)$$

де f – коефіцієнт тертя;

C – коефіцієнт пропорційності між роботою та зношуванням;

S_0 – крок різьби;

d_2 – середній діаметр різьби;

H – довжина різьби муфти;

Q – змінне зусилля затягування.

Отже, отримана С. Бабаяном формула (3.1) характеризує зношування контактних поверхонь різьби ніпеля під час згвинчування-розгвинчування насосних штанг.

В процесі затягування різьбового з'єднання зношуються протилежні сторони профілю, величина зносу яких визначається за тією ж методикою, що і для згвинчування. Розподіл нормального тиску при навантаженні зусиллям затягування відповідає схемі, коли ніпель розтягнений, а гайка стиснена [17]. Докріплення моментом згвинчування з'єднання визначається величиною осевого переміщення на величину деформацій ділянки H ніпеля та муфти від кінця різьби до упорного торця і деформаціями останніх витків.

Величина зношування при затягуванні і розкріпленні різьбового з'єднання насосних штанг визначається за формулою:

$$W_z^1 = CmS_0 (2f)^{-1} \sqrt{1 + \pi^2 \cdot d_2^2 / S_0^2} \cdot Q_{ЗАТ}^2 (H_1 \beta_1 + m^{-1} \beta cthmH) chmz / shmH, \quad (3.2)$$

де $Q_{ЗАТ}$ – зусилля затягування;

β – коефіцієнт, що залежить від властивостей матеріалу та геометричних параметрів різьби.

Проведені розрахунки за формулами (3.1) та (3.2) для визначення зношування різьби під час згвинчування і затягування враховують контактну податливість витків у з'єднанні.

Згідно з результатами порівняльного розрахунку [33], величина зношування при згвинчуванні в 20...30 разів перевищує зношування різьби при затягуванні, тому зношуються тільки ті сторони профілю витків ніпеля та муфти, які знаходяться в контакті під час згвинчування-розгвинчування з'єднання.

За результатами розрахунку згідно розглянутої методики, три останніх витки різьби практично не зношуються, а зношування першого витка в 10...12 разів перевищує зношування останніх витків. Отримані результати розрахунку відповідають експлуатаційним даним зношування різьбових з'єднань насосних штанг в промислових умовах.

Формула (3.1) дозволяє врахувати вплив посадок у з'єднанні на зношування різьби, оскільки величини m , λ_1 і λ_2 залежать від діаметрального зазору.

Згідно з розрахунками із збільшенням зазору в різьбовому з'єднанні зношування різьби збільшується. Наприклад, зношування поверхні витків у з'єднанні з максимальним зазором на 20 % перевищує зношування витків в з'єднанні без зазору.

Отже, проаналізувавши методику визначення зношування різьби ніпеля під час згвинчування-розгвинчування і затягування-розкріплення з'єднання насосних штанг, запропоновану С.А. Бабаяном, доцільно визначити розподіл напружень, що виникають в гранично зношеному (згідно ГОСТ 13877-96) з'єднанні із врахуванням величини перекриття витків різьби. Такі дослідження наведені в пункті 3.3.

3.3 Дослідження впливу зміни профілю різьби внаслідок зношування на розподіл напружень в з'єднанні насосних штанг

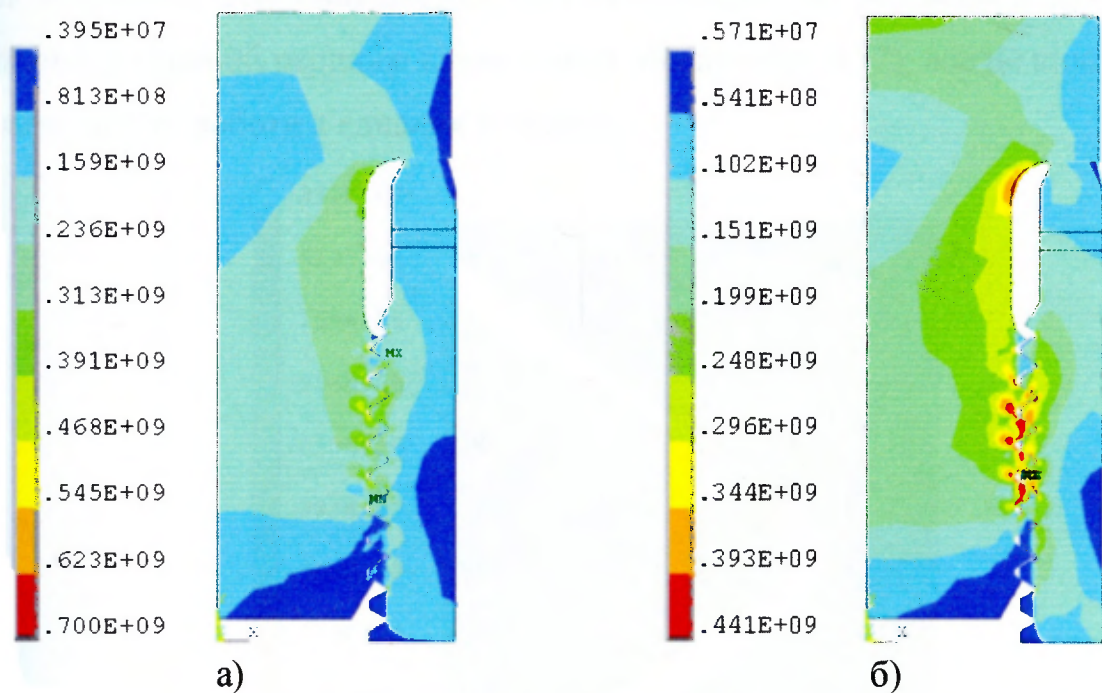
Профіль витків різьби насосної штанги та муфти суттєво змінюється під час зношування в процесі згвинчування-розгвинчування з'єднання. Зношування

витків різьби насосних штанг подано в пункті 3.2, де зазначено, що зношування витків різьби знижує їх міцність та може привести до зриву різьби.

Розглянемо розподіл напружень, що виникають у зношеному різьбовому з'єднанні за допомогою імітаційного моделювання та проведемо порівняння отриманих результатів для нового різьбового з'єднання (рис. 3.10), прийнявши також до уваги величини перекриття витків.

Для визначення розподілу напружень розроблена комп'ютерна кінцево-елементна осесиметрична модель зношеного з'єднання штанг діаметром 19 мм. Прикладені навантаження, граничні умови та матеріали цього з'єднання аналогічні з'єднанню, дослідженому в п. 3.1.

На рис. 3.10 показано розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) у зношеному з'єднанні насосної штанги з різними величинами перекриття витків різьби, а на рис. 3.11 – графічні залежності розподілу еквівалентних напружень (за Мізесом) по впадинах різьби ніпеля.



а) – з максимальним перекриттям витків,
б) – з мінімальним перекриттям витків

Рис. 3.10 – Еквівалентні напруження (за Мізесом) у з'єднанні зношеної різьби насосної штанги і муфти діаметром 19 мм



Рисунок 3.11 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) по впадинах різьби ніпеля зношеної різьби насосної штанги діаметром 19 мм

Згідно рис. 3.10, в різьбовому з'єднанні з максимальним перекриттям витків виникають граничні напруження величиною 700 МПа. Ці напруження виникають у вершині першого витка різьби ніпеля (рис. 3.12), але не впливають на довговічність роботи з'єднання в цілому.

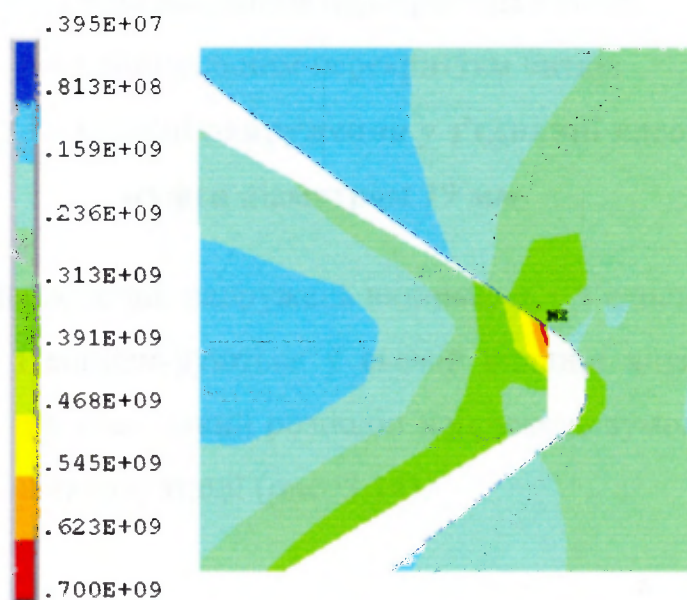


Рисунок 3.12 – Еквівалентні напруження (за Мізесом) у першому витку різьби ніпеля зношеної різьби насосної штанги діаметром 19 мм

Згідно графічних залежностей (рис. 3.11) розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) вздовж впадин різьби ніпеля для різьб з максимальним і мінімальним перекриттям витків є подібним, основною відмінністю є тільки більші значення напружень в з'єднанні із максимальним перекриттям витків.

Розглянемо розподіл осьових напружень в різьбовому з'єднанні (рис. 3.13).

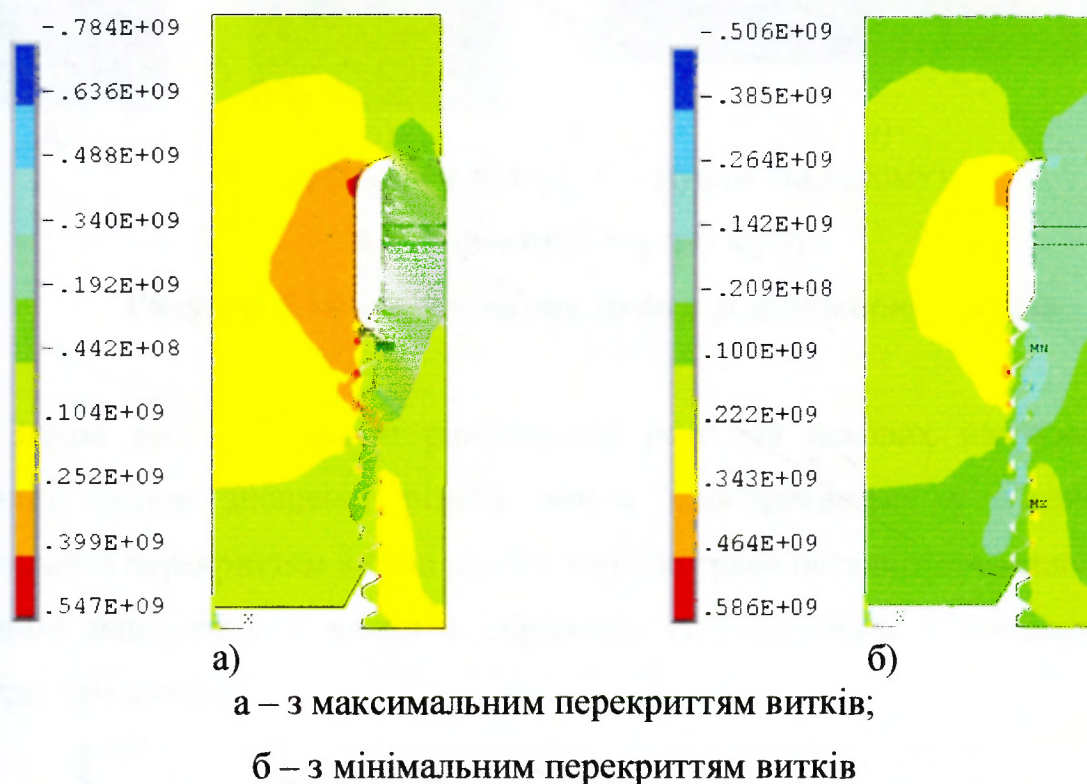


Рисунок 3.13 – Осьові напруження у з'єднанні насосної штанги і муфти діаметром 19 мм

Більші значення величин напружень виникають у з'єднанні з мінімальним перекриттям витків і концентруються у сьомій впадині витка різьби муфти. Можна припустити, що саме такий розподіл напружень зумовлює руйнування тіла муфти в процесі її експлуатації (рис. 3.14).

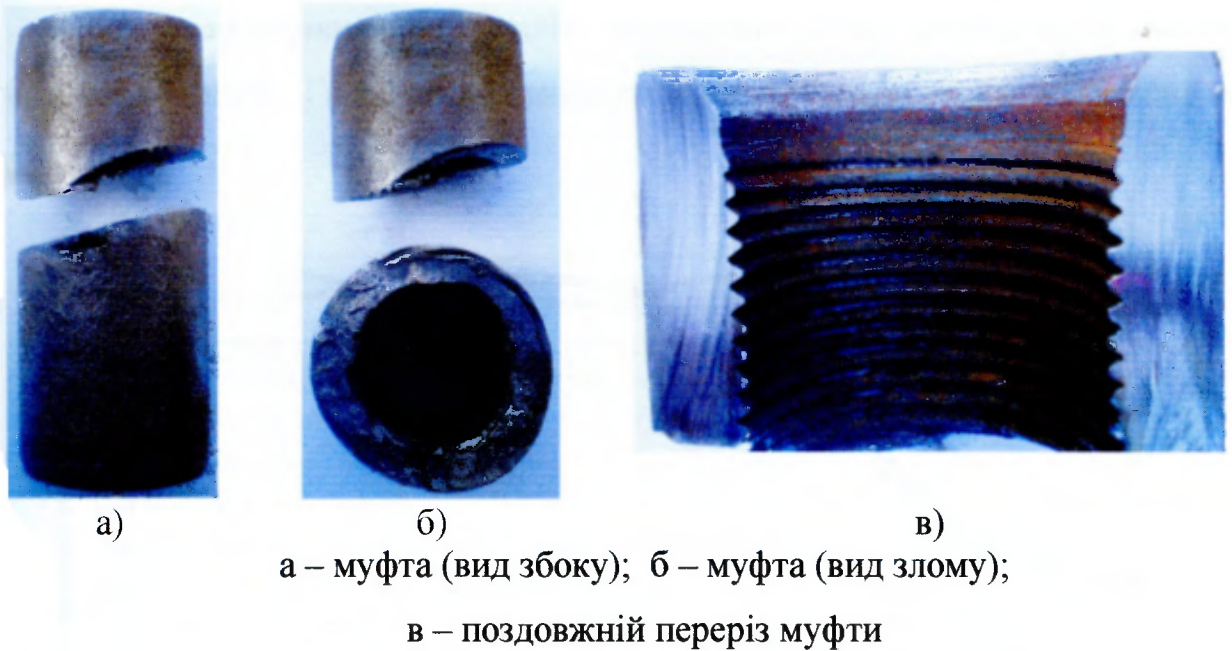


Рисунок 3.14 – Руйнування муфти зі зношеною різьбою

Згідно рис. 3.15, більш рівномірний розподіл осьових напружень по впадинах витків зношеної різьби ніпеля спостерігається у з'єднанні з мінімальним перекриттям витків різьби, хоча по трьох останніх впадинах різьби величини напружень є вищими порівняно із з'єднанням з максимальним перекриттям витків.

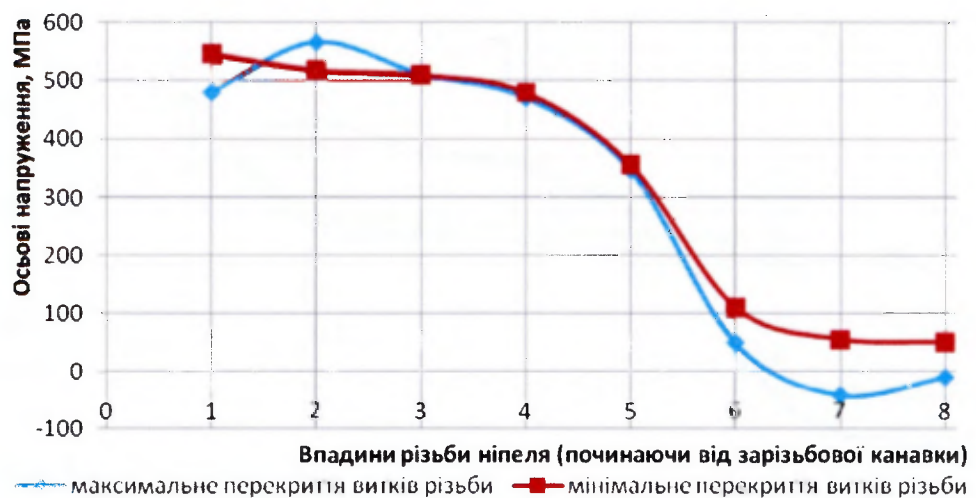


Рисунок 3.15 – Розподіл осьових напружень по впадинах різьби ніпеля зношеної різьби насосної штанги діаметром 19 мм з врахуванням величини перекриття витків різьби

Проведемо порівняльний аналіз напруженого стану нового та зношеного різьбових з'єднань. Графічні залежності розподілу напружень зображені на рис. 3.16 та 3.17.

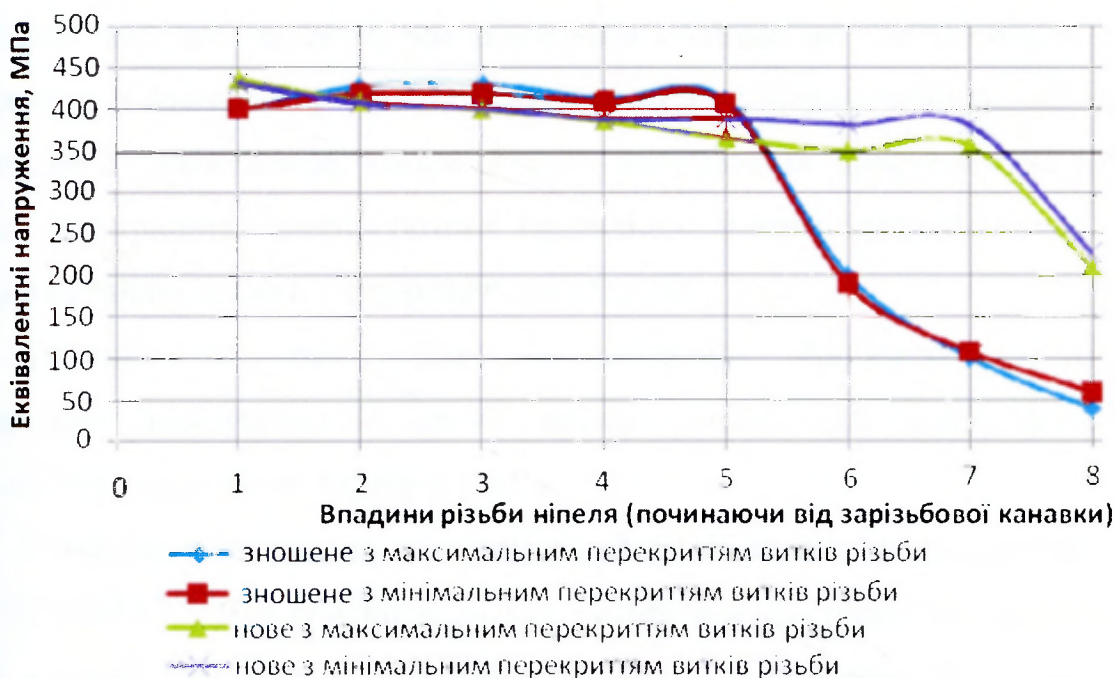


Рисунок 3.16 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) вздовж впадин зношеної різьби ніпеля нової та зношеної насосної штанги діаметром 19 мм

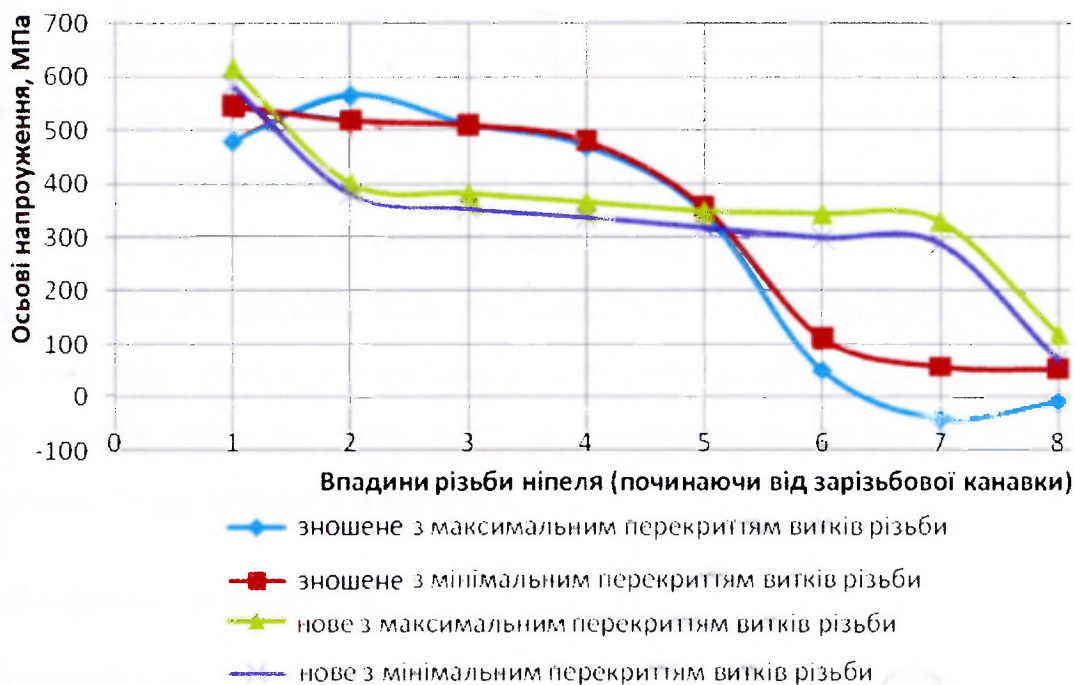


Рисунок 3.17 – Розподіл осьових напружень вздовж впадин різьби ніпеля нової та зношеної різьби насосної штанги діаметром 19 мм

Проаналізувавши отримані результати, зображені на рис. 3.16 та 3.17 можна зробити висновок, що розподіл напружень по впадинах різьби ніпеля стає рівномірнішим у випадку збільшення величини зношування різьбового з'єднання насосної штанги, що позитивно впливає на довговічність роботи різьбового з'єднання при циклічних динамічних навантаженнях. В процесі подальшого зношування витків різьби напруження зростають у середніх витках, а у крайніх – зменшуються. Відповідно вплив подальшого зношування на довговічність роботи з'єднання є негативним.

Гермін експлуатації різьбових з'єднань обмежується величиною граничного зношування поверхні витків різьби, яка контролюється за допомогою спеціальних калібрів [34].

Контроль величини зношування різьб насосних штанг виконується згідно ГОСТу 13877-96. Для контролю різьби ніпеля використовується калібр-кільце, який нагвинчують на різьбу здійснивши не більше двох обертів. Для контролю різьб муфт застосовують калібр-пробку, яку також вгвинчують у муфту здійснивши не більше двох обертів. У випадку нагвинчування як калібру-пробки так і калібру-кільця понад два оберти, подальша експлуатація ніпеля та муфти не допускається.

Ця методика контролю різьби має суттєвий недолік, оскільки в процесі згвинчування-розгвинчування різьбового з'єднання величини зношування витків можуть бути різними (можлива різна конусність зношених поверхонь). У випадку повної відсутності перших двох витків різьби, згідно цієї методики, різьбове з'єднання допускається до експлуатації. При відсутності контакту крайніх зношених витків, навантаження перерозподіляться між контактуючими витками різьби, внаслідок чого зростають значення навантажень, в результаті чого отримуємо руйнування з'єднання.

Висновки до розділу 3

1 Встановлено, що величини максимальних осьових напружень виникають у першій впадині різьби ніпеля в різьбовому з'єднанні як з

мінімальним так і з максимальним перекриттям витків. Менші величини осьових напружень виникають в з'єднанні з мінімальним перекриттям витків, що можна пояснити зменшенням дії на витки навантажень зрізу і відповідно збільшенням величин навантажень згину. Використання на практиці різьбових з'єднань з мінімальним перекриттям витків є допустимим, оскільки незначне зменшення величини напружень при циклічній роботі колони насосних штанг збільшує її довговічність.

2 Проаналізувавши методику визначення величини зношування різьби ніпеля під час згвинчування-розгвинчування і затягування-розкріплення з'єднання насосних штанг, запропоновану С.А. Бабаяном встановлено, що із збільшенням зазору у різьбовому з'єднанні – величина зношування різьби збільшується. Наприклад, зношування поверхні витків в з'єднанні з максимальним зазором на 20 % перевищує зношування витків у з'єднанні без зазору.

3 У результаті порівняльного аналізу напруженого стану нового та гранично зношеного різьбового з'єднання встановлено, що величина зношування різьбового з'єднання в процесі його згвинчування-розгвинчування до певного моменту позитивно впливає на розподіл напружень по витках різьби, але в подальшому чинить негативний вплив, концентруючи максимальні напруження у впадині витка різьби муфти, внаслідок чого виникає руйнування тіла муфти.

РОЗДІЛ 4

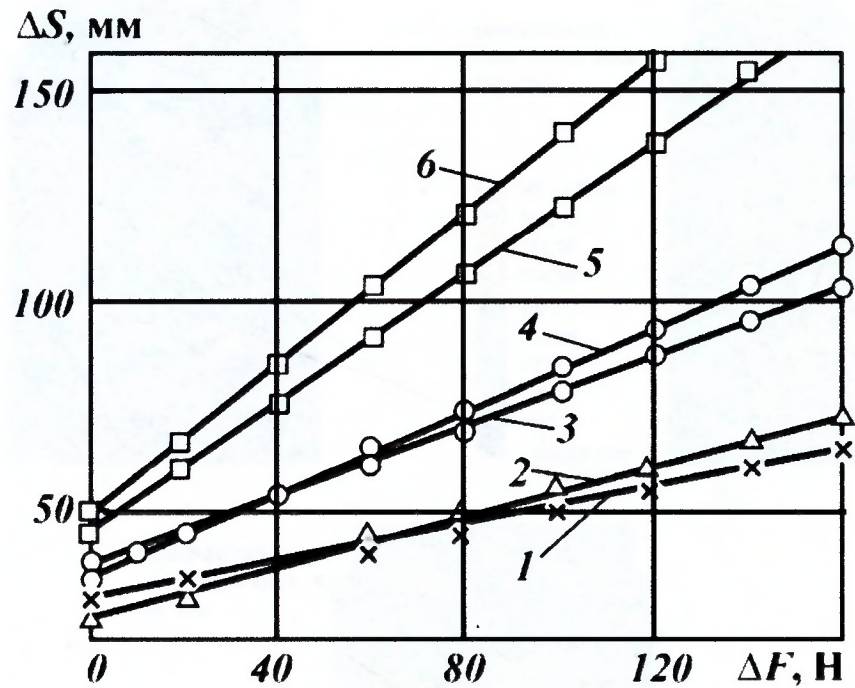
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ НА ЇХ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН

4.1 Напружений стан різьбових з'єднань зумовлений дією моменту згвинчування, осьовим навантаженням та згинальним моментом

З попередньому розділі проводились дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань насосних штанг зумовленого дією прикладеного моменту згвинчування та зусиль розтягу. Під час роботи у свердловині колона насосних штанг піддається також дії зусиль згину, що особливо спостерігається в процесі роботи колони у викривлених ділянках свердловини. Форма, яку приймає колона штанг у стані повздожнього згину визначається жорсткістю самих штанг і муфтових різьбових з'єднань.

В роботі [35] приведені результати досліджень оцінки впливу муфтових з'єднань і висаджених частин штанг на жорсткість колони в цілому. У дослідженнях використано штанги діаметром 19, 22, 25 мм довжиною 4 м. Перед початком досліджень з'єднання згвинчувались з оптимальним моментом. Дослідні зразки встановлювали на дві опори, розміщені на відстані 3,8 м одна від одної, а їх середню частину навантажували і розвантажували дискретно, з інтервалом вимірювань 50 Н. З метою виключення випадкових похибок зразки навантажували однаковим зусиллям у чотирьох положеннях (поворот на 90^0).

Дослідження показали, що муфтові з'єднання всіх трьох типорозмірів не знижують жорсткість колони штанг в цілому (рис. 4.1), що досягається за рахунок потовщення головок штанг.



1, 3, 5 – штанги діаметрами 25, 22 та 19 мм з муфтовими з'єднаннями;
 2, 4, 6 – штанги діаметрами 25, 22 та 19 мм без муфт

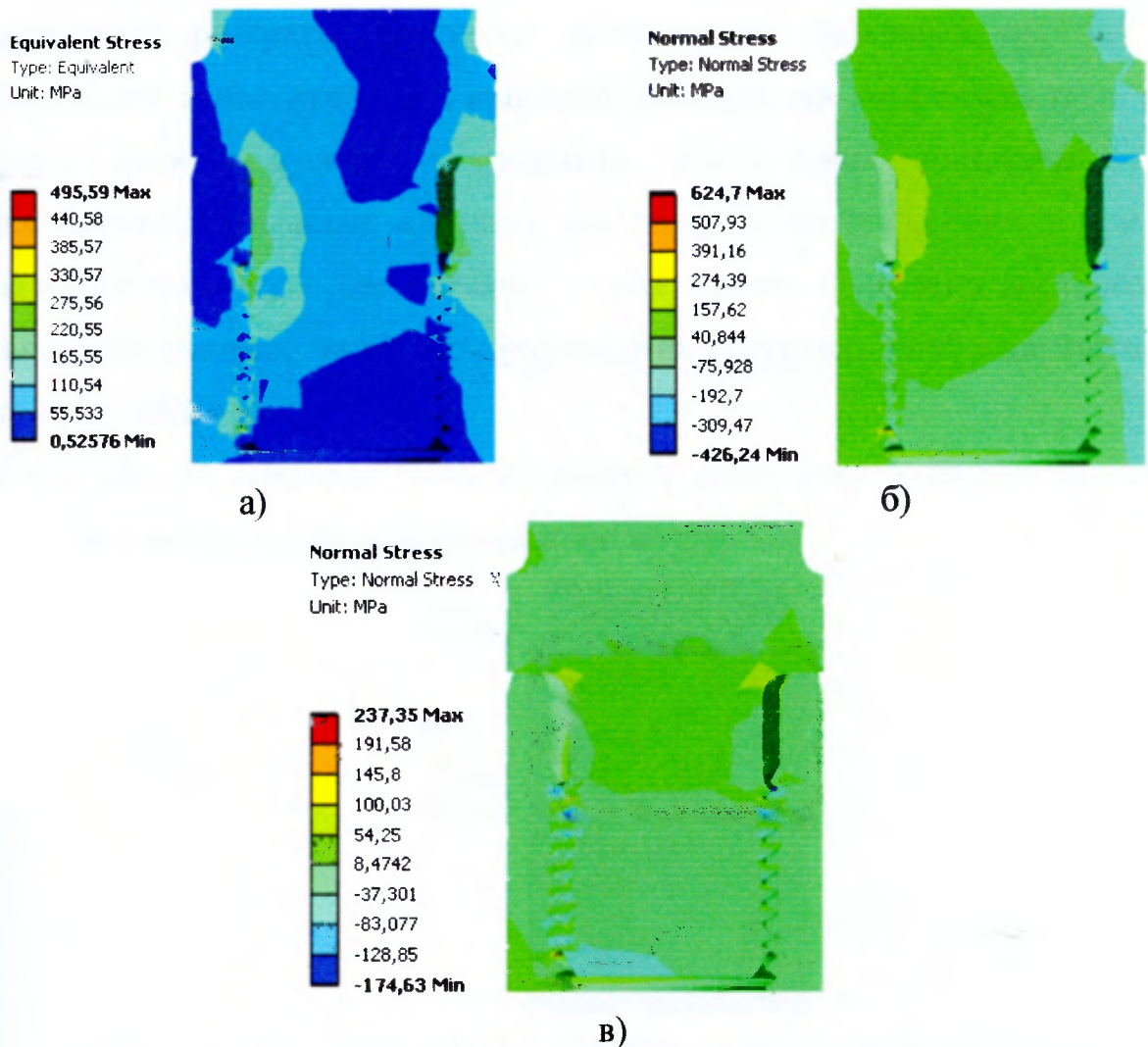
Рисунок 4.1 – Залежність прогину штанг ΔS від навантаження ΔF

Згин колони насосної штанги в процесі роботи у свердловині зумовлює перерозподіл напружень в різьбових з'єднаннях насосних штанг, що прямо впливає на їх довговічність. Визначимо напружений стан різьбового з'єднання штанги та муфти діаметром 19 мм, зумовлений дією моменту згвинчування, осьового навантаження та згинального моменту.

На рис. 4.2 зображена схема навантажування, яка була використана під час дослідження в програмі ANSYS Workbench. Результати проведеного моделювання зображені на рис. 4.3.



Рисунок 4.2 – Схема навантажування різьбового з'єднання



а – еквівалентних (за Мізесом); б – осьових;
в – радіальних (в площині згину)

Рисунок 4.3 – Розподіл напружень у різьбовому з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм при дії моменту згвинчування, осьового зусилля та згинального моменту

Розглянувши отримані результати можна зробити висновок, що перерозподіл напружень при дії моменту згину на різьбове з'єднання відбувається наступним чином: напруження у впадинах витків різьби в лівій частині (відносно осі) різьбового з'єднання зростають, а у правій – спадають. Збільшення величини осьової складової еквівалентних напружень при збільшенні згинального моменту приведе до розкриття стику між торцями муфти та головки насосної штанги, внаслідок чого може відбутись процес самовідгвинчування або повного руйнування різьбового з'єднання. З метою

попередження розкриття стику на контактуючих поверхнях під час дії максимальних навантажень має виникати оптимальний контактний тиск. Під час дії осьового зусилля та моменту згвинчування контактний тиск розподіляється по площині контакту ніпеля та муфти рівномірно, а при дії згинального моменту – нерівномірно. З цією метою проведено дослідження розподілу контактного тиску на контактуючих поверхнях ніпеля та муфти за допомогою МКЕ.

На рис. 4.4 зображені зони контакту у різьбовому з'єднанні насосних штанг. Результати цих досліджень показані на рис. 4.5.

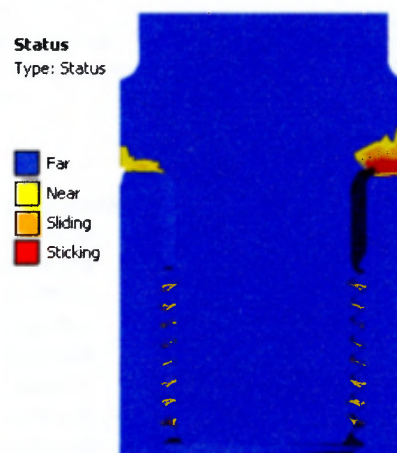


Рисунок 4.4 – Зони контакту муфти та ніпеля насосної штанги

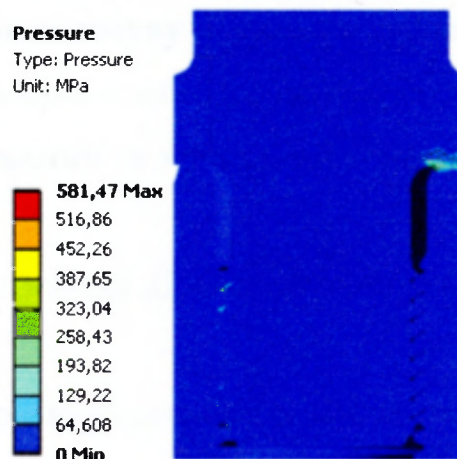


Рисунок 4.5 – Розподіл контактеного тиску у з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм, зумовленого дією осьового навантаження, моменту згвинчування та згинального моменту

Отже, розподіл контактеного тиску в з'єднанні (рис. 4.5) відбувається наступним чином: у лівій частині (відносно осі) різьбового з'єднання

контактний тиск на бокових поверхнях витків, які знаходяться в контакті зростає, а в правій частині з'єднання – спадає. Розподіл контактної тиску на торцевих поверхнях ніпеля та муфти є наступним: в крайній правій частині з'єднання контактний тиск зростає, а в крайній лівій – спадає.

У другому розділі встановлено, що на розподіл навантажень між витками різьби впливає відносний зсув витків ніпеля та муфти. При дії осьового навантаження та моменту згвинчування зсув витків в лівій та правій частині відносно осі з'єднання буде однаковий, а при додатковій дії згинального моменту відбудеться перерозподіл зсуву витків (рис. 4.6).

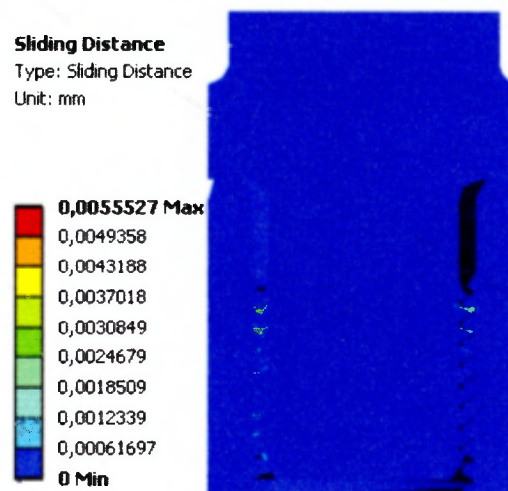


Рисунок 4.6 – Розподіл зсуву витків у з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм, зумовленого дією осьового навантаження, моменту згвинчування та згинального моменту

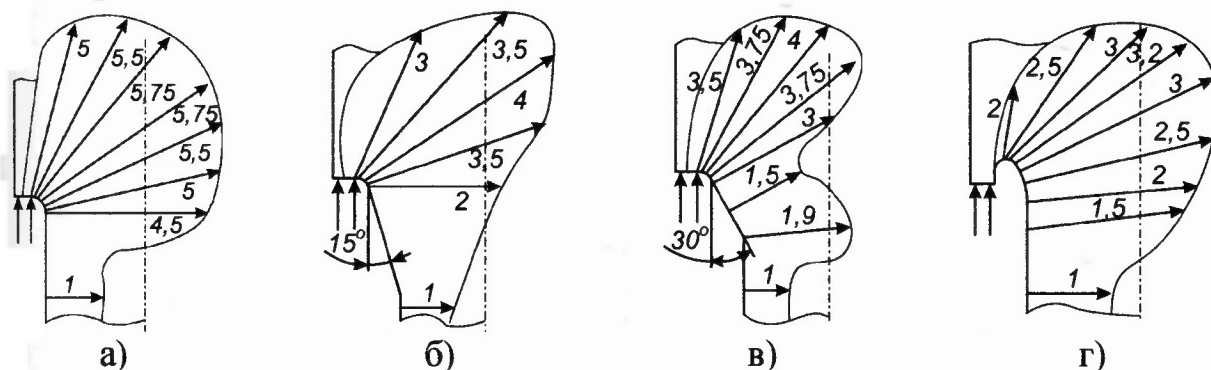
Згідно рис. 4.6 зсув витків від дії згинального моменту є більшим в лівій частині.

Отже, із проведеного дослідження зроблено наступні висновки: при сумісній дії осьового навантаження, моменту згвинчування та згинального моменту на різьбове з'єднання насосних штанг напруження в з'єднанні зростають, і під час роботи з'єднання в свердловині можуть привести до швидкого його руйнування. Отже, виникає необхідність створення конструкції різьбового з'єднання насосних штанг, яка б чинила опір дії згинального моменту та дала б змогу збільшити термін служби з'єднання.

4.2 Дослідження впливу конструктивних елементів різьбових з'єднань на їх напружений стан

Міцність різьбових з'єднань залежить від ряду чинників, основними з яких є конструкція ніпеля та муфти. Небезпечними зонами, в яких концентруються напруження, як було зазначено, є: перший радіус канавки ніпеля, другий радіус канавки ніпеля, перша впадина різьби ніпеля. Змінивши конструкцію ніпеля можна змінити розподіл напружень по витках різьби і зменшити величину напружень, які виникають в різьбовому з'єднанні.

Зміна конструкції різьби насосної штанги, а саме зарізьбової канавки проводилася Андерсеном [1], який досліджував концентрацію напружень в головці ніпеля з різними формами переходу її в зарізьбову канавку. На рис. 4.7 подані результати, отримані для чотирьох різних конструкцій таких переходів, остання з яких показує майже подвійне зменшення концентрації напружень.



а – стандартна штанга; б – конусна з кутом 15° ; в – конусна з кутом 30° ;

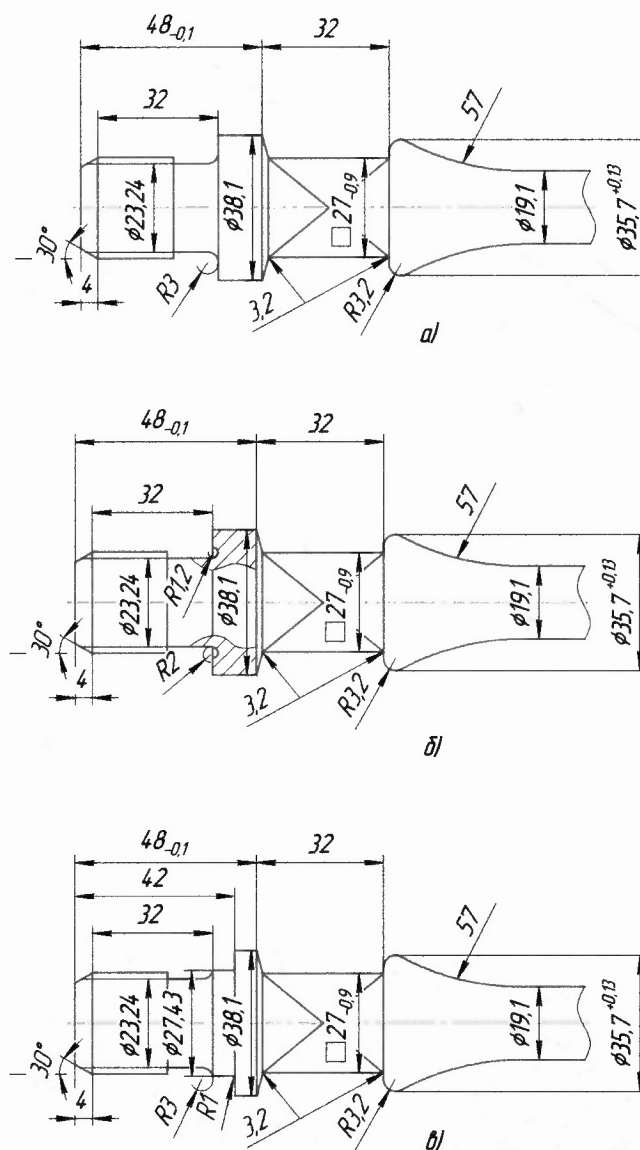
г – стандартна з поглибленням (проточкою в бурт штанги)

Рисунок 4.7 – Концентрація напружень в головці ніпеля в залежності від форми переходу зарізьбової канавки в головку ніпеля

Форма поглиблення в бурт штанги має велике значення: плавніше поглиблення підвищує втомну міцність різьбового з'єднання. Крім цього, як показано в роботі [1], болти, які мають напівкруглу виточку, менш чутливі до перекосу. При ударному розриві таких з'єднань, робота деформації підвищується на 40 % порівняно з різьбовими з'єднаннями без поглиблень.

При дослідженні розподілу напружень [1] в різьбовому з'єднанні не враховувалась дія змінних навантажень, які виникають внаслідок згину колони насосних штанг.

Різьбове з'єднання насосних штанг руйнується, у випадку розкриття стику між опорними торцями ніпеля та муфти [1]. Такому розкриттю стику сприяє не тільки збільшення осьового навантаження, недостатній момент згвинчування, але й величина зусилля згину штанг. З метою зменшення величини зусиль, які сприймаються торцями ніпеля та муфти, пропонуються конструкції зарізьбованих канавок насосних штанг, що зображені на рис. 4.8.



а – стандартна; б – з поглибленням в бурт штанги;

в – з проточкою бурта штанги під муфту

Рисунок 4.8 – Конструкції насосних штанг Ø19 мм

Моделювання напружено-деформованого стану різьбових з'єднань насосних штанг виконуємо з допомогою програми ANSYS Workbench.

При моделюванні, фіксування (обмеження) різьбових з'єднань, габаритні розміри яких зображені на рис. 4.9, а, відбувалось за торець муфти, а навантаження прикладалось до торця штанги в радіальному напрямку. Момент згвинчування заданий як скорочення циліндричної частинки зарізьбової канавки (рис. 4.9, б).



а)

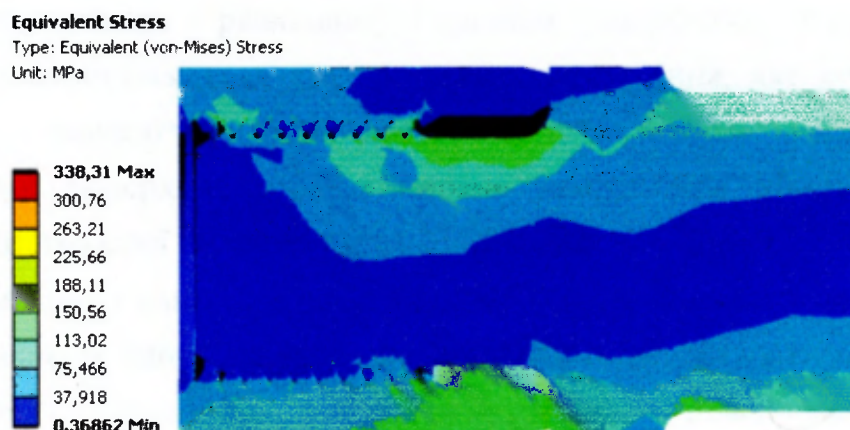


б)

а – габаритні розміри; б – схема навантажування

Рисунок 4.9 – Дослідні зразки

На рис. 4.10 наведений розподіл еквівалентних напружень в різьбових з'єднаннях насосних штанг.

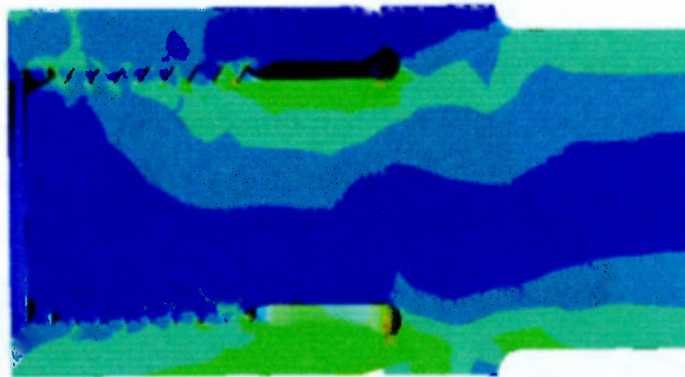
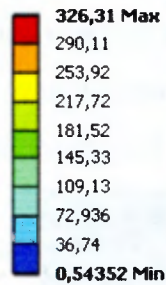


а)

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

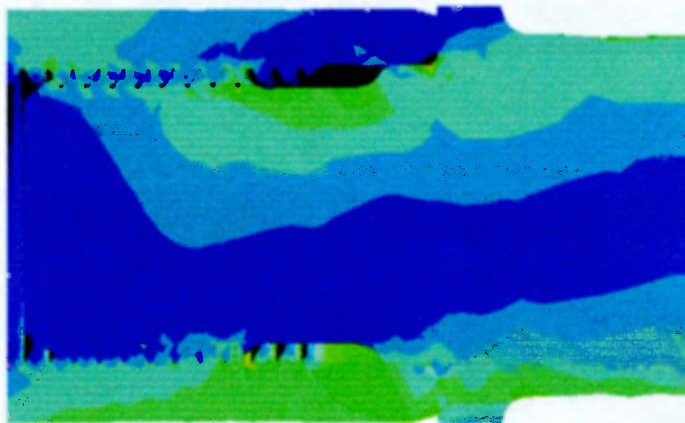
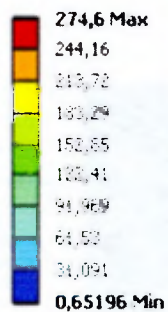


б)

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa



в)

а – стандартне; б – з поглибленням у бурт штанги;

в – з проточкою бурта штанги під муфту

Рисунок 4.10 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) в різьбових з'єднаннях штанг діаметром 19 мм

Згідно результатів моделювання, зображених на рис. 4.10, найменші напруження виникають у різьбовому з'єднанні з проточкою бурта штанги під муфту. Це пояснюється тим, що частина навантаження, яке виникає від дії згинального моменту, сприймається додатковими контактуючими циліндричними поверхнями. Максимальне напруження виникає у першій впалині різьби насосної штанги і рівне 274,6 МПа.

В різьбовому з'єднанні з поглибленням у бурт штанги напруження дещо менші порівняно із напруженнями, які виникають в стандартному різьбовому з'єднанні, але є значно вищими за напруження в різьбовому з'єднанні з

проточкою бурта штанги під муфту. Максимальне напруження виникає в першій впадині різьби насосної штанги і рівне 326 МПа.

Довговічність різьбового з'єднання залежить також від кількості циклів змінного навантаження. При моделюванні різьбових з'єднань вибрано повністю реверсивне навантаження (симетричне циклічне). Результати розрахунків моделювання наведені на рис. 4.11.



а)



б)



в)

а – стандартне; б – з поглибленням у бурт штанги;

в – з проточкою бурта штанги під муфту

Рисунок 4.11 – Кількість циклів до руйнування для з'єднань штанг діаметром 19 мм

За результатами моделювання (рис. 4.11) можна зробити висновок, що найбільшу кількість циклів до руйнування реалізує різьбове з'єднання з проточкою бурта штанги під муфту (709348 циклів) меншу кількість циклів – різьбове з'єднання з поглибленням у бурт штанги (588102 циклів), і найменше – стандартне різьбове з'єднання (528047 циклів).

Отже, за допомогою програми ANSYS Workbench проведено аналіз напружено-деформованого стану різьбових з'єднань насосних штанг різних конструкцій та визначено кількість циклів знакозмінного навантаження до їх руйнування.

4.3 Експериментальні дослідження впливу конструктивних елементів на довговічність різьбових з'єднань

Згідно поставлених завдань досліджень мета дисертаційної роботи полягає у підвищенні експлуатаційних характеристик різьбових з'єднань насосних штанг. Тому в експериментальних дослідженнях розглядаються питання, пов'язані з довговічністю різьбових з'єднань.

З метою визначення працездатності запропонованих типів різьбових з'єднань насосних штанг в умовах дії навантажень згину використана методика натурних випробувань на втому. В її основу покладено випробування спеціального зразка насосної штанги довжиною 395 мм (рис. 4.12). Зразки навантажували циклічним консольним згином і визначали кількість пройдених циклів до їх руйнування.

Матеріал штанги – сталь 20Н2М (ГОСТ 4543-71) після гартування при температурі 860°C і подальшим охолодженням в мастилi та відпуску при температурі 180°C з охолодженням на повітрі ($E=2,1\cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_m=685$ МПа, $\sigma_g=880$ МПа).

Зразки випробовувались на установці ЗКШ-25 [5], принципова схема якої наведена на рис. 4.13.

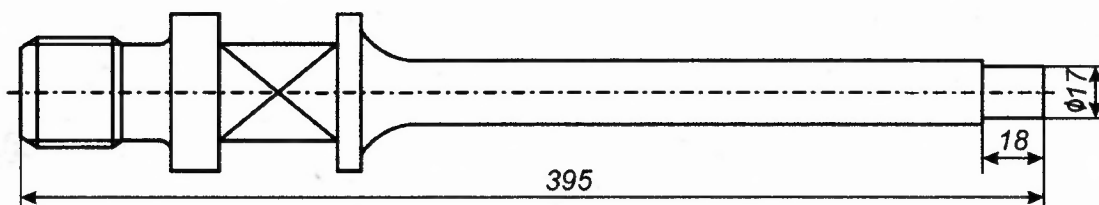
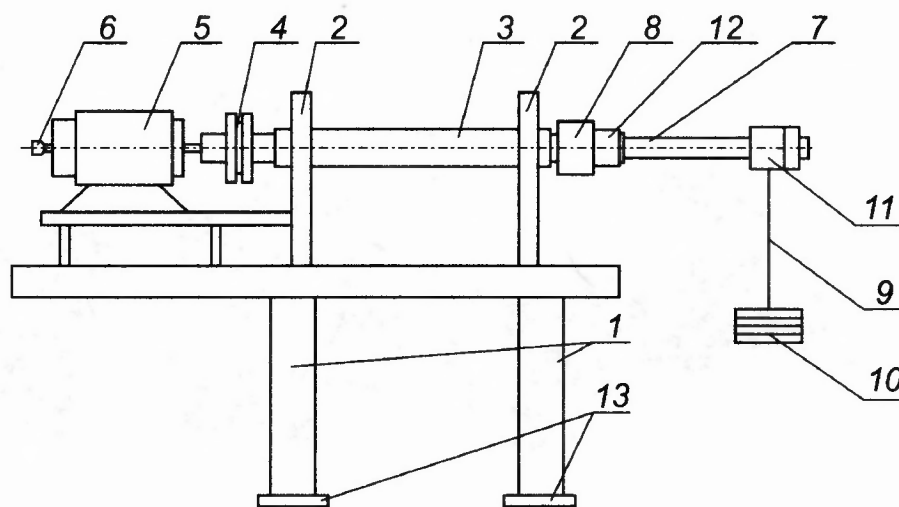


Рисунок 4.12 – Ескіз зразка насосної штанги для випробування на втомну міцність

Установка змонтована на рамі 1. В стійках 2 на підшипниках розміщено вал 3, який через муфту 4 з'єднується з електродвигуном 5. До вала електродвигуна приєднано лічильник обертів 6. Зразок 7 з муфтою 12 через перехідну муфту 8 з'єднується з валом 3. За допомогою стрижня 9 і підшипника 11 зразок навантажується вантажем 10. Для зменшення вібрації установка розміщена на амортизаційних гумових прокладках 13. В момент злому зразка електродвигун автоматично вимикається.

Установка забезпечує проведення досліджень на втому насосних штанг діаметром 16, 19, 22, 25 мм при частоті навантаження 15,2 Гц.



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

Рисунок 4.13 – Схема установки ЗКШ-25 для втомних випробувань насосних штанг при циклічному згині

Для проведення досліджень нових конструкцій різьбових з'єднань насосних штанг було використано насосні штанги $\varnothing 25$ мм з різьбовою частиною, проточеною під типорозмір насосних штанг $\varnothing 19$ мм тому, що міцність тіла штанги є меншою міцності різьбової частини для стандартних з'єднань.

Різьбові з'єднання піддавались навантаженню тільки згинальним моментом (без осьового навантажування), та моментом згвинчування. Схема і величини навантажень аналогічні використаним при моделюванні за допомогою методу кінцевих елементів.

Результати випробувань подані на рис. 4.14...4.16.

При втомному зломі вищенаведених різьбових з'єднань спостерігаються дві зони: дрібнозерниста і крупнозерниста. Дрібнозерниста – є зоною власне втомного руйнування, що розвивається поступово. Крупнозерниста зона утворюється швидко, особливо при перевантаженні.

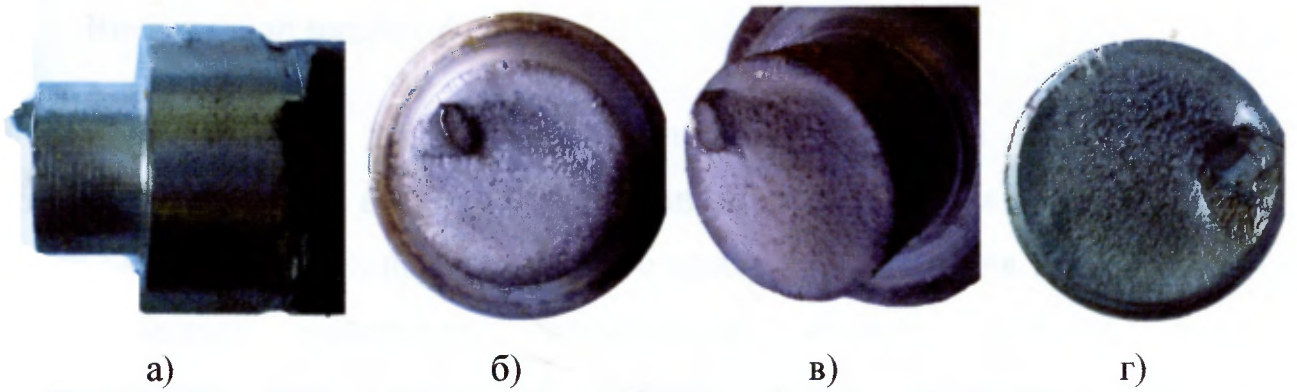
Як відомо, за характером розрізняють три типи зломів [1]:

- 1) злом циклічного перевантаження (до $1 \cdot 10^5$ циклів);
- 2) передчасний втомний злом (від $1 \cdot 10^5$ циклів до $1 \cdot 10^6$ циклів);
- 3) втомний злом (більше $1 \cdot 10^6$ циклів).



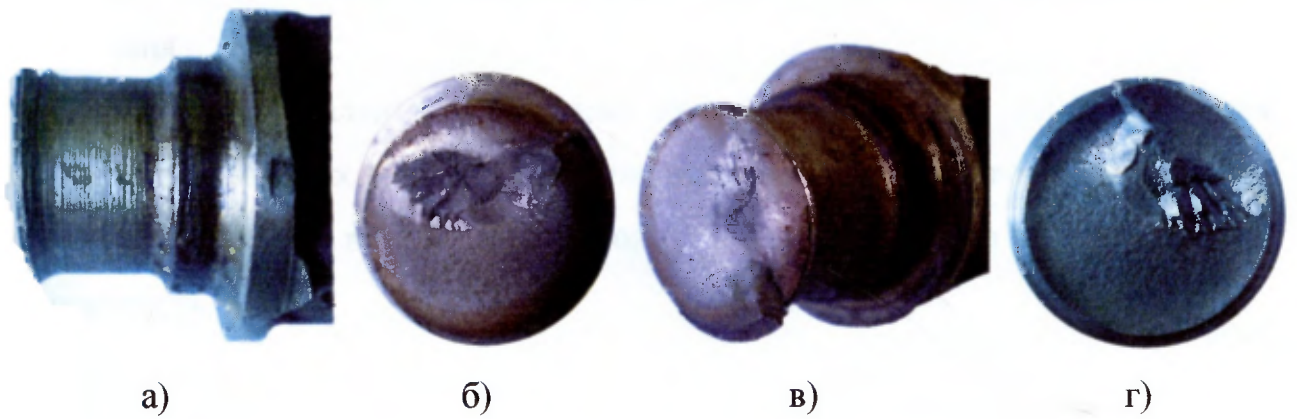
а – вид спереду; б – вид справа; в – загальний вид; г – вид зліва

Рисунок 4.14 – Стандартна насосна штанга



а) – вид спереду; б) – вид справа; в) – загальний вид; г) – вид зліва

Рисунок 4.15 – Штанга з проточкою, виконаною бурт штанги



а) – вид спереду; б) – вид справа; в) – загальний вид; г) – вид зліва

Рисунок 4.16 – Штанга з проточкою бурта штанги під муфту

Згідно отриманих результатів різьбові з'єднання насосних штанг всіх запропонованих конструкцій піддалися передчасному втомному злому. Всі зломи мають специфічну ступеневу будову, що пояснюється процесом поширення втомних тріщин.

Результати натурних випробувань мають незначні розбіжності з результатами, отриманих під час імітаційного моделювання. Отже, найбільш стійким до втомного руйнування є різьбове з'єднання з проточкою бурта штанги під муфту (718675 циклів), менш стійким – різьбове з'єднання з проточкою в бурт штанги (570554 циклів), та найменш стійким – стандартне різьбове з'єднання насосних штанг (528047 циклів).

Висновки до розділу 4

1 При сумісній дії моменту згвинчування, осьового навантаження і згинального моменту величина напружень в різьбовому з'єднанні насосних штанг зростає, що може привести до його швидкого руйнування.

2 З метою збільшення довговічності колони насосних штанг запропоновано нові конструкції з'єднань штанг, проведено аналіз їх напружено-деформованого стану за допомогою програми ANSYS Workbench, визначено кількість циклів знакозмінного навантаження, що приводять до їх руйнування.

3 Експериментальні дослідження показують переваги запропонованих конструкцій різьбових з'єднань над стандартними. В них значно зменшується величина напружень в небезпечних зонах, в результаті чого збільшується їх довговічність.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ

5.1 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом зміни середнього діаметра різьби муфти

Досвід експлуатації показує [1, 2, 44], що більшість руйнувань різьбових з'єднань насосних штанг відбувається внаслідок недосконалості їх конструкції, менша частина поломок викликана технологічними і експлуатаційними чинниками. Тому основні напрями підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань спрямовані на вдосконалення інженерних методів їх розрахунку, технології виготовлення і монтажу.

З метою забезпечення безвідмовної роботи у свердловині, різьбове з'єднання насосної штанги повинно бути:

- міцним, причому важливими є не статичні показники його міцності, а – циклічні;
- щільним, не допускати проникнення робочого середовища до його робочої частини;
- легко згвинчуватись;
- технологічним і економічно вигідним у масовому виробництві;
- з мінімальною кількістю деталей (особливо дрібних).

Встановлення розподілу навантажень по робочих витках різьби – одна з важливих задач для вдосконалення динамічно навантажених різьбових з'єднань. Досвід показує [26], що зменшивши навантаження на найбільш навантаженому витку можна збільшити термін експлуатації з'єднання в цілому у процесі циклічного навантажування.

Вирівняти розподіл навантажень по робочих витках можна за рахунок збільшення гнучкості витків. Гнучкість витків може бути збільшена при використанні різьби із змінним кроком. Використання асиметричного профілю

витка зменшує навантаження на найбільш навантаженому витку на 15 .. 20 % [36] і підвищує втомну довговічність на 12...15 %. Використовуючи ніпель, виготовлений із сталі й муфту, виготовлену з матеріалу з малим модулем пружності (алюміній або сплави титана) [17], навантаження на найбільш навантаженому витку може бути зменшене до 20 ... 30 %, за рахунок чого підвищується втомна довговічність з'єднання в цілому.

Істотне збільшення втомної довговічності (до 20 ... 30 %) можна отримати, використавши з'єднання з розтягнутими гайками [26, 28].

Відомо, що при навантаженні різьбових з'єднань зусилля між витками різьби розподіляються нерівномірно [1,2]. На розподіл зусиль впливають наступні конструктивні параметри з'єднання:

- висота різьбової частини, що знаходиться в контактї;
- товщина стінки муфти;
- крок різьби;
- профіль різьби;
- матеріал, з якого виготовлені ніпель та муфта.

Конструктивна форма муфти значно впливає на розподіл зусиль між витками різьби. Існують наступні конструктивні форми муфт [25]:

- стиснено-розтягнені;
- муфта з кроком різьби, відмінним від кроку різьби ніпеля;
- розтягнені змінного перерізу.

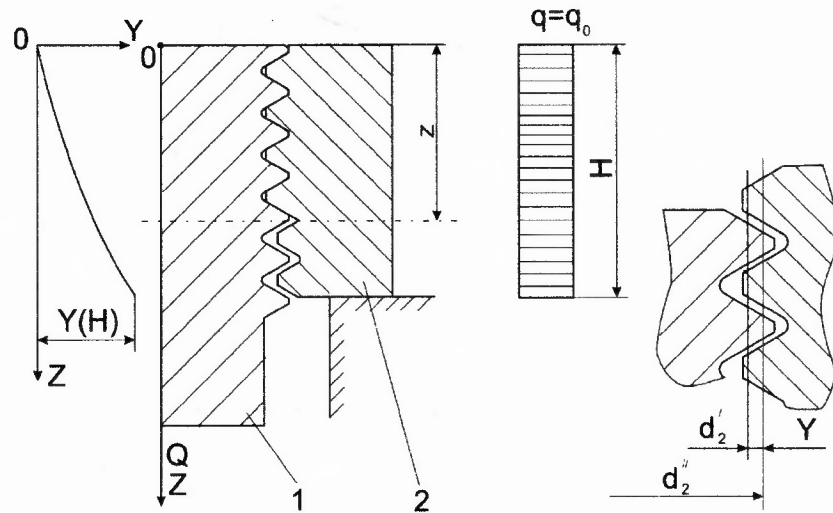
Розглянемо окремо муфту зі змінним середнім діаметром різьби. Отримати рівномірний розподіл зусиль по витках різьби можна внаслідок попереднього збільшення зазорів у різьбі, які можна отримати за рахунок збільшення середнього діаметра різьби муфти (рис. 5.1).

Припустимо, що збільшення середнього діаметру різьби рівне $2y(z)$ (рис. 5.1), тоді осьовий зазор між витками в перерізі z рівний:

$$\delta = y(z) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (5.1)$$

Тоді рівняння сумісності деформацій для різьбового з'єднання прийме вигляд:

$$\left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) \cdot dz_2 \cdot dz_1 = \gamma [q(z) - q(0)] + y(z) \gamma g \frac{\alpha}{2}, \quad (5.2)$$



1 – ніпель штанги; 2 – муфта

Рисунок 5.1 – Муфта зі змінним середнім діаметром різьби

Визначимо функцію $y(z)$ з умови рівномірного розподілу навантажень по висоті гайки. В цьому випадку $q(z) = q = const$, тоді з рівняння (5.2):

$$y(z) = \frac{1}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot \int_0^z dz \cdot \int_0^z q dz$$

або

$$y(z) = \frac{1}{2} q \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot z^2. \quad (5.3)$$

Прийнявши, що $q = \frac{Q}{H}$ отримаємо:

$$y(z) = \frac{Q}{2H} \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot z^2. \quad (5.4)$$

де Q – загальне розтягуюче зусилля;

H – висота контакту різьби ніпеля та муфти.

З формули випливає, що кожному розрахованому навантаженню відповідає своя залежність $y(z)$.

Середній діаметр різьби муфти визначається за рівнянням:

$$d_2'' = d_2' + \frac{Q}{H} \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \cdot z^2, \quad (5.5)$$

де d_2' – середній діаметр різьби ніпеля.

Згідно отриманого рівняння середній діаметр змінюється за параболічним законом.

Максимальне збільшення середнього діаметру для вирівнювання навантаження по витках різьби необхідне в перерізі $z = H$.

З рівняння (5.2) знаходимо:

$$\Delta d_2 = \left| d_2'' - d_2' \right|_{\max} = QH \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (5.6)$$

Припустимо, що $E_1 = E_2 = E$, тоді

$$\Delta d_2 = H \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{E} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (5.7)$$

Розглянемо муфту з конічним навантаженням виходячи з умови, що конусність різьби муфти настільки мала, що всі її витки знаходяться в контакті.

Для муфти з конічною різьбою середній діаметр може бути виражений:

$$d_2'' = d_2' + 2kz, \quad (5.8)$$

де k – коефіцієнт пропорційності [25].

Таким чином в рівнянні (5.2) величина $y(z)$ рівна:

$$y(z) = kz. \quad (5.9)$$

Диференціюючи рівняння (5.2) отримаємо:

$$\beta \cdot \int_0^{z_1} q(z_2) dz = \gamma \cdot q'(z) + k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Граничні умови будуть наступні:

$$q'(0) = -\frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\gamma}. \quad (5.10)$$

$$q'(H) = Qm^2 - \frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\gamma}. \quad (5.11)$$

Визначимо постійні A і B :

$$A = -\frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma}. \quad (5.12)$$

$$B = \frac{Qm}{\operatorname{sh} mH} + \frac{k}{m\gamma} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{\operatorname{ch} mH - 1}{\operatorname{sh} mH}. \quad (5.13)$$

Розподіл навантаження по витках:

$$q(z) = \frac{Qm}{\operatorname{sh} mH} \cdot \operatorname{ch} mz - \frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma} \cdot \left[\operatorname{sh} mz - \frac{\operatorname{ch} mH - 1}{\operatorname{sh} mH} \cdot \operatorname{ch} mz \right]. \quad (5.14)$$

При $z=0$:

$$q(0) = \frac{Qm}{\operatorname{sh} mH} + \frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma} \cdot \frac{\operatorname{ch} mH - 1}{\operatorname{sh} mH}. \quad (5.15)$$

При $z=H$:

$$q(H) = \frac{Qm \operatorname{ch} mH}{\operatorname{sh} mH} - \frac{k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{m\gamma} \cdot \frac{\operatorname{ch} mH - 1}{\operatorname{sh} mH}. \quad (5.16)$$

Вплив конусності різьби муфти на розподіл навантажень по витках аналогічний зміні кроку різьби муфти. Зв'язок між величинами $\frac{\Delta s}{s}$ та k наступний:

$$\frac{\Delta s}{s} = k \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (5.17)$$

де Δs – різниця кроків різьби ніпеля та муфти.

Збільшення середнього діаметра гайки з конічною різьбою в перерізі $z=H$ рівне:

$$\Delta d_2 = 2y(H) = 2kH. \quad (5.18)$$

Звідси:

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{1}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{\Delta d_2}{H}. \quad (5.19)$$

Оптимальне співвідношення $\frac{\Delta d_2}{H}$ у відповідності з формулою $\frac{\Delta s}{s} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2E}$

наступне:

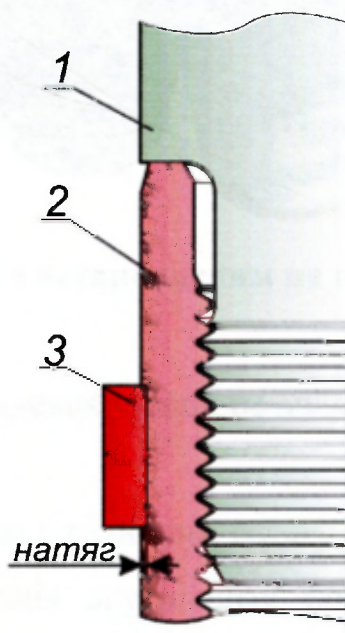
$$\frac{\Delta d_2}{H} = \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} Q \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right). \quad (5.20)$$

Припустимо, що $E_1 = E_2 = E$, тоді

$$\frac{\Delta d_2}{H} = \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{E}. \quad (5.21)$$

Виготовлення різьби, геометрія середнього діаметру якої змінювалась б за законом гіперболи є практично неможливим. Основними способами формоутворення різьбової поверхні є нарізання і накатування. За допомогою нарізання можна тільки змінити середній діаметр декількох витків, тому розподіл навантажень буде нерівномірним, а під час накатування різьби неможливо забезпечити високу точність процесу. Можлива комбінація методів – накатування з подальшим шліфуванням поверхні різьби. Але одним із найбільших недоліків цього методу є висока вартість процесу шліфування та необхідність виготовлення спеціальних пристроїв. Використання такого методу для формування різьби муфти насосної штанги досить складним, оскільки її внутрішній діаметр є незначним.

Необхідно розробити метод, який би забезпечував деформацію різьбової частини муфти в радіальному напрямку. З метою забезпечення зміни геометрії різьби насосної муфти пропонуємо встановити гладке кільця з натягом на зовнішню поверхню муфти (рис. 5.2).



1 – ніпель штанги; 2 – муфта; 3 – кільце

Рисунок 5.2 – Різьбове з'єднання насосної штанги і муфти з встановленим на її зовнішній поверхні кільцем

Встановлення гладкого циліндричного кільця на поверхню муфти збільшує габаритний розмір муфти (діаметр), що з одного боку є недоліком, оскільки зменшується кільцевий простір між насосно-компресорною трубою і колоною штанг, через який нафта подається на поверхню. З іншого боку, встановлення кільця має суттєву перевагу, оскільки кільце відіграє роль протектора, зменшуючи зношування муфти насосної штанги. В світовій практиці видобування нафти відомі муфти з встановленими на їх поверхні протекторами (рис. 5.3). Такі муфти виготовляє ВАТ "Очерский машиностроительный завод" [36].



Зображення 5.3 – Муфта з встановленим на поверхні протектором

Довжина і місце встановлення кільця на муфті визначені за допомогою моделювання МКЕ.

Для визначення необхідної величини натягу подана наступна методика. Необхідна радіальна деформація внутрішньої поверхні муфти, виходячи з формули (5.7) рівна:

$$u_p = H \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{E} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (5.22)$$

Для визначення контактної тиску p_k , що створюється на поверхні муфти від дії встановленого кільця з натягом, скористаємося формулою визначення величини радіальної деформації u_p [37]:

$$u_p = \frac{r_6}{E} \cdot 2p_k \cdot \frac{r_3}{r_3 - r_6}. \quad (5.23)$$

Звідси,

$$p_k = \frac{u_p}{2 \frac{r_6}{E} \cdot \frac{r_3}{r_3 - r_6}}, \quad (5.24)$$

де r_6 – внутрішній радіус муфти;

r_3 – зовнішній радіус муфти;

p_k – контактний тиск на поверхні муфти.

Натяг, з яким необхідно встановити кільце на муфті визначається за формулою:

$$N'_k = p_k \cdot d_{cn} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad (5.25)$$

де E_1, E_2 – модуль пружності матеріалів муфти і кільця;

d_{cn} – діаметр спряженої поверхні муфти;

c_1, c_2 – коефіцієнти Ляме.

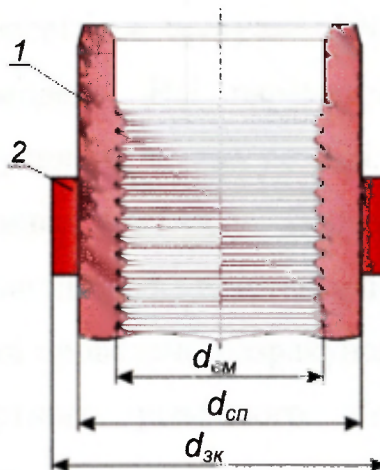
Коефіцієнти Ляме визначаються за наступними формулами:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_{ам}}{d_{cn}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{ам}}{d_{cn}} \right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{cn}}{d_{зк}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{cn}}{d_{зк}} \right)^2} + \mu_2, \quad (5.26)$$

де $d_{ам}$ – внутрішній діаметр муфти;

$d_{зк}$ – зовнішній діаметр кільця.

На рис. 5.4 зображена розрахункова схема посадки кільця з натягом на поверхню муфти.



1 – муфта; 2 – кільце

Рисунок 5.4 – Розрахункова схема посадки кільця з натягом на поверхню муфти

Розрахунок на міцність встановленого кільця проводиться за формулою:

$$\sigma_r = \frac{p_k \cdot r_{ек}^2}{r_{зк}^2 - r_{ек}^2}, \quad (5.27)$$

де σ_r – нормальне напруження (радіальний напрямок);

$r_{зк}$ – зовнішній радіус кільця;

$r_{ек}$ – внутрішній радіус кільця.

З вищенаведеної формули можна визначити товщину стінки кільця.

Згідно виконаних розрахунків за наведеною методикою для з'єднання насосних штанг діаметром 19 мм, необхідний контактний тиск, для створення радіальної деформації внутрішньої поверхні муфти на величину 0,023 мм, становить 82 МПа. Для забезпечення такої величини деформації необхідно створити натяг величиною 0,076 мм.

Міцність кільця товщиною 5 мм, встановленого з натягом на поверхні муфти забезпечується, оскільки в ньому виникають напруження величиною 137 МПа, які є значно меншими величини допустимого напруження.

З метою розрахунку напружень, що виникають в різьбовому з'єднанні насосної штанги, в якому муфта має змінний середній діаметр, за рахунок встановлення на її поверхні гладкого циліндричного кільця, та перегляду результатів в будь-якому перерізі, в програмі ANSYS побудовано кінцево-елементну осесиметричну модель. Всі параметри побудованої моделі є аналогічними, використаним у попередньому розділі.

Для порівняння картини розподілу еквівалентних напружень, що виникають в різьбовому з'єднанні насосної штанги з встановленим на поверхні муфти кільцем, побудовано та проведено розрахунок осесиметричної кінцево-елементної моделі стандартного різьбового з'єднання з аналогічними геометричними та фізичними параметрами та без встановленого кільця з натягом (рис. 5.5).

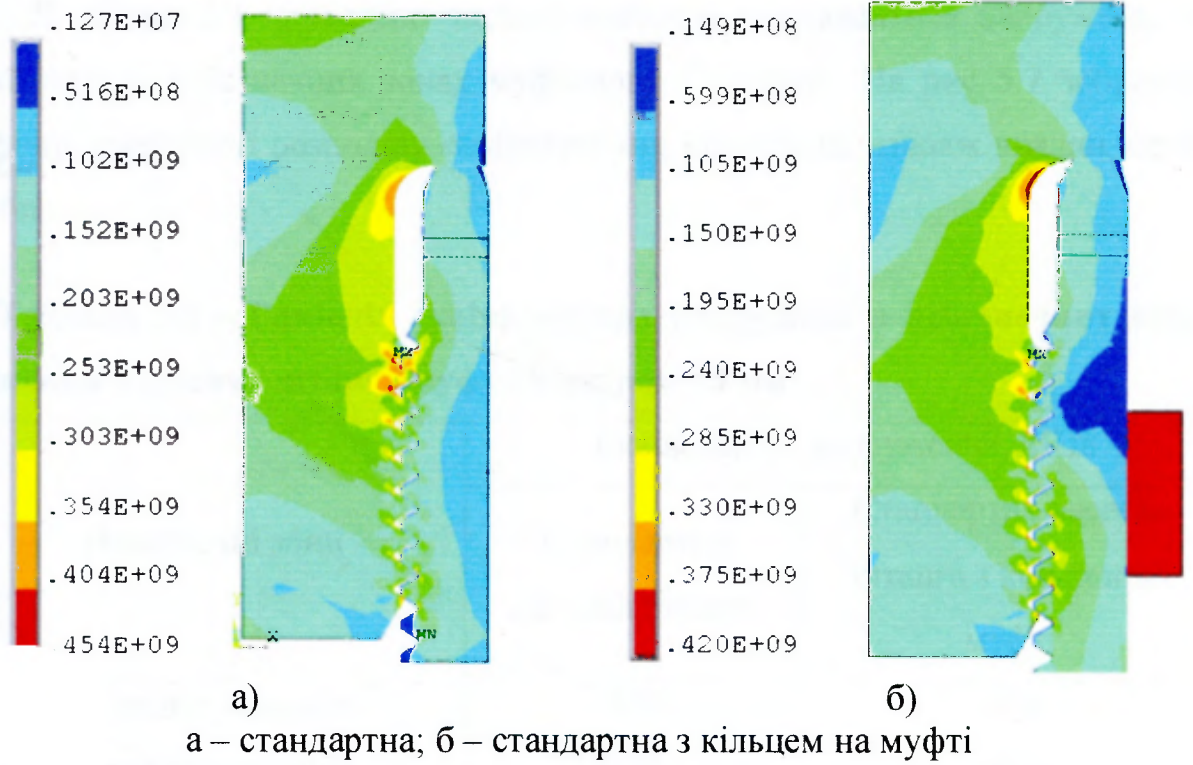


Рисунок 5.5 – Розподіл еквівалентних напружень у з’єднанні насосної штанги і муфти діаметром 19 мм

На рис. 5.6 зображена загальна деформація муфти в різних масштабах відображення.

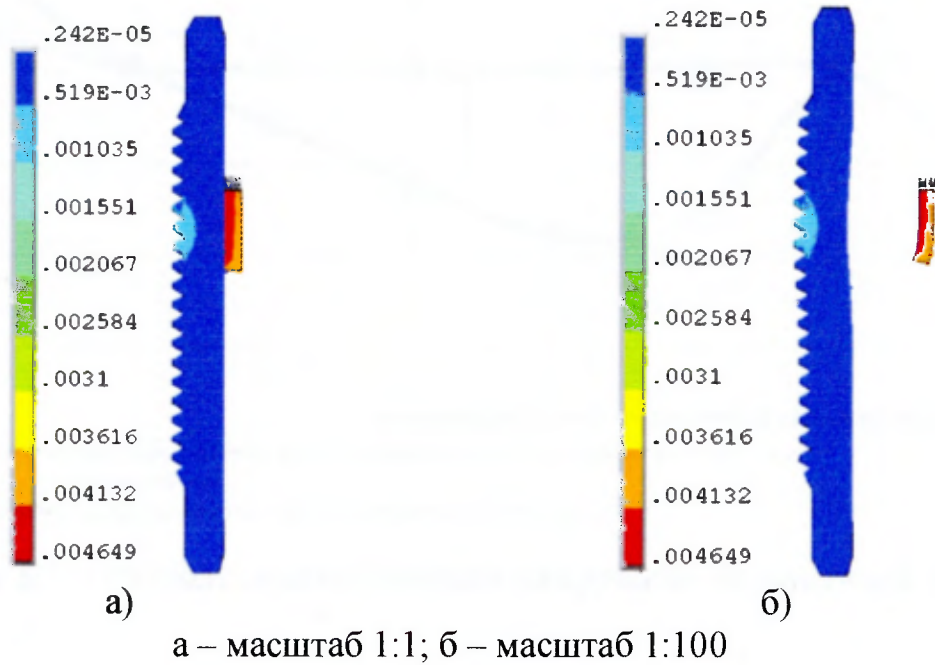


Рисунок 5.6 – Загальна деформація муфти насосної штанги з кільцем

В таблиці 5.1 приведено числові значення еквівалентних напружень, які виникають в небезпечних зонах муфтового з'єднання. На рис. 5.7 зображені графічні залежності розподілу еквівалентних напружень вздовж впадин витків різьби.

Таблиця 5.1 – Розподіл еквівалентних напружень в небезпечних зонах з'єднання насосних штанг і муфт діаметром 19 мм

Небезпечні зони	Еквівалентні напруження, МПа	
	Стандартна насосна штанга	Стандартна насосна штанга з кільцем на муфті
Перший радіус канавки	439	401
Другий радіус канавки	329	400
Перша впадина різьби ніпеля	454	420



Рисунок 5.7 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби

Розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля стандартного з'єднання відбувається наступним чином (рис. 5.6): в першому витку різьби величина напружень найбільша, в подальшому відбувається

В таблиці 5.1 приведено числові значення еквівалентних напружень, які виникають в небезпечних зонах муфтового з'єднання. На рис. 5.7 зображені графічні залежності розподілу еквівалентних напружень вздовж впадин витків різьби.

Таблиця 5.1 – Розподіл еквівалентних напружень в небезпечних зонах з'єднання насосних штанг і муфт діаметром 19 мм

Небезпечні зони	Еквівалентні напруження, МПа	
	Стандартна насосна штанга	Стандартна насосна штанга з кільцем на муфті
Перший радіус канавки	439	401
Другий радіус канавки	329	400
Перша впадина різьби ніпеля	454	420

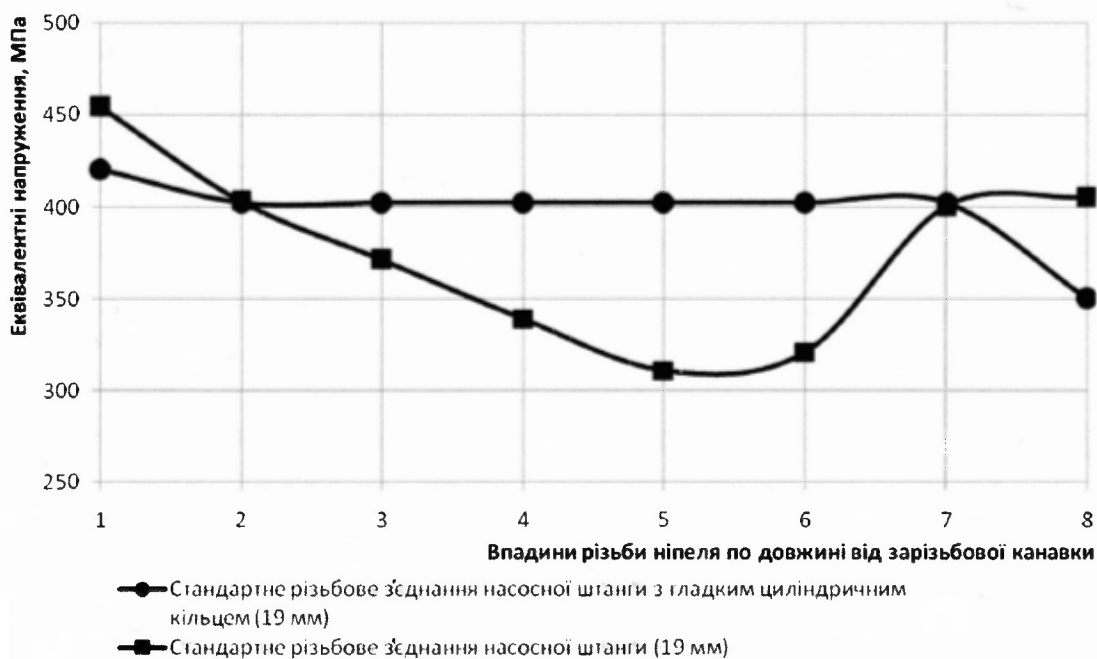


Рисунок 5.7 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби

Розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля стандартного з'єднання відбувається наступним чином (рис. 5.6): в першому витку різьби величина напружень найбільша, в подальшому відбувається

зменшення величини напружень, а по останніх впадинах різьби ніпеля – зостаються.

У випадку використання циліндричного гладкого кільця, яке встановлюється на поверхню муфти з натягом, розподіл еквівалентних напружень відбувається рівномірно, тільки у першій впадині витка величина напружень на 30 МПа більша в порівнянні з іншими впадинами витків, а в останній впадині витка – менша на 50 МПа. Спад напружень на останній впадині різьби ніпеля пояснюється неповним профілем витка різьби.

При використанні муфти з гладким циліндричним кільцем може виникнути явище фретинг-корозії на поверхні контакту муфти та кільця. Складний взаємозв'язок процесів фретинг-корозії та вплив значної кількості факторів, які визначають активність цих процесів, ускладнює розроблення методів захисту. Боротьба із цим видом руйнування проводиться різними шляхами: підбором відповідних пар контактуючих матеріалів, використанням різних гальванічних і дифузійних покриттів, використанням рідких і твердих мастил, неметалевих прокладок та покриттів тощо.

Одним із сучасних засобів захисту від фретинг-корозії є використання анаеробних клеїв [38]. Анаеробний клей – це рідина, яка перетворюється в термоактивну пластмасу при відсутності кисню і наявності контакту з «активним» металом. Первинним промисловим використанням анаеробних клеїв була фіксація різьби. Анаеробні продукти в наш час використовуються для наступних цілей: встановлення підшипників в корпуси або на вали; фіксації шестерень, зірочок та шківів на валах; встановлення циліндричних втулок та гільз у корпуси; використання взамін шпонкових та різьбових з'єднань; відсутність необхідності використання точних інструментів та верстатів.

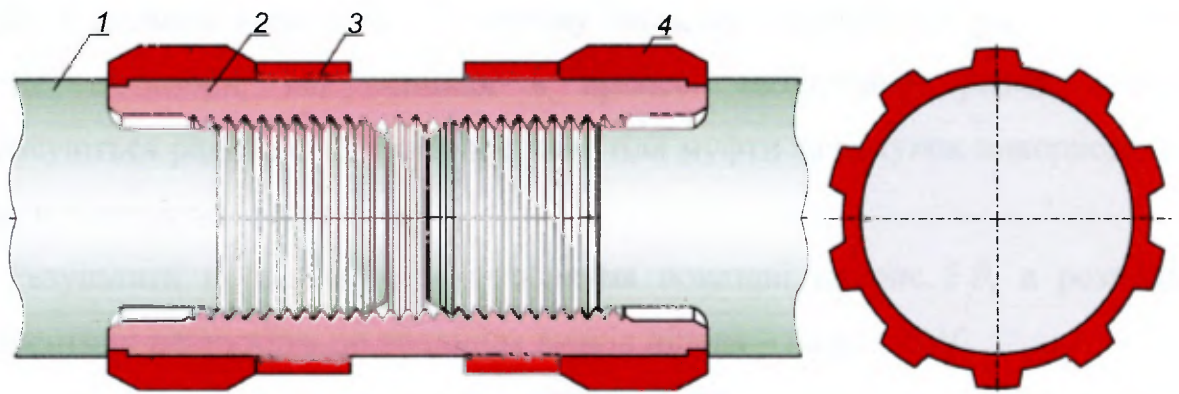
Механізм полімеризації клею – анаеробний, однак міцність з'єднання досягається в основному за рахунок заповнення клеєм мікронерівностей контактуючих поверхонь. Високу міцність з'єднання забезпечується за рахунок характеризує той факт, що при розбиранні необхідно «зрізати» безліч мікровершин анаеробного клею. Шорсткість поверхні, оптимальна для

застосування клею становить 0,8 – 3,2 мкм, тобто є достатньою після звичайної обробки різанням.

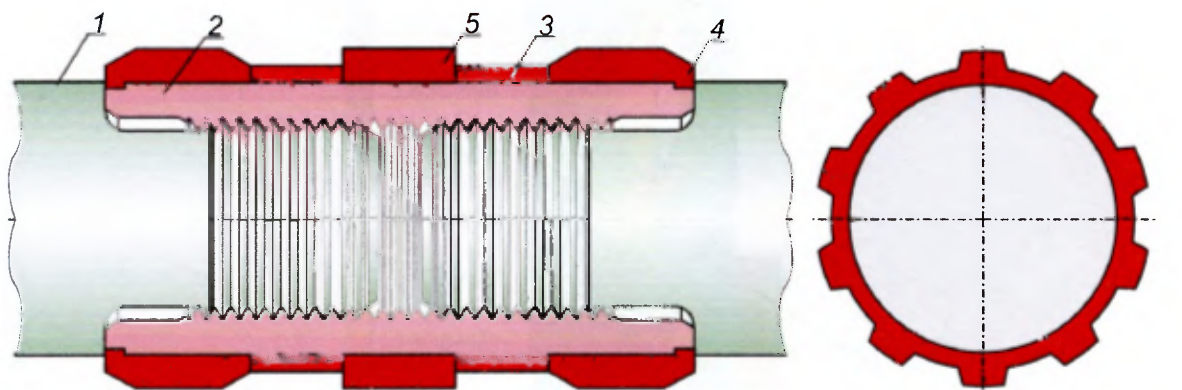
Анаеробні клеї можуть використовуватись у поєднанні з різними типами посадок (як з посадкою із зазором, так і посадкою з натягом). При посадці з натягом збільшення міцності і попередження фретинг-корозії досягається нанесенням клею перед збиранням вузла без зміни його конструкції. Основною причиною збільшення міцності з'єднання, у якому використаний клей є той факт, що при посадці з натягом контакт «метал-метал» складає 20...30 % площі спряжених поверхонь, а анаеробний клей заповнює всі мікронерівності поверхонь, забезпечуючи їх 100 % контакт.

Можна використати клей у випадку виконання гарячо-пресової посадки з'єднання. Метода для клеєвих з'єднань по гарячій посадці наступна: нанесення клею на внутрішню деталь та нагрівання зовнішньої деталі для отримання необхідного зазору. Технології з'єднання деталей по гарячій посадці дають оптимальну міцність з'єднання, тому що нагрівання допомагає досягнути високої швидкості полімеризації, а усадка зовнішньої деталі викликає навантаження стиску на затвердіваючий клей. В результаті отримана загальна міцність з'єднання набагато вища міцності клею на зсув та вища міцності при посадці з натягом без клею.

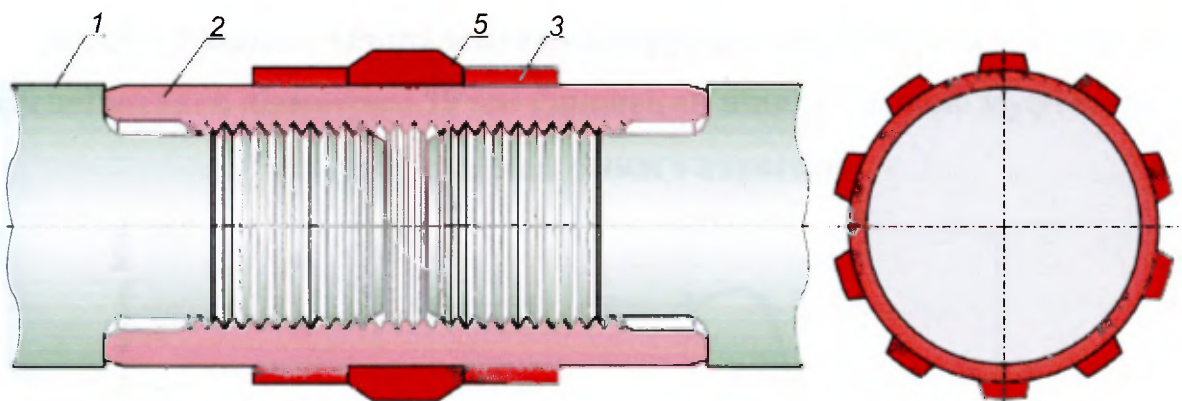
Отже, забезпечення профілю різьби шляхом використання гладкого циліндричного кільця, встановленого на зовнішню поверхну муфти з натягом, позитивно впливає на розподіл напружень по витках різьбового з'єднання. Застосування анаеробного клею для з'єднання з натягом спряжених поверхонь муфти та гладкого кільця збільшить міцність з'єднання і буде запобігати виникненню фретинг-корозії. Для запобігання зношуванню встановленого кільця на муфті пропонується використання протекторів, варіанти встановлення яких зображені на рис. 5.8.



а)



б)



в)

1 – ніпель штанги; 2 – муфта; 3 – кільце; 4, 5 – протектори

Рисунок 5.8 – Різьбове з'єднання насосної штанги і муфти з встановленим на її зовнішній поверхні кільцем та протекторами

Зстановивши в третьому розділі розподіл напружень в зношеному різьбовому з'єднанні, з метою підвищення ефективності експлуатації застосуємо в зношеному з'єднанні нову муфту з встановленим на її поверхні

кільцем з натягом (рис. 5.7). У такому випадку зношування різьби муфти відсутнє, а зазори, які виникли в процесі зношування різьби ніпеля компенсуються радіальним переміщенням тіла муфти за рахунок використання кільця, встановленого з натягом.

Результати проведеного моделювання показані на рис. 5.9, а розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля – на рис. 5.10.

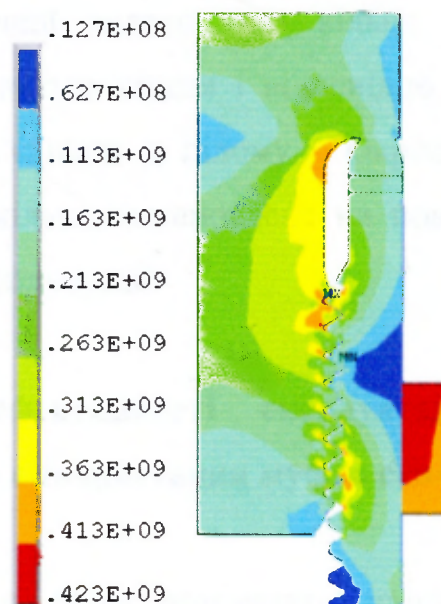


Рисунок 5.9 – Розподіл еквівалентних напружень (за Мізесом) у з'єднанні насосної штанги діаметром 19 мм (зношений ніпель з новою муфтою та кільцем, встановленим з натягом)

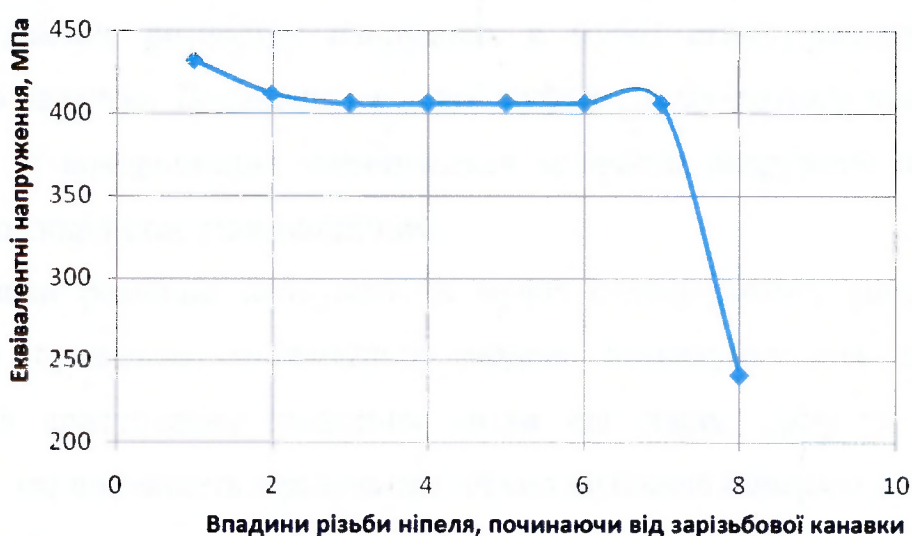


Рисунок 5.10 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля

Розподіл еквівалентних напружень в з'єднанні (рис. 5.10) відбувається наступним чином: у першій впадині витка ніпеля величина напружень на 30 МПа більша величин напружень в інших наступних впадинах витків. Величина напруження в останній впадині витка ніпеля становить 240 МПа. Це пояснюється неповним профілем витка різьби ніпеля.

Отже, застосування зношеної різьби насосної штанги в парі з новою муфтою, на поверхні якої встановлено кільце, зумовлює вирівнювання напружень по впадинах витків ніпеля і відповідно підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань в цілому. Окрім вирівнювання розподілу напружень у з'єднанні, кільце, встановлене на поверхні муфти, запобігає її зношуванню в процесі експлуатації.

5.2 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом використання муфти стиску-розтягу

У першому розділі було розглянуто існуючі способи підвищення рівномірності розподілу навантажень по витках різьби муфтового з'єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби. Одним з таких способів є застосування муфти розтягу-стиску із змінним перерізом розтягнутої частини.

Дослідження розподілу напружень в муфті стиску-розтягу є досить актуальною задачею. Дослідження нової муфти стиску-розтягу показують [5], що під час її використання зменшуються величини напружень по впадинах різьби, їх розподіл стає рівномірнішим.

Оскільки розподіл напружень в муфті стиску-розтягу мало описаний теоретично, приведемо математичну модель розрахунку для даного типу з'єднання з врахуванням зміщення витка від згину, зрізу та радіальних деформації, які виникають в результаті дії сил на бокові поверхні витка.

На різьбове з'єднання діють чотири зусилля, які пов'язані між собою:

$$F_1 + F_2 = F_3 + F_4 \quad (5.28)$$

Розглянемо випадок, коли різьбове з'єднання піддається розтягу (рис. 5.11).

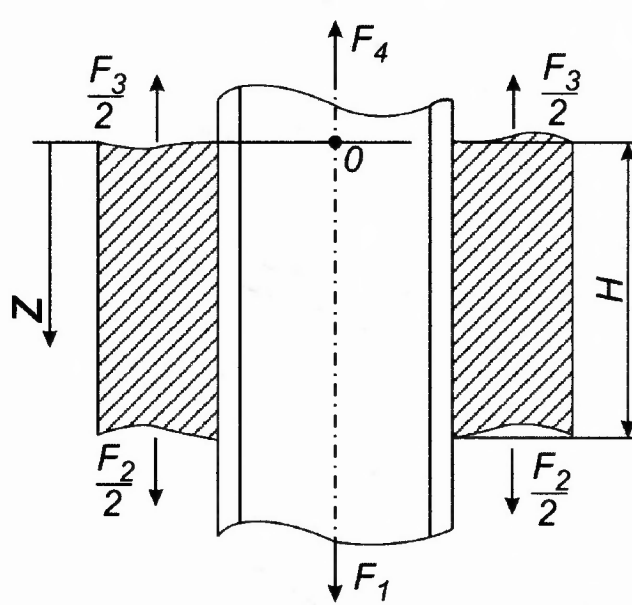


Рисунок 5.11 – Схема навантажування різьбового з'єднання

З умови рівноваги зусиль, що діють в ніпелі, отримаємо:

$$\int_0^H q(z) dz = F_1 - F_4$$

і для муфти:

$$\int_0^H q(z) dz = F_3 - F_2.$$

(5.29)

Зусилля $F_B(z)$ і $F_N(z)$, які діють на ніпель в перерізі муфти z рівні:

$$F_B(z) = F_4 + \int_0^z q(z) dz;$$

$$F_N(z) = F_3 - \int_0^z q(z) dz.$$

(5.30)

Деформації ніпеля та муфти визначені з наступних рівнянь:

$$\Delta_1 = \frac{1}{E_1 A_1} \int_0^z F_B(z) dz = \frac{1}{E_1 A_1} \int_0^z \left(F_4 + \int_0^z q(z) dz \right) dz;$$

(5.31)

$$\Delta_2 = \frac{1}{E_2 A_2} \int_0^z F_N(z) dz = \frac{1}{E_2 A_2} \int_0^z \left(F_3 - \int_0^z q(z) dz \right) dz. \quad (5.32)$$

Підставимо отримані рівняння в формулу (2.1). Величина деформації Δ_2 прийнята зі знаком "-", оскільки муфта розтягнена. Продиференціювавши рівняння (2.1) відносно z і врахувавши рівняння (2.4... 2.6) та позначення, подані у формулах (2.15 ... 2.17) отримаємо:

$$\beta \int_0^z q(z) dz + \frac{F_4}{E_1 A_1} - \frac{F_3}{E_2 A_2} = \gamma \dot{q}(z) + \xi q(z). \quad (5.33)$$

Повторивши операцію диференціювання з метою отримання відомого рівняння (2.18) матимемо:

$$\ddot{q}(z) + \frac{\xi}{\gamma} \dot{q}(z) - mq(z) = 0.$$

Загальний інтеграл цього рівняння:

$$q(z) = C_1 e^{(b-a)z} + C_2 e^{-(b+a)z}.$$

Звідки:

$$\dot{q}(z) = (b-a)C_1 e^{(b-a)z} - (b+a)C_2 e^{-(b+a)z}.$$

Рівняння (5.33) можна переписати у вигляді:

$$\frac{\beta}{\gamma} \int_0^z q(z) dz + \frac{F_4}{\gamma E_1 A_1} - \frac{F_3}{\gamma E_2 A_2} = \dot{q}(z) + 2aq(z). \quad (5.34)$$

Константи C_1 і C_2 можуть визначаються з граничних умов при $z = 0$ і $z = H$.

Після проведених перетворень, константи C_1 і C_2 будуть рівні:

$$C_1 = \frac{1}{\gamma(b+a)} \left[\frac{F_4}{E_1 A_1} - \frac{F_3}{E_2 A_2} \right] + \frac{e^{aH}}{2\gamma(b+a)sh bH} \left[\frac{F_1}{E_1 A_1} - \frac{F_2}{E_2 A_2} + \frac{F_3 e^{(b-a)H}}{E_2 A_2} - \frac{F_4 e^{(b-a)H}}{E_1 A_1} \right]. \quad (5.35)$$

$$C_2 = \frac{e^{aH}}{2\gamma(b-a)sh bH} \left[\frac{F_1}{E_1 A_1} - \frac{F_2}{E_2 A_2} + \frac{F_3 e^{(b-a)H}}{E_2 A_2} - \frac{F_4 e^{(b-a)H}}{E_1 A_1} \right]. \quad (5.36)$$

Тоді інтенсивність розподілу навантажень $q(z)$ по робочих витках буде визначатись за формулою:

$$q(z) = \frac{e^{(b \mp a)z}}{\gamma(b+a)} \left[\frac{F_4}{E_1 A_1} - \frac{F_3}{E_2 A_2} \right] + \frac{e^{(\pm H \mp z)a}}{\beta sh bH} \left[\frac{F_1 - F_4 e^{(b \mp a)H}}{E_1 A_1} - \frac{F_2 - F_3 e^{(b \mp a)H}}{E_2 A_2} \right] (bch \mp bz \mp ash \mp bz) \quad (5.37)$$

Розглянемо випадок навантаження, коли муфта розтягнена та стиснена (рис. 5.12).

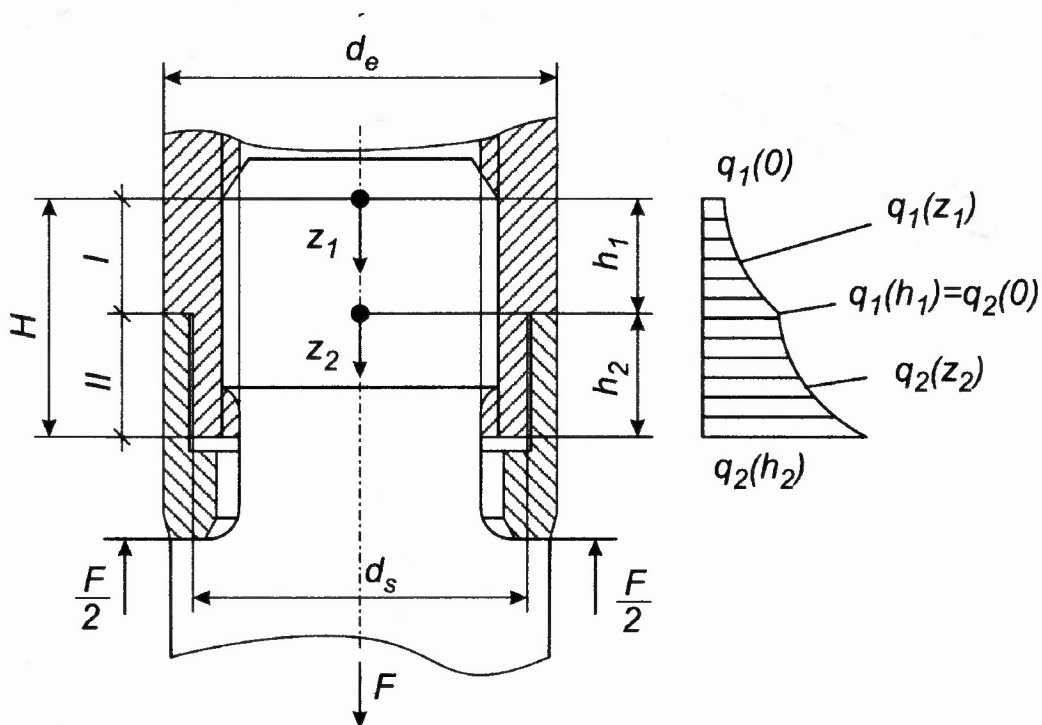


Рисунок 5.12 – Різьбове з'єднання з муфтою стиску-розтягу

Такий випадок є комбінацію двох схем навантажування: ніпель розтягнений і муфта стиснута та ніпель і муфта розтягнені для частин I і II відповідно. Приймаємо величину навантаження в частині II рівною εF де $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Тоді величина навантаження у частині I буде рівна $(1-\varepsilon)F$. Тут ε – коефіцієнт розподілу навантажень [25].

Інтенсивність розподілу навантажень $q_1(z_1)$, на частині I і величина навантаження у будь-якому перерізі z_1 рівні:

$$q_1(z_1) = \frac{(1-\varepsilon)F e^{(h_1-z_1)a_1}}{\text{sh } b_1 h_1} [b_1 c h b_1 z_1 - a_1 \text{sh } b_1 z_1]. \quad (5.38)$$

$$F(z_1) = \int_{0_1}^{z_1} q_1(z_1) dz_1 = \frac{(1-\varepsilon)F e^{(h_1-z_1)a_1} \text{sh } b_1 z_1}{\text{sh } b_1 h_1}. \quad (5.39)$$

де b_1 – коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалу та геометричних параметрів різьби.

Розглянемо схему для визначення інтенсивності розподілу навантажень $q_2(z_2)$ на частині II, зображену на рис. 5.12. У цьому випадку зусилля рівні: $F_1 = F$, $F_2 = 0$, $F_3 = \varepsilon F$, $F_4 = (1-\varepsilon)F$. З формули (5.37) можна отримати:

$$q_2(z_2) = \frac{F}{e^{a_2 z_2}} \left\{ \frac{e^{a_2 h_2} (b_2 c h b_2 z_2 - a_2 \text{sh } b_2 z_2)}{\text{sh } b_2 h_2} \left[\frac{1 - e^{(b_2 - a_2) h_2}}{\beta_2 E_1 A_1} + \varepsilon \cdot e^{(b_2 - a_2) h_2} \right] + \frac{e^{b_2 z_2}}{b_2 + a_2} \left[\frac{1}{\gamma_2 E_1 A_1} - \varepsilon \cdot m_2 \right] \right\}. \quad (5.40)$$

$$F(z_2) = \int_{0_2}^{z_2} q_2(z_2) dz_2 = F \left\{ \frac{e^{(h_2 - z_2) a_2} \text{sh } b_2 z_2}{\text{sh } b_2 h_2} \left[\frac{1 - e^{(b_2 - a_2) h_2}}{\beta_2 E_1 A_1} + \varepsilon \cdot e^{(b_2 - a_2) h_2} \right] + \left[e^{(b_2 - a_2) z_2} - 1 \right] \cdot \left(\frac{1}{\beta_2 E_1 A_1} - \varepsilon \right) \right\}. \quad (5.41)$$

Величина ε визначається з умови $q_1(h_1) = q_2(0)$. Розв'язавши рівняння (5.38) і (5.39) отримаємо:

$$\varepsilon = \left[\omega - \frac{b_2 (e^{h_2} - 1) (e^{a_2} - e^{b_2})}{\beta_2 E_1 A_1 \text{sh } b_2 h_2} - \frac{1}{(b_2 + a_2) \gamma_2 E_1 A_1} \right] / \left[\omega + \frac{b_2 e^{b_2 h_2}}{\text{sh } b_2 h_2} - \frac{m_2}{b_2 + a_2} \right]. \quad (5.42)$$

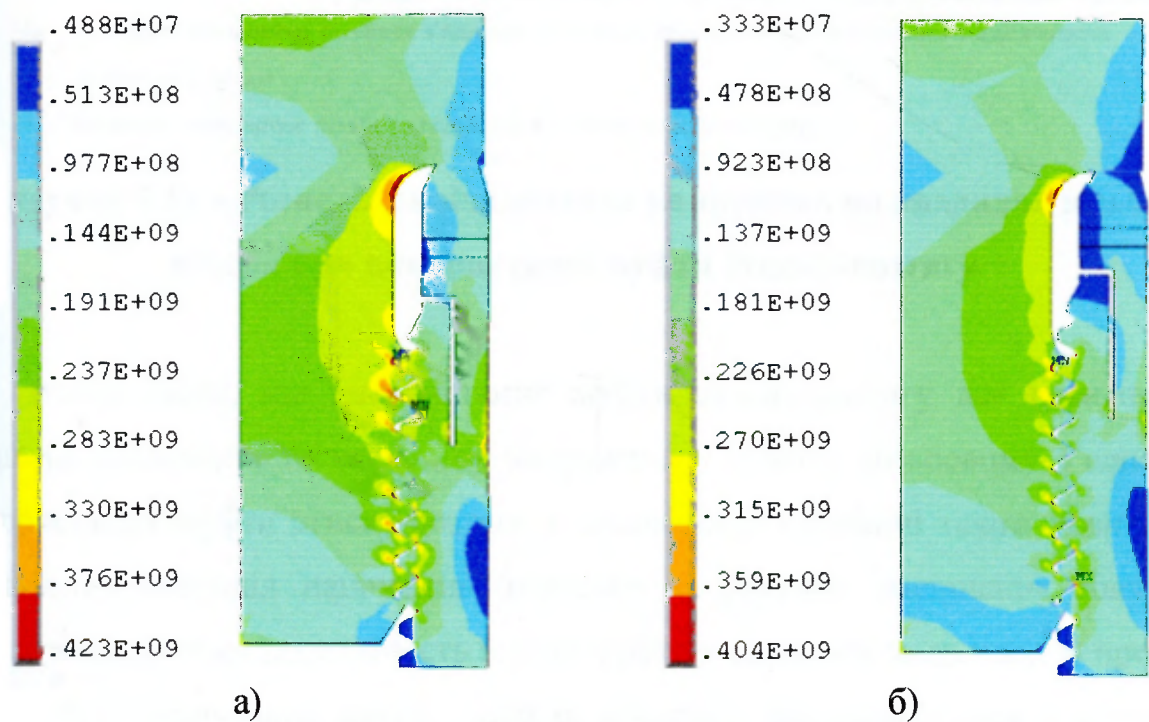
де $\omega = b_1 \coth b_1 h_1 - a_1$

З проведених розрахунків випливає, що висота h_1 повинна бути не більша половини загальної висоти різьби ніпеля. Навантаження на найбільш

навантаженому витку практично не змінюється у випадку $n_1=4$ і $n_1=8$, а їх величина близька до максимального навантаження у відповідності зі схемою "ніпель і муфта розтягнені" з $n=n_1+n_2$.

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

З метою дослідження напружено-деформованого стану зношеного різьбового з'єднання, в якому застосовується нова муфта стиску-розтягу, використали комп'ютерну програму ANSYS. Також було досліджено вплив зменшення довжини муфти стиску-розтягу на величину одного кроку різьби, який становить 2,54 мм. Результати проведеного моделювання зображені на рис. 5.13.



а) зношене стандартне різьбове з'єднання;

б) зношене різьбове з'єднання із зменшеною довжиною муфти на 2,54 мм (один виток)

Рисунок 5.13 – Розподіл еквівалентних напружень в зношеному різьбовому з'єднанні з муфтою стиску-розтягу

На рис. 5.14 приведені графічні залежності розподілу еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля при використанні муфти стиску-розтягу.

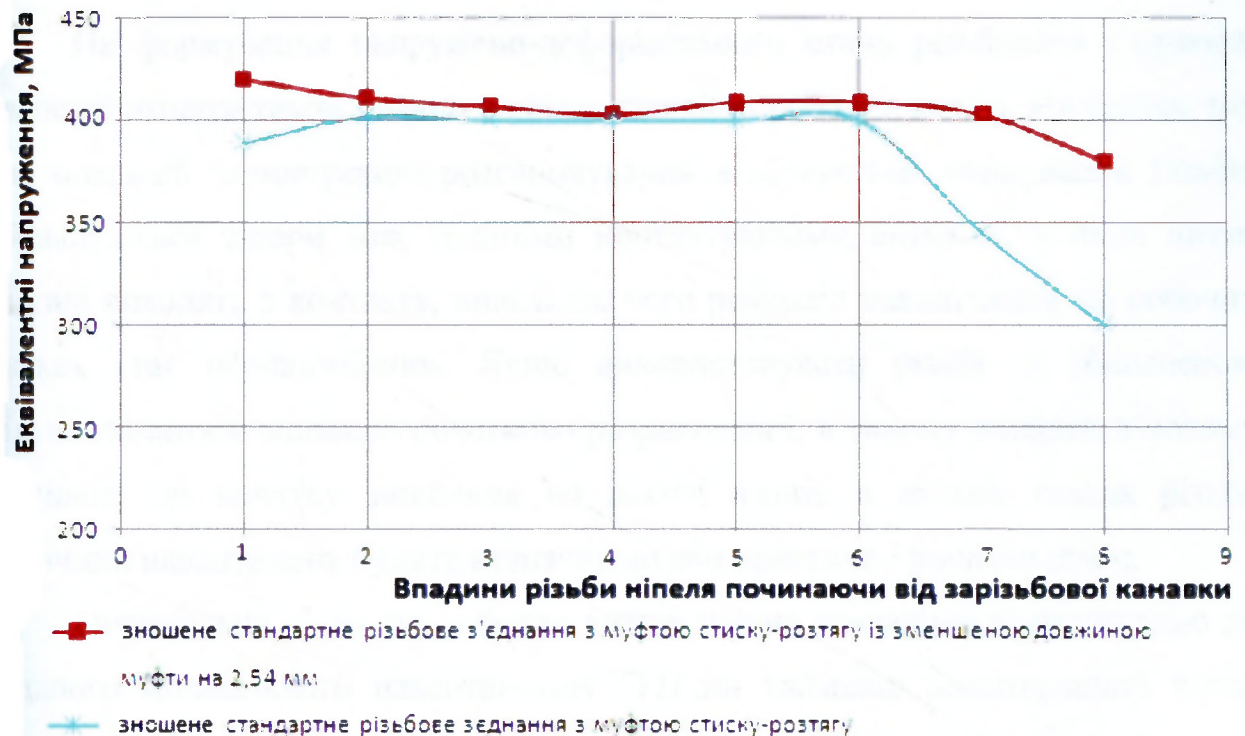


Рисунок 5.14 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля при використанні муфти стиску-розтягу

Встановлено, що використання муфти стиску-розтягу дає позитивний вплив на рівномірність розподілу напружень у новому різьбовому з'єднанні. Використання муфти стиску-розтягу у зношеному з'єднанні також позитивно впливає на розподіл напружень, оскільки за рахунок зменшення товщини стінки збільшується податливість витків муфти в осьовому напрямку. В процесі граничного зношування витків, коли їх кількість, що знаходиться в контакті, зменшується, можна зменшити довжину муфти на 2,54 мм (один виток). Це дає змогу ввести в контакт новий незношений виток, в результаті чого розподіл напружень в з'єднанні стає рівномірнішим.

5.3 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом збільшення кількості робочих витків

На формування напружено-деформованого стану різьбового з'єднання насосної штанги також значно впливає кількість робочих витків. Як відомо, під час операцій згвинчування-розгвинчування відбувається зношування різьби, збільшуються зазори між крайніми контактуючими витками, а іноді витки взагалі виходять з контакту, внаслідок чого розподіл навантажень по робочих витках стає нерівномірним. Якщо використовувати різьбу із збільшеною кількістю витків відносно початково розрахованої, в такому випадку в новому з'єднанні до початку зношення по висоті витків в деяких точках різьби величини навантажень будуть незначними або практично рівними нулю.

Оптимальну кількість робочих витків можна визначити за величиною дії заданого мінімального навантаження $F(1)$ на найменш навантажений виток різьби. Наприклад, величина навантаження на найменш навантажений виток різьби складає $0,01 \cdot L$ [25] осьового навантаження F . Тоді, з формули (2.55) для $z=P$ отримаємо наступне співвідношення:

$$\frac{F(1)}{F} \cdot 100 = L = 100 \frac{e^{a(\pm H \mp P)} \sinh bP}{\sinh bH}, \quad (5.43)$$

або

$$\sinh bH = \frac{100 e^{a(\pm H \mp P)} \sinh bP}{L}, \quad (5.44)$$

де h – висота стиснутої або розтягнутої частини муфти.

Оскільки величина a близька до нуля, можна прийняти, що $e^{a(\pm H \mp P)} \approx 1$ і тоді формула (5.44) прийме вигляд:

$$\sinh bH = \frac{100 \sinh bP}{L}. \quad (5.45)$$

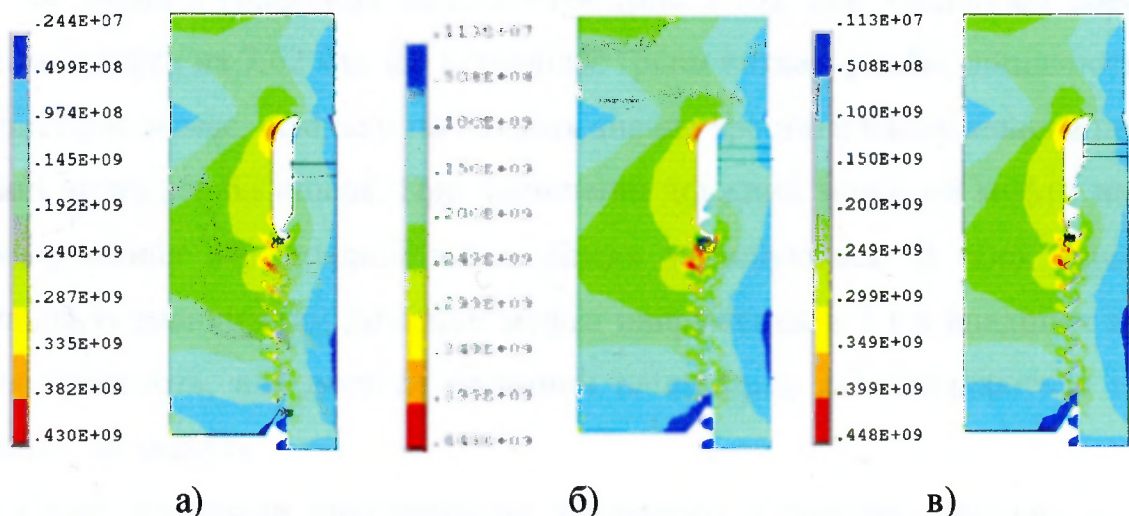
З цього рівняння отримаємо корисну кількість робочих витків:

$$n = \frac{\sinh^{-1} x}{bP} = \frac{\ln(x + \sqrt{x^2 + 1})}{bP}, \quad (5.46)$$

де $x = 100(\sinh bP)/L$.

У випадку зношення з'єднання насосних штанг перші контактуючі витки виходять з контакту. Відповідно, навантаження буде сприйматись середніми витками. Для введення в контакт зношених витків різьби як ніпеля так і муфти пропонуємо зменшити довжину муфти. В такому випадку найбільш зношені витки муфти змістяться вгору, а в контакт ввійдуть нові незношені витки.

Для визначення оптимальної довжини, на яку необхідно зменшити муфту, розроблені кінцево-елементні моделі та проведено їх наступний розрахунок. На рис. 5.15, а представлено розподіл еквівалентних напружень в зношеному з'єднанні насосних штанг. На рис. 5.15, б зображене зношене різьбове з'єднання із зменшеною довжиною муфти на 2,54 мм (один виток), а на рис. 5.15, в – зношене різьбове з'єднання із зменшеною довжиною муфти на 7,62 мм (три витки).



а – стандартне; б – із зменшеною довжиною муфти на 2,54 мм (один виток);

в – із зменшеною довжиною муфти на 7,62 мм (три витки)

Рисунок 5.15 – Розподіл еквівалентних напружень в зношеному різьбовому з'єднанні

На рис. 5.16 зображено графічні залежності розподілу еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля для різних довжин муфти.

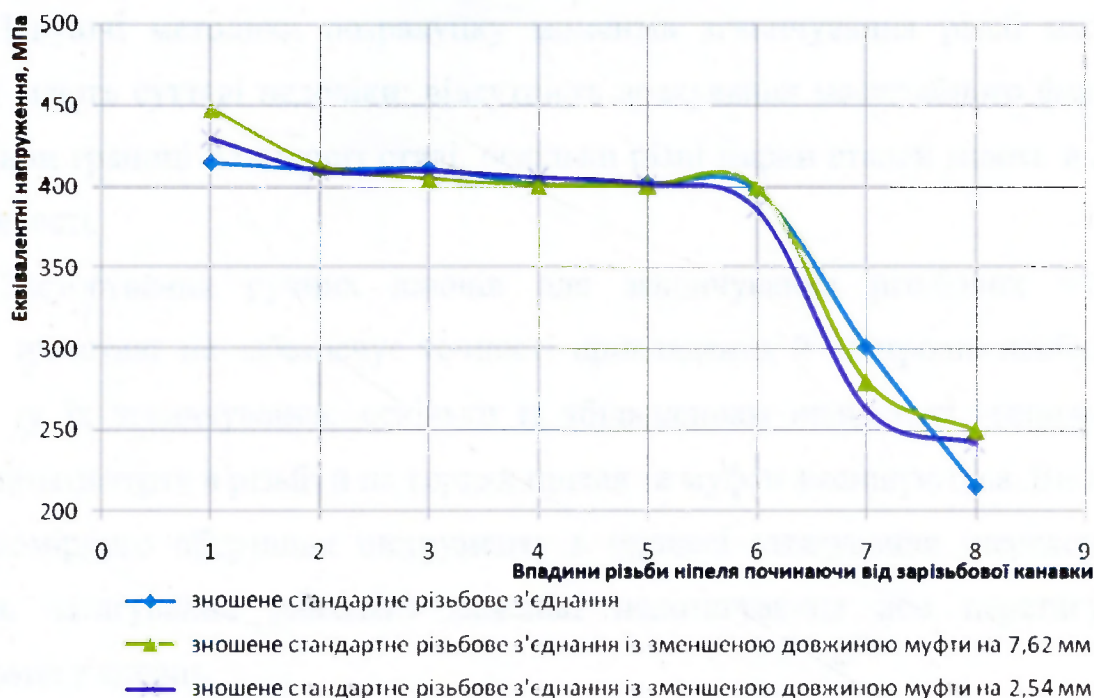


Рисунок 5.16 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля для різних довжин муфти

Як видно з графічних залежностей (рис. 5.16), при зменшенні довжини зношеної муфти на 7,62 мм, що відповідає трьом виткам різьби, доцільності в її використанні немає, оскільки починають значно зростати напруження в першій впадині витка різьби ніпеля. При зменшенні довжини зношеної муфти на 2,54 мм напруження в 1 впадині витка ніпеля зменшуються. В обох варіантах з'єднання із зменшенням довжини муфти напруження в 7 і 8 впадинах витків ніпеля зростають, але досягти величини напружень, які виникають в інших впадинах, не можуть.

Отже, подальше використання зношеного з'єднання доцільно у тому випадку, коли зменшити довжину муфти на 2,54 мм. Із зменшення довжини муфти на більшу величину починають різко зростати напруження в першій впадині витка ніпеля, який у даному випадку і ставатиме небезпечною зоною, де може відбутись руйнування з'єднання.

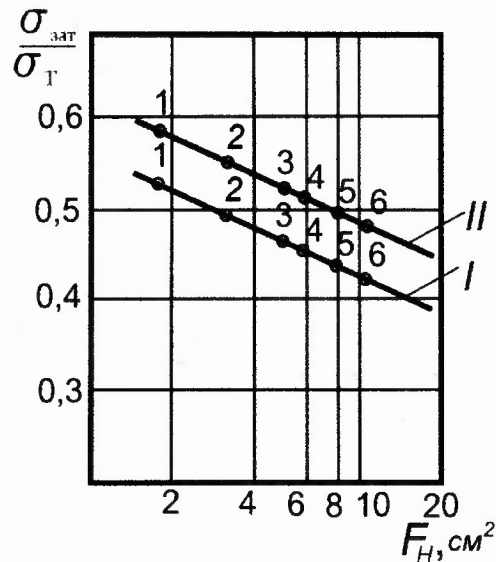
5.4 Раціональний вибір моментів згвинчування різьбових з'єднань насосних штанг

Існуючі методики розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг мають суттєві недоліки: відсутність врахування масштабного фактору і величини границі плинності сталі, оскільки різні марки сталей мають відмінні властивості.

Застосування ручних ключів для згвинчування різьбових з'єднань насосних штанг не забезпечує точності прикладення й контролю необхідного моменту їх згвинчування, оскільки із збільшенням швидкості згвинчування коефіцієнти тертя в різьбі й на торцях ніпеля та муфти зменшуються. Внаслідок нерівномірного обертання інструменту в процесі затягування (перехоплення ключа, затягування ривками) можливі недотягування або перетягування різьбових з'єднань.

Отже, необхідно розробити методику розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг, в буде враховувався вплив масштабного фактору і величина границі плинності сталі.

Попереднє затягнення з'єднань насосних штанг здійснюють не тільки для попередження саморозгвинчування з'єднань під час роботи, а також для запобігання втомного руйнування ніпеля. Тому необхідно через прикладений крутний момент попередньо затягнути різьбове з'єднання вздовж осі таким чином, щоб верхнє і нижнє граничне напруження втомної міцності не перевищували встановлену осьову складову попереднього затягування, яка рівна за рекомендацією [25] щонайменше $0,5-0,7\sigma_T$. Встановлена величина затягування упорних різьб за умови найвищого опору втомі складає $0,425-0,53\sigma_T$ [39] та визначається з наступної залежності (рис. 5.17):



1 – 13 мм; 2 – 16 мм; 3 – 19 мм; 4 – 22 мм; 5 – 25 мм; 6 – 29 мм

Рисунок 5.18 – Залежність відношення встановлених напружень зтягування до границі плинності сталі від площі поперечного перерізу в небезпечному січенні різьби ніпеля штанг діаметром

$$(I - 0,425 - 0,53 \sigma_T, II - 0,5 - 0,7 \sigma_T)$$

$$k = \frac{\sigma_{зат}}{\sigma_m} = 0,525 - 0,1411g \frac{A_z}{2}, \quad (5.47)$$

де k – коефіцієнт зтягування;

$\sigma_{зат}$ – напруження зтягування;

σ_m – границя плинності сталі;

A_z – площа поперечного перерізу ніпеля.

Для величин площ поперечного перерізу ніпелів насосних штанг діаметром 13-29 мм, які рівні відповідно 183 ... 1012 мм², встановлені коефіцієнти зтягування за формулою (5.47) складають (табл. 5.2):

Таблиця 5.2 – Встановлені коефіцієнти затягування різьб насосних

штанг

Типорозмір штанг дюйми, мм	$A_z, \text{мм}^2$	$k = \frac{\sigma_{зам}}{\sigma_m}$
$\frac{1}{2}$ " , 13	183	0,530
$\frac{5}{8}$ " , 16	316	0,497
$\frac{3}{4}$ " , 19	423	0,479
$\frac{7}{8}$ " , 22	548	0,463
1" , 25	762	0,443
$1 \frac{1}{8}$ " , 29	1012	0,425

В практиці видобування нафти згідно ГОСТ 13877-96 та ТУ.У.00136538-010-96, а також стандартів API можна використовувати насосні штанги з різними механічними характеристиками [33, 40, 41]:

сталь 40, $\sigma_T = 314$ МПа після нормалізації;

сталь 20ХН, $\sigma_T = 340$ МПа після нормалізації;

сталь 20Н2М, $\sigma_T = 382$ МПа після нормалізації;

сталь 30ХМА, $\sigma_T = 392$ МПа після нормалізації та високого відпуску;

сталь 15Н3МА, $\sigma_T = 490$ МПа після нормалізації та високого відпуску;

сталі 15Х2НМФ, 15Х2ГМФ, 14Х3ГМЮ, $\sigma_T = 617$ МПа після гартування та високого відпуску;

сталь ARD3 нержавіюча $\sigma_T = 600$ МПа після гартування та високого відпуску;

сталь S200h $\sigma_T = 690-700$ МПа після нормалізації та відпуску;

сталь Norris 75 та Continental 8 $\sigma_T = 827$ МПа після нормалізації та відпуску;

Oilwell W та Continental 10 $\sigma_T = 1100$ МПа після гартування та високого відпуску.

В літературних джерелах [3, 42, 43] рекомендують наступні моменти згвинчування насосних штанг (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Рекомендовані моменти згвинчування насосних штанг (Н·м)

Ном. діаметр дюйми/мм	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"
	13	16	19	22	25	29
20H2M ГОСТ 3877-96	-	288-298	461-474	656-705	1039-1084	1400-1491
API RP 11 BR США	-	298-328	474-522	705-775	1084-1193	1491-1640
VM125 SBS Австрія	149	294	471	706	1080	1619
S200h SBS Австрія	221	328	530	771	1187	1638
N2P SBS Австрія	149	294	471	706	1080	1619
ARD3 SBS Австрія	221	328	530	771	1187	1638

Моменти затягування різьбових з'єднань насосних штанг, які наведені в табл.5.3, отримані для величини напружень $\sigma_{зат}$, які досягають 270 МПа, і не враховують ні вплив масштабного коефіцієнта, ні величину границі плинності сталі σ_T .

З метою попередження розкриття стиків під час дії змінних навантажень та вібрацій штангової колони потрібно величину вибраного моменту затягування збільшити на 20%. Тоді діапазон максимальних напружень затягування для насосних штанг діаметром 13-29 мм складе 0,51-0,636 σ_T , що відповідає рекомендаціям [25].

Враховуючи залежність (5.47), моменти затягування – функція діаметра різьби ніпеля та величини границі плинності сталі σ_m . Таким чином, моменти затягування розраховують за формулою:

$$M_d = \frac{F_v}{2} \left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos \alpha} + D_A \cdot \mu_A \right), \quad (5.48)$$

де M_d – момент згвинчування різьби штанги ;

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

P – крок різьби;

D_2 – середній діаметр різьби;

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

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

D_A – середній діаметр контактної поверхні торців муфта – ніпель;

μ_A – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель, $\mu_A = 0,15$;

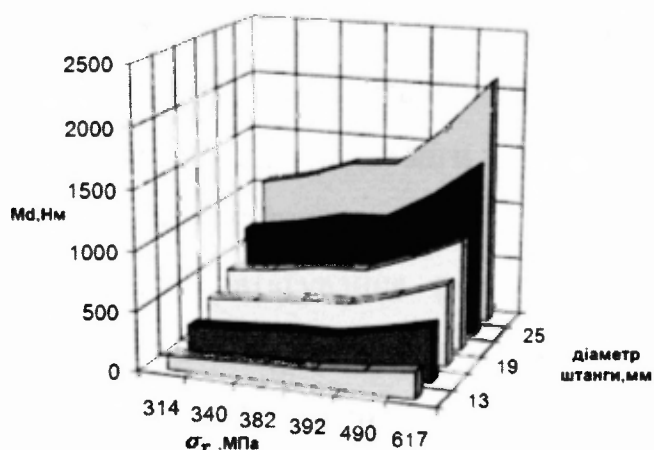
A_z – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки).

Правильне згвинчування різьбового з'єднання насосних штанг – з'єднання ніпеля і муфти з упором, яке є частиною штанги такої ж міцності, як її гладке тіло. Під правильним згвинчуванням розуміється змащування різьби відповідно до вимог стандартів і затягування з'єднання раціонально вибраним моментом згвинчування. Затягування необхідним моментом згвинчування полягає в попередньому згвинчуванні та створенні контактних напружень на поверхнях торців, які мають бути вищими величини очікуваного максимального верхнього напруження в колоні штанг з метою попередження розкриття стику, але обов'язково нижчими границі плинності металу.

Важливе також ретельне очищення та достатнє змащення різьби. Близько 90 % моменту, який прикладений до загвинченого, чистого й змащеного з'єднання йде на тертя у витках (40 %), на тертя між опорними поверхнями (50 %) і тільки 10 % моменту згвинчування залишається для створення потрібного напруження на контактних поверхнях.

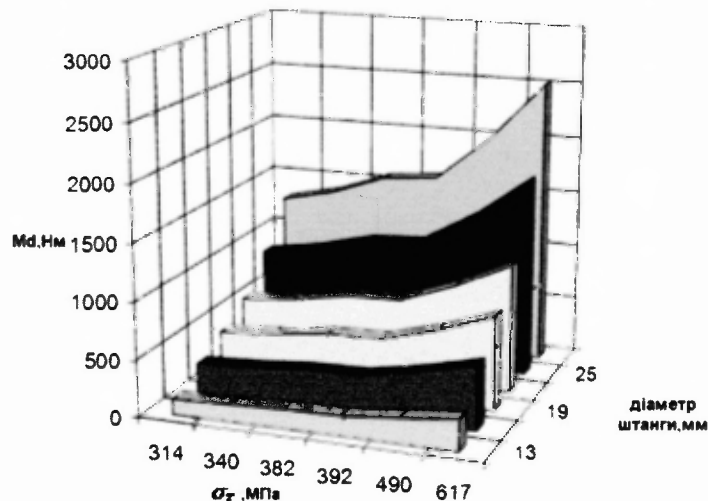
В додатку 1 поданий приклад раціонального вибору крутного моменту згвинчування різьби насосної штанги.

На рис. 5.18 подано величини раціонально вибраних моментів згвинчування, необхідних для різних марок сталей і розмірів штанг. Величини максимальних моментів згвинчування показані на рис. 5.19.



$\frac{\sigma_y, \text{МПа}}{d, \text{мм}}$	314	340	382	392	490	617
□ 13	116	126	141	145	181	228
■ 16	238	258	290	298	372	468
□ 19	350	379	425	437	546	687
□ 22	482	522	586	602	752	947
■ 25	748	810	910	934	1167	1470
□ 29	1072	1160	1304	1338	1672	2106

Рисунок 5.18 – Діаграма залежності моментів згинчування M_d , Н·м, різьб насосних штанг діаметром d , мм, від дискретних величин границі плинності сталі σ_m , МПа



$\frac{\sigma_y, \text{МПа}}{d, \text{мм}}$	314	340	382	392	490	617
□ 13	139	151	170	174	218	274
■ 16	286	310	348	357	446	562
□ 19	420	454	511	524	655	825
□ 22	578	626	704	722	902	1136
■ 25	897	972	1092	1120	1400	1763
□ 29	1286	1392	1564	1605	2007	2527

Рисунок 5.19 – Діаграма залежності максимальних моментів згинчування M_d , Н·м, різьб насосних штанг діаметром d , мм, від дискретної величини границі плинності сталі σ_m , МПа

На практиці застосовують наступні способи контролю моменту затягування різьбових з'єднань насосних штанг:

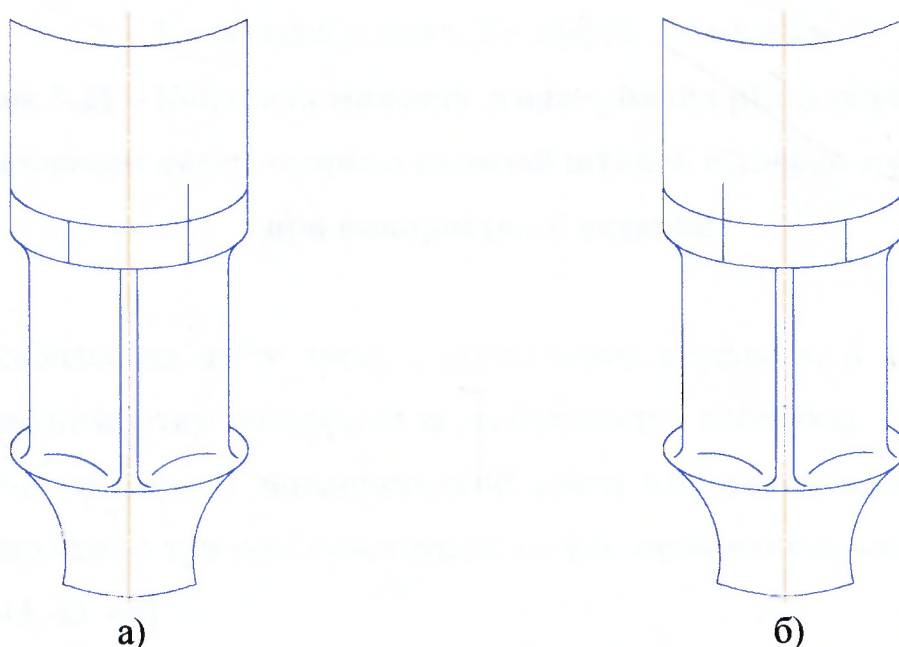
- за коловим переміщенням насосної штанги відносно муфти;
- з використання динамометричних ключів.

Метод контролю моменту затягування різьбових з'єднань за коловим переміщенням насосної штанги відносно муфти наступний [41]:

– муфту нагвинчують на ніпель вручну до упору їхніх торців між собою (рис. 5.20, а).

– виконують мітку на муфті відносно мітки на насосній штанзі на попередньо визначеній відстані (рис. 5.20, а).

– покріплюють різьбове з'єднання до співпадіння нанесених міток (рис. 5.20, б).



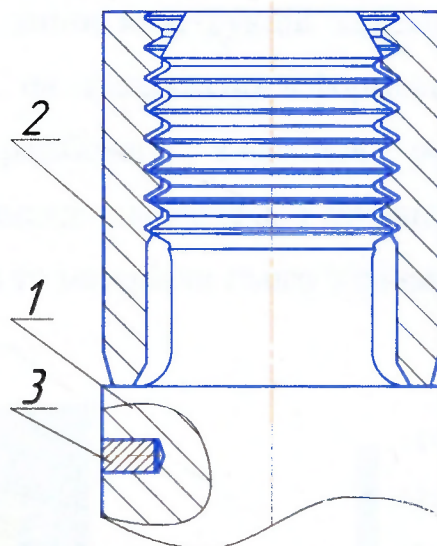
а – з'єднання згвинчене вручну;

б – з'єднання згвинчене з необхідним моментом згвинчування

Рисунок 5.20 – Контроль моменту згвинчування різьбового з'єднання за коловим переміщенням насосної штанги відносно муфти

Одним з недоліків цього способу є те, що при експлуатації насосної штанги відбувається зношення поверхні тіла штанги з нанесеною міткою. Цього можна уникнути, виконавши незначне вдосконалення, яке полягає у виконанні в тілі

муфти отвору діаметром 2...3 мм та глибиною 5...8мм. У цей отвір запресовується вставка з латуні або бронзи з гарантованим деяким натягом (рис. 5.21).



1 – насосна штанга; 2 – муфта; 3 – вставка

Рисунок 5.21 – Контроль моменту згвинчування різьбового з'єднання за коловим переміщенням насосної штанги відносно муфти при використанні вставки

Це вдосконалення дасть змогу при значному спрацюванні тіла насосної штанги знаходити мітку, очистивши за необхідності її поверхню.

Зважаючи на існуючі динамометричні ключі для згвинчування різьбових з'єднань розроблено три нові конструкції, на які отримано патенти України на винаходи [44, 45, 46].

Отже, зміна конструкції з'єднання може потребувати зміну раціонально вибраного моменту згвинчування і коректування зусилля згвинчування в результаті дії зовнішнього навантаження. Вдосконалена методика розрахунку крутних моментів враховує вплив величини плинності сталі, в результаті чого підвищується ефективність експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг.

5.5. Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом збільшення довжини зарізьбової канавки

Для виявлення впливу зміни конструкцій зарізьбових розвантажувальних канавок насосних штанг на напружено-деформований стан та величину моменту згвинчування різьбового з'єднання розроблено комп'ютерну скінченно-елементну осесиметрична модель з'єднання штанг діаметром 19 мм (рис. 5.22). Граничні умови та матеріали цього з'єднання аналогічні з'єднанню, дослідженому в п. 3.1.

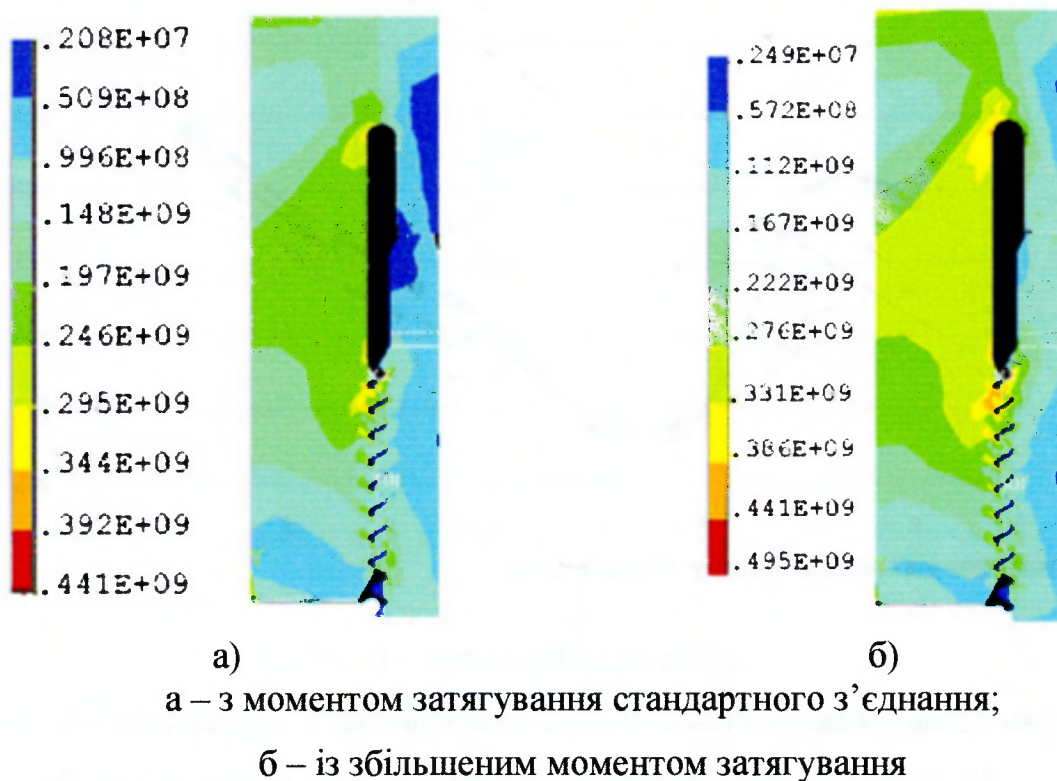
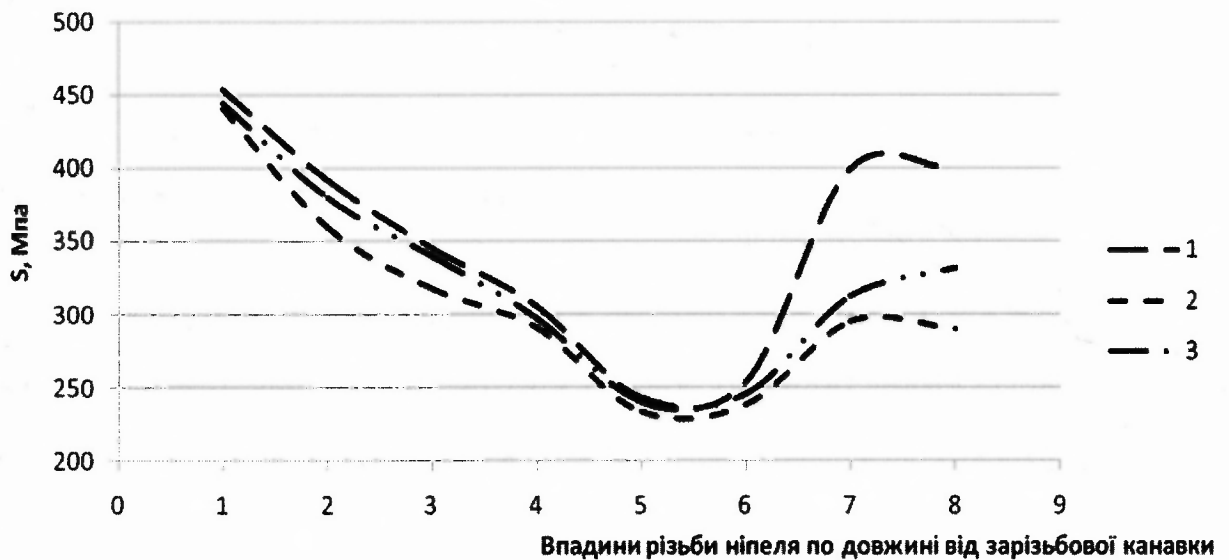


Рисунок 5.22 – Розподіл еквівалентних напружень у з'єднанні насосної штанги і муфти (19 мм) з подовженою зарізьбовою канавкою до 25 мм

З наведеного рис. 5.22, а встановлено, що розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля відбувається наступним чином: в першому витку різьби напруження найбільше, далі йде спадання величини напружень, а на останніх впадинах різьби ніпеля напруження зростають. Найменші напруження виникають в різьбі ніпеля з подовженою зарізьбовою

канавкою і з моментом згвинчування, якій рівний моменту згвинчування стандартної насосної штанги. Однак прикладання даного моменту згвинчування є недостатнім, оскільки на торцях ніпеля і муфти не виникає необхідного контактного напруження, яке б не дозволило з'єднанню самовільно розгвинчуватися при роботі.

Отже, із збільшенням моменту згвинчування ніпеля з подовженою зарізьбовою канавкою (рис. 5.22, б) відбувається такий розподіл еквівалентних напружень, коли зростають напруження на торцях ніпеля і муфти, а також напруження у впадинах витків різьби.



- 1 – стандартна штанга;
 2 – стандартни з подовженою зарізьбовою канавкою до 25 мм,
 3 – стандартни з подовженою зарізьбовою канавкою до 25 мм
 та збільшеним моментом згвинчування з'єднання

Рисунок 5.23 – Графічні залежності розподілу еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм і різним виконанням зарізьбових канавок

Проаналізувавши залежності (рис. 5.23) розподілу напружень за критерієм Мізеса по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм і різним конструктивним виконанням зарізьбових канавок можна зробити висновок, що

найкращий розподіл напружень відбувається в ніпелі з подовженою зарізьбовою канавкою і збільшеним моментом згвинчування. Використання з'єднання з недостатнім моментом згвинчування (з подовженою зарізьбовою канавкою і рекомендованим стандартними моментом згвинчування) не рекомендується, тому що це не забезпечує створення контактних напружень стиску в стику ніпеля і муфти.

Проведені дослідження показують, наскільки важливим стає контроль моментів згвинчування різьб насосних штанг і виникає необхідність створення механізованих ключів для контролю згвинчування штанг на усті при їх спуску в свердловину.

5.6 Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом їх стопоріння

Під час спуску у свердловину та в процесі роботи ШСНУ в колонах труб і штанг виникають напруження розтягу і згину. Дослідженнями [1] доказано, що в просторово викривлених свердловинах на колони труб і штанг діє також крутний момент, найбільше значення якого зосереджується в зоні набору кривизни стовбура свердловини. Однак, на практиці мають місце численні випадки самовідгвинчувань різьбових з'єднань насосних штанг [1, 2]. Відповідно, їх самовідгвинчування відбувається не тільки з причин порушення правил згвинчування обслуговуючим персоналом, а із збільшенням значень крутних моментів, відмінних від тих, які подані в прикладі їх розрахунку у роботі [3].

На величини крутних моментів, що виникають в колоні насосних штанг, в реальних умовах впливає ряд факторів, серед яких, наприклад, величина зазору між плунжером та циліндром свердловинного насоса. Зусилля, спрямовані на зменшення зазору у плунжерній парі з метою підвищення подачі насоса за рахунок зменшення втрат через зазор в умовах роботи у просторово викривлених свердловинах недоцільні, оскільки приводять до заклинювання

плунжера і поломок тіла насосних штанг або до самовідгвинчування чи руйнування їх різьбових з'єднань [47].

Самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг може відбутись також у результаті дії сил вібрації, що виникають при роботі ШСНУ. Вібрація є найбільш поширеною причиною поломок штанг в різьбовому з'єднанні.

Отже, особливу увагу під час експлуатації свердловин ШСНУ слід надавати питанням запобігання самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг, тому що в процесі роботи вони недоступні для огляду та своєчасного їх докріплення. В більшості випадків про процес самовідгвинчування різьбових з'єднань дізнаються за наслідками роботи ШСНУ. Для відновлення нормальної роботи ШСНУ необхідно підіймати колону насосних штанг та насос на поверхню, що є дуже трудомістким та дорогим процесом.

Запобігання процесу самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг досягають:

- створенням необхідного розрахункового моменту при згвинчуванні муфтового з'єднання;
- використанням обертачів колон насосних штанг.

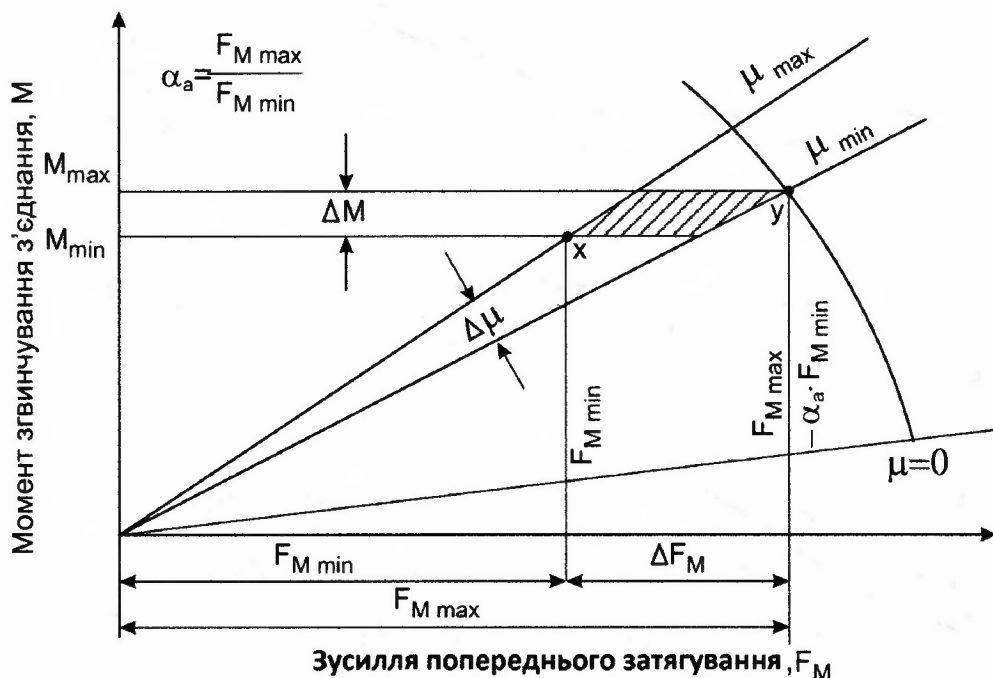
Основними факторами, від яких залежить термін експлуатації різьбового з'єднання насосних штанг, є:

- розрахунок з'єднання;
- спосіб монтажу;
- метод збереження моменту згвинчування в процесі експлуатації;
- механічні властивості елементів з'єднання.

Розподіл напружень по витках різьбового з'єднання насосних штанг також залежить від фактичних коефіцієнтів тертя, величина яких знаходиться в межах 0,1 ... 0,3. Також сили тертя виникають як між торцями упорного бурта ніпеля та муфти. Відхилення встановлених коефіцієнтів тертя безпосередньо впливає на величину зусиль попереднього згвинчування, значення яких досягає

28 %, відповідно динамометричний ключ вказує момент не з абсолютною точністю.

Між крутним моментом та зусиллям попереднього згинчування існує зв'язок, на який в значній мірі впливає відхилення значень коефіцієнтів тертя (рис. 5.24).



$F_{M \max}$ — максимальне загальне навантаження;

$F_{M \min}$ — мінімальне загальне навантаження;

μ_{\max} — максимальний коефіцієнт тертя;

μ_{\min} — мінімальний коефіцієнт тертя;

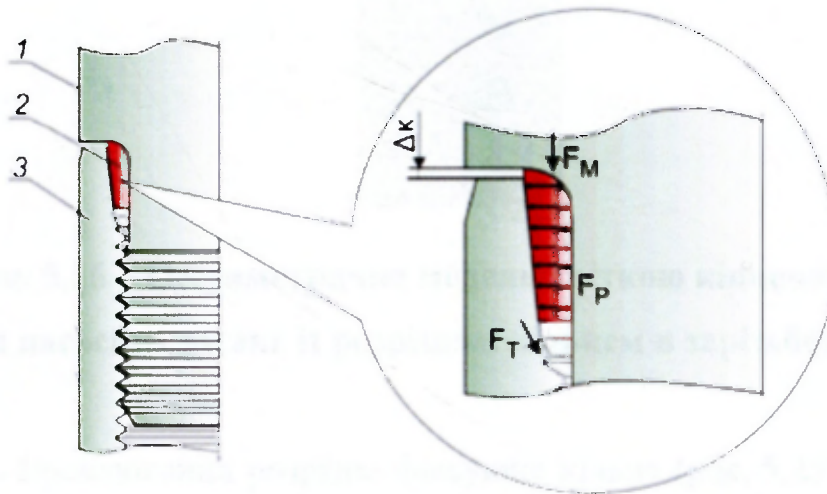
M_{\max} — максимальний момент згинчування з'єднання;

M_{\min} — мінімальний момент згинчування з'єднання

Рисунок 5.24 – Залежність зміни крутних моментів від зусиль попереднього згинчування при відхиленні коефіцієнтів тертя

Отже, згідно рис. 5.24, для підвищення точності згинчування різбових з'єднань насосних штанг необхідно задавати і забезпечувати строго визначені величини коефіцієнтів тертя. Відповідно, точність згинчування збільшиться при зменшенні значень коефіцієнтів тертя, але тоді виникає більша ймовірність самовідгинчування з'єднання.

Для запобігання самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг, в яких коефіцієнти тертя є мінімальними, пропонуємо використати спеціальне кільце, яке виконується розрізним та встановлюється в зарізьбову канавку (рис. 5.25).



1 – насосна штанга; 2 – кільце фіксуюче; 3 – муфта;

F_M – осьове навантаження на фіксуюче кільце;

F_T – зусилля тертя; F_P – радіальне зусилля;

ΔK – величина притискання кільця в осьовому напрямку

Рисунок 5.25 – Різьбове з'єднання насосних штанг із розрізним кільцем в зарізьбовій канавці

З метою підтвердження працездатності такого способу запобігання самовідгвинчування різьбового з'єднання побудована спрощена тримірна модель (рис. 5.26) та проведені розрахунки за допомогою МКЕ. Матеріалами елементів різьбового з'єднання прийнята сталь 20М2Н після гартування та відпуску, а матеріалом для кільця – капролон ($E=3,1 \cdot 10^9$ Па, $\nu=0,44$, $\sigma_s=140$ МПа).

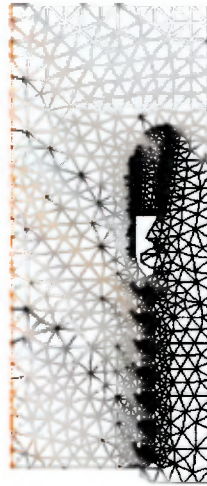


Рисунок 5.26 – Осесиметрична модель з сіткою кінцевих елементів з'єднання насосних штанг із розрізним кільцем в зарізьбовій канавці

Під час моделювання розрізне фіксуюче кільце (рис. 5.25) притискалось торцем муфти на величину ΔK , яка становила 1 мм. Момент згвинчування та осьове навантажування з'єднання в процесі моделюванні не використовувались.

На рис. 5.27 зображено розподіл еквівалентних напружень. Максимальні значення напружень величиною в 300 МПа виникають в тілі муфти біля її торця. У самій же вставці значення напружень становлять 32 ... 105 МПа.

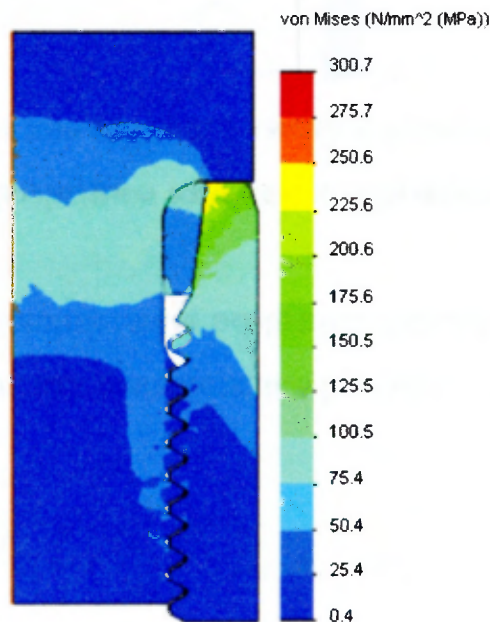


Рисунок 5.27 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом в різьбовому з'єднанні насосної штанги із розрізним кільцем в зарізьбовій канавці

На рис. 5.28 зображено розподіл контактного тиску в з'єднанні насосної штанги, максимальне значення якого становить 157,5 МПа та зосереджено на контакті першого витка різьби ніпеля з різьбою муфти. Контактний тиск на поверхні розрізного фіксуючого кільця знаходиться в межах 40 ... 100 МПа. З метою подолання сил тертя під час розгвинчування даного з'єднання необхідно прикласти до ключа значно вищий момент, ніж розрахунковий. За рахунок цих сил тертя не буде проходити самовідгвинчування різьбового з'єднання.

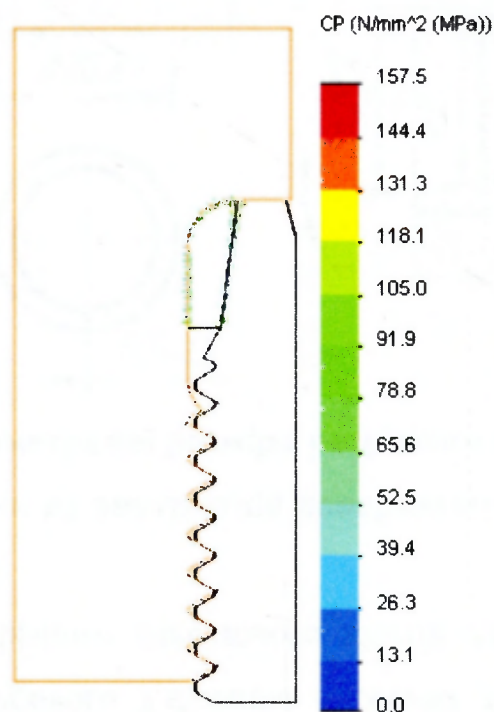


Рисунок 5.28 – Розподіл контактного тиску в різьбовому з'єднанні насосної штанги із розрізним кільцем в зарізьбовій канавці

Отже, у випадку використання розрізних фіксуючих кілець формула для визначення крутного моменту розкріплення різьбових з'єднань насосних штанг прийме вигляд:

$$M_d = \frac{F_v}{2} \left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos \alpha} + D_A \cdot \mu_A \right) + M_C, \quad (5.48)$$

де M_C – момент, який потрібний для деформації фіксуючого кільця та подолання сил тертя.

Момент M_c може бути встановлений як дослідним шляхом так і теоретично.

Також в результаті моделювання встановлено геометричні розміри розрізного фіксуючого кільця та фаски на внутрішній поверхні біля торця муфти для штанг діаметром 19 мм (рис. 5.29).

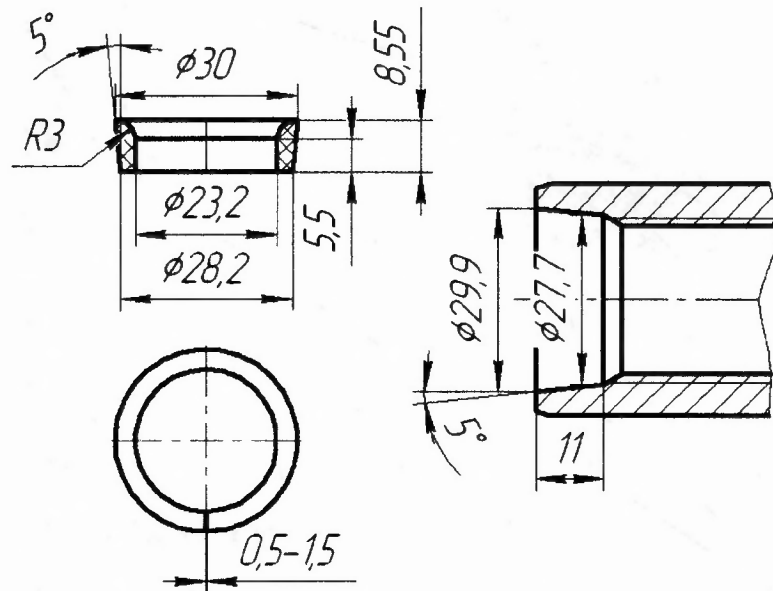
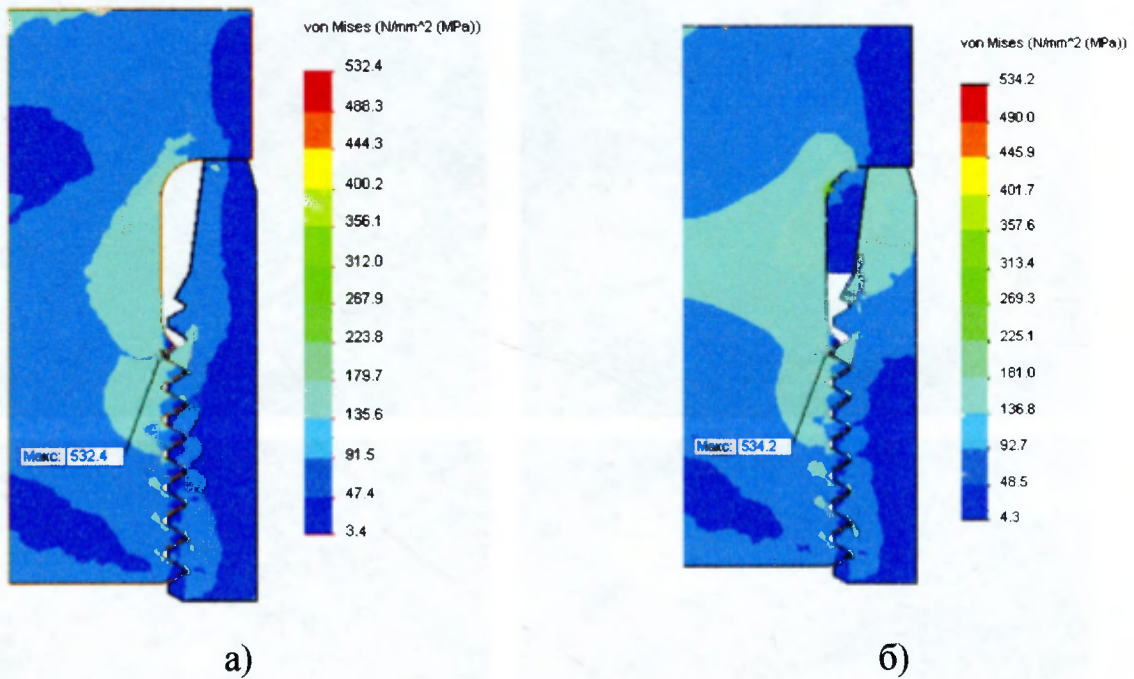


Рисунок 5.29 – Геометричні розміри розрізного фіксуючого кільця та фаски на внутрішній поверхні муфти

Щодо впливу розрізного фіксуючого кільця на загальний напружено-деформований стан різьбового з'єднання насосних штанг, то за однакових параметрів моделювання (навантаження, розміри сітки кінцевих елементів тощо) максимальні еквівалентні напруження для з'єднання без розрізного кільця і з ним є практично однаковими (різниця в 2 МПа, рис. 5.30).

Для підтвердження працездатності запропонованої конструкції розрізного фіксуючого кільця проведено експериментальні дослідження. Загальний вигляд різьбового з'єднання, ключа та динамометру під час проведення експериментальних досліджень подані на рис. 5.31.



а – стандартне;

б – із розрізним кільцем в зарізьбовій канавці

**Рисунок 5.30 – Розподіл еквівалентних напружень
в різьбовому з'єднанні насосної штанги**

З метою проведення дослідження виготовлено фіксуючі кільця з трьох різних матеріалів: фторопласту, капролону та поліпропілену (з стандартних поліпропіленових труб для водоводів FV-plast PP-R 32x5,4 A (PN20) Din 8077, 8078). Дослід проводили для кожного кільця 14 разів (7 без змащування поверхонь кільця, 7 – із змащуванням мастилом), тобто проводили відбувалося семиразове згвинчування-розгвинчування різьбового з'єднання.

Момент згвинчування з'єднання для всіх дослідів становив 366 Н·м.

Отримані результати подані в таблиці 5.4.



Рисунок 5.31 – Загальний вигляд різьбового з'єднання, ключа та динамометру під час проведення експериментальних досліджень

Таблиця 5.4 – Залежність величини моменту розкріплення різьбового з'єднання від кількості циклів та матеріалу фіксуєчого кільця

№ досліджу	Момент відгвинчування, Н·м					
	Без кільця	Фторопласт	Капролон	Поліпропілен	Капролон + мастило	Поліпропілен + мастило
1	201,3	231,8	256,2	262,3	250,1	250,1
2	207,4	225,7	262,3	262,3	244	250,1
3	207,4	225,7	262,3	262,3	250,1	250,1
4	207,4	231,8	262,3	262,3	244	250,1
5	201,3	225,7	262,3	262,3	250,1	250,1
6	207,4	225,7	262,3	262,3	250,1	250,1
7	201,3	231,8	262,3	262,3	244	250,1
Середнє значення	204,8	228,3	261,4	262,3	247,5	250,1

Проаналізувавши отримані результати можна зробити висновок, що з поміж досліджуваних кілець найбільш придатними до використання є капролон

та поліпропілен. Вони зумовлюють виникнення більшого моменту розкріплення різьбового з'єднання навіть під час попадання на них мастила, в порівнянні із стандартним з'єднанням без мастила. З економічної точки зору, використання поліпропілену є більш вигідним, оскільки його вартість в декілька разів менша вартості фторопласту та капролону. Під час порівняння моменту розкріплення різьбового з'єднання з кільцем та без нього, встановили, що для розгвинчування з'єднання з кільцем необхідно прикласти момент на 20 % більший ніж для з'єднання без кільця.

При виготовленні кільця з поліпропілену можна збільшувати його розміри, а в подальшому після проведення першого згвинчування обрізати деформовані залишки і далі використовувати кільце. Попередня деформація кільця дозволить компенсувати всі неточності в процесі його виготовленні.

Отже, із зменшенням коефіцієнтів тертя в з'єднанні насосних штанг ольш ймовірним стає процес самовідгвинчування різьбового з'єднання, який виникає від дії вібраційних навантажень, а також крутних моментів, що виникають в насосних штангах у просторово викривлених свердловинах. Запропонований спосіб використання кілець є досить простим і надійним з погляду фіксації різьбових з'єднань насосних штанг. Крім цього, кільце сприяє рівномірнішому розподілу навантажень по витках різьби, та запобігає потраплянню пластової рідини в різьбу.

Висновки до розділу 5

1 Використання різьбових з'єднань насосних штанг, як нових так і зношених, в яких на поверхні муфти встановлено циліндричні гладкі кільця з натягом мають ряд переваг: зменшується концентрація та величина напружень у з'єднанні, розподіл напружень по впадинах різьби ніпеля стає рівномірним, а також відбувається запобігання зношуванню тіла насосної штанги, що в свою чергу збільшує термін служби колони насосних штанг в цілому.

2 Використання муфти стиску-розтягу дає позитивний вплив на розподіл напружень як в новому різьбовому з'єднанні, так і в зношеному, оскільки за рахунок зменшення товщини стінки збільшується податливість витків муфти в осьовому напрямку. В процесі граничного зношування витків, у випадку коли їх кількість, що знаходиться в контакті, зменшується, можна зменшити довжину муфти на 2,54 мм (один виток), що дає змогу ввести в контакт новий незношений виток муфти, в результаті чого розподіл напружень в з'єднанні стане рівномірнішим.

3 Подальше використання зношеного різьбового з'єднання доцільне у випадку зменшення довжини муфти на 2,54 мм. Із зменшення довжини муфти на більшу величину починають різко зростати напруження в першій впадині витка ніпеля, який в даному випадку і ставатиме небезпечною зоною, де може відбутись руйнування з'єднання.

4 Вдосконалена методика розрахунку крутних моментів враховує вплив величини плинності сталі, в результаті чого підвищується ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг.

5 Використання подовженої зарізьбової канавки ніпеля позитивно впливає на розподіл еквівалентних напружень по витках різьбового з'єднання насосних штанг, однак потребує більшого моменту згвинчування.

6 Із зменшенням коефіцієнтів тертя в з'єднанні насосних штанг більш ймовірним є процес самовідгвинчування різьбового з'єднання, який виникає від дії вібраційних навантажень, а також крутних моментів, що виникають в насосних штангах у просторово викривлених свердловинах. Запропонований спосіб використання розрізних кілець є досить простим і надійним з погляду фіксації різьбових з'єднань насосних штанг. Крім цього кільце сприяє рівномірному розподілу навантажень по витках різьби, та запобігає потраплянню пластової рідини в різьбу.

ВИСНОВКИ

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

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

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

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

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

3. Досліджено вплив граничних розмірів на розподіл напружень в нових та зношених різьбових з'єднаннях насосних штанг. Встановлено, що величина максимальних осьових напружень, яка виникає в з'єднанні з мінімальним перекриттям витків на 5 % менша ніж в з'єднанні з максимальним перекриттям,

що пояснюється зменшенням дії на витки зусиль зрізу і відповідно збільшенням зусиль згину.

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

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

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

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

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

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фаерман И. Л. Штанги для глубинных насосов / И.Л. Фаерман. – Баку: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.
2. Круман Б.Б. Глубинно-насосные штанги / Б.Б. Круман. – М.: Недра, 1977. – 181с.
3. Ишмурзин А.А. Методика расчета крутящих моментов в трубах и штангах, возникающих при спуске в скважину с пространственным искривлением ствола / А.А. Ишмурзин, Хоанг Тхинь Нян // Уфимский государственный нефтяной технический университет. Нефтегазовое дело, – 2006. –№2. –С. 28-33.
4. Гейнрих Ришмюллер. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами / Генрих Ришмюллер, Хорст Майер // – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
5. Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання: дис... докт. техн. наук: / Копей Богдан Володимирович. – Івано-Франківськ, 1996. – 478 с.
6. *Dietz P.* Einfluß der Gewindegeometrie auf die Dauerfestigkeit hochbeanspruchter Schrauben / *P. Dietz, J. Blechschmidt* // -Maschinenmarkt, 1985. 91, №1/2.
7. *Kober A.* Zum betriebsten Dimensionieren großen Schraubenverbindungen unter schwingender Beanspruchung mit besonderem Bezug auf den Abmessungsbereich M220 DIN13. // Maschinen Schaden, 1987. 60, №1.
8. *Kloss K.* Haltbarkeit exzentrisch beanspruchter Schraubenverbindungen/ *K. Kloss, W. Schneider* // VDI-Zeitschrift, 1984. 126, №9.
9. *Kloss K.* Inhomogene Lastverteilungen führen fast immer zu Biegebeanspruchungen in Schraubenverbindungen/ *K. Kloss, W. Schneider, R. Landgrebe* // Maschinenmarkt, 1989. 95, №16.
10. *Klyachkin N. L.* Influence of Eccentrically Arrangement Bolt on Threaded Joint Work/ *N. L. Klyachkin* // Bulletin of Mechanical Engineering, 1973, nr.9.
11. Жуковский Н. Е. Сборник статей. Теория упругости, железные дороги, автомобили / Н. Е. Жуковский // – М.: ОНТИ, 1937.

12. *Jaquet E.* Über eine newartige Schraubenverbindungen / E. Jaquet // Ingenieur-Archiv, Bd. 2, 1931.
13. *Maduschka L.* Beanspruchung von Schraubenverbindungen und Zweckmässige Gestaltung der Gewindeträger/ L. Maduschka// Forsch. Geb. Ingenieurwissens, 1936, V.7.
14. Цфас Б.С. Решение задачи Н.Е. Жуковского о распределении давлений на нарезках винта гайки, осуществленное в замкнутой форме /Б.С. Цфас // Изв. МВ и ССО СССР, сер. Машиностроение, № 9, 1961 г.
15. Клячкин Н. Л. Расчет групповых резьбовых соединений / Н. Л. Клячкин / – Саратов.: Приволжское книжн. изд-во, 1972. – 367с.
16. *Paland E.-G.* Gewindlastverteilung in der Schrauben-Muttern-Verbindungen / E.-G. Paland // Konstruktion, 19, 1967, Heft 9.
17. Биргер И.А. Расчет резьбовых соединений / И.А. Биргер – М.: Оборонгиз, 1959. – 252 с.
18. *Meng V. V.* Strength Calculation of Some Plastic Threaded Joints / V. V. Meng // "Steel Bolt-Plastic Nut" Type. TPI Works, Tallinn, 1966.
19. *Shannikov V. M., Moskalev N. D., Kan K. N.* Strength Calculation of Threaded Parts made of Plastics / V. M. Shannikov, N. D. Moskalev, K. N. Kan // LDNTP, 1963, nr.53.
20. Земляков И. П. Надежность деталей из пластика / И.П. Земляков – М.: Машиностроение, 1972.
21. *Maruyama K.* Stress Analysis of a Bolt-Nut Joint by the Finite Element Method and the Copperelactroplating Method / K. Maruyama // Bull. of ISME, 1973, 16, №94.
22. *Meng V. V.* Use of Bearing Effect for Increase of Strength of Threaded Joints and Improvement of their Quality / V. V. Meng // Bulletin of Mechanical Engineering, 1978, nr.
23. *Meng V., Strizhak V.* The Reliability of Thread Joints Working at Cyclic Loads / V. Meng, V. Strizhak// Transactions of OST-95 Symposium of Machine Design, Oulu, Finland, 1995.

24. Копей В. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ "Долина нафтогаз" / Володимир Копей, Іван Стеліга // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 4(5). – С. 78-80.
25. Тараевский С. Анализ поломок глубиннонасосных штанг в НГДУ "Долинанефтегаз" / С. И. Тараевский, Б.В. Копей // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Респ. межвед. научн.-техн. сборник. Вып. 19. – Львов.: Вища школа, 1982, – С.104-107.
26. Биргер И. А. Резьбовые и фланцевые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич // – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.
27. Мурсалова М.А. Разработка и применение способов борьбы с парафиноотложениями на нефтегазовых месторождениях / М.А.Мурсалова, Н.Г. Эфендиев, Н.Н. Кязимова // – М.: ВНИЭгазпром, 1986. – 48 с. Обз. Информ. Сер. Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений, вып.12.
28. Якушев А.И. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А.И. Якушев, Р.Х. Мустаев, Р.Р. Мавлютов // – М.: Машиностроение, 1979. – 215 с., ил.
29. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 2. Изд. 2-е, перераб. и доп. / П.И. Орлов -М.: Машиностроение, 1977. – 574 с. с ил.
30. Пат. 58828 Україна, МПК E21B17/04. Муфтове різьбове з'єднання насосних штанг / Копей В.Б., Петрина Ю.Д., Стеліга І.І. .; патентовласник ІФНТУНГ. – № 2002118793; заявл. 06.11.2002; опубл. 15.08.2003., Бюл. №8. – 2с.
31. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев – М.: Наука, – 1970. – 591 с.
32. Лурье А.И. Теория упругости / А.И. Лурье –М., "Наука", 1970, – 939с.
33. Бабаян С.А. Исследование процесса изнашивания цилиндрической резьбы / С.А. Бабаян // Известия национальной академии наук армении и государственного инженерного университета армении серия технических наук № 2-2007.

34. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. Sucker rods and sucker rod couplings. Specifications: ГОСТ 13877-96 – [Взамен ГОСТ 13877-80; Введ. 01.01.2001]. – М.: Изд-во стандартов, 2001., – 33 с.: ил.
35. Урзаков К.Р. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводенных скважин / К.Р. Урзаков, Е.И. Богомольный, Ж.С. Сейтпагамбетов, А.Г. Газаров ; Под ред. М.Д. Валеева ; – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 303 с.: ил.
36. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин / Г.Б. Иосилевич / –М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
37. Муфты штанг насосных с протектором [Электронный ресурс]: ОАО "Очерский Машиностроительный завод". – Электрон.дан.- Очер, 2010. – Режим доступа <http://www.ocher.ru>: –Загл. с экрана.
38. Дарков А. В. Сопротивление материалов / А. В. Дарков, Г. С. Шпиро – М.: Высш. школа, 1975. – 656 с.
39. Фиксаторы резьбы Loctite [Электронный ресурс]: ООО "Индастриал Партнер". – Электрон.дан.- Москва, 2010. – Режим доступа <http://loctite.indpart.ru>: – Загл. с экрана.
40. Копей Б.В. Огляд конструкцій бурових ключів та методик визначення моментів згвинчування замкових різьбових з'єднань / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2007. – №1(15). – С.73-83.
41. API Spec 11B. Sucker rods.26th Edition. 1998.- 58 pp.
42. API RP 11 BR.Care and handling of sucker rods.8th Edition.1989.-18 pp.
43. Копей Б.В. Крутний момент штангообертача для повертання склопластикових насосних штанг та оцінка міцності з'єднання їх головок / Б.В. Копей, О.В. Максимук, Н.М. Щербина, Ю.С. Зінченко //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ ІФНТУНГ. – 2007. – № 4(25). – С.132-139.
44. Урзаков К.Р. Эксплуатация наклонно-направленных скважин штанговыми глубинными насосами / К.Р. Урзаков –М.: ВНИИОЭНГ,

45. Хусаинов Р.С. Промысловые исследования влияния момента свинчивания на работоспособность резьбовых соединений глубиннонасосных штанг / Р.С. Хусаинов, Н.И. Королев, Ю.Г. Вагапов // РНТС ВНИИОЭНГ – Серия «Нефтепромышленное дело». – 1972. – №7. – С.21-25.
46. Досвід експлуатації насосно-компресорних труб та насосних штанг з дифузійним цинковим покриттям / Є.Н. Проскуркін, Н.Ю. Норвілло, А.І. Сухомлин [та ін.] // Нафтова і газова промисловість. – 1997. – №3. – С.28-31.
47. Тараевский С.И. Защита глубиннонасосных штанг от коррозионно-механического разрушения при эксплуатации в сероводородсодержащих средах / С.И. Тараевский, Б.В. Копей, В.П. Коваль // Обзорная информация: Сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». – М.: ВНИИОЭНГ, 1981.
48. Протасов В.Н. Исследование и разработка технологических методов повышения качества глубиннонасосных штанг / В.Н. Протасов, Т.А. Чернова // Труды МИНХиГП. Сер. Прогрессивная технология изготовления бурового и нефтепромышленного оборудования; [Под ред. Б.М. Базрова] – М.: МИНХиГП, вып.171, 1983. – С.74-81.
49. Пути сокращения числа аварий насосных штанг за рубежом // ЭИ. Зарубежный опыт: Нефтепромышленное дело. ВНИИОЭНГ. – 1986, – №9, – С.12-14.
50. Круман Б.Б. Исследование защитных покрытий глубиннонасосных штанг / Б.Б. Круман / В сб.: Совершенствование систем разработки и эксплуатации нефтяных и газовых месторождений Нижнего Поволжья. Труды / Волгоград НИПИНефть. – Волгоград. – 1983. – С.89-90.
51. Копей Б.В. Методи підвищення корозійно-втомної міцності насосних штанг / Б.В. Копей, І.І. Стеліга, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ ІФНТУНГ. – 2001. – №2 – С.8-25.
52. Зохранов А.Г. Упрочнение глубиннонасосных штанг пластическим деформированием / А.Г. Зохранов, А.М. Рабинович, Б.М. Ахмедов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1974. – №1. – С.29-31.

53. А.с. 632824 СССР, МКИ. Е 21 В 17/04. Устройство для соединения насосных штанг / А.И. Топоров, Б.П. Корнев, В.В. Коломенский (СССР). - № 2481032/22-03; Заявлено 29.04.77; Опубл. 15.11.78. Бюл. № 42. - 2с.: ил.
54. Промысловые испытания новых конструкций насосных штанг // ЭИ. Зарубежный опыт: Нефтепромысловое дело. ВНИЧОЭНГ. - 1984, - №21, -С.17-19
55. Копей Б.В. Обґрунтування вибору методу прогнозування ресурсу насосних штанг / Б.В. Копей, І.І. Стеліга, В.Б. Копей// Нафта і газ України. Збірник наукових праць (матеріали міжнародної конференції "Нафта-Газ України-2000", м. Івано-франківськ. 31 жовтня-3 листопада 2000р.), том 2, С. 309-311.
56. Копей Б.В. Методи прогнозування ресурсу насосних штанг / Б.В. Копей, І.І. Стеліга, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ ІФНТУНГ Серія: Нафтогазопромислове обладнання. - 1999. - № 36. -С.24.
57. Оборудование для раздельной эксплуатации нефтяных скважин. - М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1973. - 79 с.
58. Арзамасов Б.Н. Конструкционные материалы: Справочник / Б.Н.Арзамасов, В.А.Брострен, Н.А.Буше [и др.]; Под общ. Ред. Б.Н.Арзамасова. -М.: Машиностроение, 1990. - 688 с.
59. Трубы нефтяного сортамента. Справочник / Под общей ред. А.Е. Сарояна. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1987. - 488 с.
60. Максutow Р.А. Современные глубиннонасосные установки в нефтяной промышленности. Обзорная информация. Сер. «Машины и нефтяное оборудование» / Р.А. Максutow, А.А. Джавадян, Я.Я. Шкадов, [и др.] - М., ВНИИОЭНГ, 1982. - 34 с.
61. Анализ отказов и определение параметров надежности насосных штанг по НГДУ "Долинанефтегаз" / Б.В. Копей / НТИС ВНИИОЭНГ. Сер. «Защита от коррозии и охрана окружающей среды». - 1992. - № 5. - С.7-10.

62. Копей Б.В. Оценка эксплуатационной надежности насосных штанг / Б.В. Копей / ЭИ ВНИИОЭНГ. Сер. «Защита от коррозии и охрана окружающей среды». – 1992. – № 8. – С.5-11.
63. Лепехин Ю.Н. О надежности скважинной штанговой установки и штанговых колонн, работающих в наклонно-направленных скважинах / Ю.Н. Лепехин// Сб. научн. Трудов. Повышение эффективности используемого бурового и нефтепромыслового оборудования в экстремальных условиях. УНЦ АН СССР. – Свердловск.: – 1987. – С.37-52.
64. Баштанников Л.А. Компонировка бурильной колонны, равно надежной по сопротивлению труб усталости / Л.А. Баштанников, Б.В. Копей // –М.: ВНИИЭГазпром, 1986. – 42 с.
65. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин / Е.К. Почтенный // –Минск.: Наука и техника, 1983. – 246 с.
66. Копей Б.В. Устранение технологических и эксплуатационных дефектов насосных штанг с одновременным их упрочнением / Б.В. Копей, Я.Т. Федорович / –М.: ВНИИОЭНГ, 1987. – 38 с.
67. Копей Б.В. Кинетика коррозионно-усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ / Б.В. Копей / Сер. "Коррозия и охрана окружающей среды" НТЖ ВНИИОЭНГ. –1993. – № 4. – С.7-9.
68. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В. Болотин / –М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
69. Расчёты и испытания на прочность. Методы испытаний на многоцикловую усталость деталей машин, элементов конструкций и полуфабрикатов: методические рекомендации МР 55-82. –М.: ВНИИНМАШ, 1982. – 64 с.
70. Solid Works. Дэвид Мюррей. Пер. с англ. – М.: Лори, 2001. – 458 с.
71. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич // – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.

72. ANSYS, Inc. Theory Manual . 001369 . Twelfth Edition . SAS IP, Inc. – 2001. - 1266 p.
73. А.с. SU 1216320 А МПК E21 В 17/04, 17/08, F16 L 15/04. Устройство для герметизации муфтовых соединений труб. / Р.Н. Рахманов, Х.А. Асфандияров. - № 3724450/22-03; Заявлено 09.04.84; Опубл. 07.03.86. Бюл. № 9. – 3 с.: ил.
74. Александров Б. И. Влияние технологии изготовления и асимметрии цикла на циклическую прочность и долговечность соединений / Б. И. Александров, Ф. П. Василец // Вестник машиностроения. – 1964. – № 4 – С.25.
75. Байков Б. А. Влияние пониженных температур на прочность крепежных винтов / Б. А. Байков /Изв. вузов. Машиностроение. – 1968. – № 6.
76. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич // –М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
77. Биргер И. А. Распределение нагрузки в резьбовых соединениях тонкостенных деталей / И. А. Биргер, Т. В. Кутепова // Вестник машиностроения. – 1973. – № 5. – С.25-27.
78. А. С. Вольфсон Испытание на длительную прочность резьбовых соединений / А. С. Вольфсон, Л. Я. Либерман // Заводская лаборатория. –1968. –№11.
79. Гоулд Д. Площади контакта и распределение давлений в болтовых соединениях / Д. Гоулд, М. Микич // Конструирование и технология машиностроения. –1972. –№ 3. –С.99.
80. Зенкевич О.М. Метод конечных элементов в технике / О. М . Зенкевич / –М.: Мир, 1975. – 539 с.
81. Змиевский В. И. Свинчиваемость резьбовых соединений из титановых сплавов / В. И. Змиевский, Е. П. Замилацкий, В. С. Приведенцева // Вестник машино- машиностроения. –1975. –№ 1. –С.46-47
82. Иванов С. И. Меридиональные остаточные напряжения в резьбовой части болта / С. И. Иванов, М. П. Шатунов, В. К. Красота [и др.]; Вестник машиностроения. –1982, –№ 4. –С.36-38.

83. Иосилевич Г. Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Ю. В. Шарловский // –М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
84. Иосилевич Г. Б. Расчет усилий в болтах соединений с полосовой формой стека / Г. Б. Иосилевич // Сб. «Детали машин». Труды Уфимского авиационного института. – 1971. – №31. – С.79-84.
85. Иосилевич Г. Б. Распределение напряжений в резьбовых соединениях / Г. В. Иосилевич, Г. В. Осипова // Вестник машиностроения. – 1979. – № 7. –С.29-32.
86. Ито Ю. Распределение давления на поверхности раздела в болтовом фланцевом соединении / Ю. Ито, И. Тойда, С. Нагота // Конструирование и технология машиностроения. –1979. –№ 2. –С.116-123.
87. Влияние размеров резьбовых соединений на их усталостную прочность / И. В. Кудрявцев, Ю. И. Газанчан, В. М. Тимонин // Вестник машиностроения. –1974. –№ 3. –С. 39-41.
88. Петриков В. Г. Механика процесса накатывания резьбы круглыми роликами / В. Г. Петриков // Вестник машиностроения. – 1979. – № 8. – С.34-36.
89. Якушев А. И. Влияние технологии изготовления и основных параметров резьбы на прочность резьбовых соединений /А. И. Якушев –М.: Оборонгиз, 1956.
90. Бушман Л.В. Резьбовые изделия и соединения: Методическая разработка. / Л.В. Бушман, Н.В. Воронкина, О.В. Соколова //– Хабаровск: ДВГАПС, 1994. – 65 с.
91. Адонин А. Н. Процессы глубиннонасосной нефтедобычи / А. Н. Адонин. – М., «Недра», 964. – 263 с.
92. Адонин А. Н. К расчету нагрузок, действующих на штанги глубинного насоса / А. Н. Адонин, Н. Я. Маиедов // «АНХ». – 1973, – № 7, – С.44-46.
93. Алексеева Л. М. Исследования усталостной прочности глубиннонасосных полых штанг с приварными концами: автореф. дис. на соиск. учен.

- степ, канд. тех. наук. Моск. ин-т нефтехим. и газовой пром-сти. И. М. Губкина, 1974, 48 с.
94. Определение момента затяжки резьбового соединения глубиннонасосных штанг / Л. Ф. Алиев, С. Г. Султанов, Н. Р. Рабинович // «За технический прогресс». – 1970, – №4, – С.32-36.
 95. Баграмов Р. А. Результаты исследования влияния степени асимметрии цикла нагружения штанг на величину их предельных напряжений и основы методики расчета равнопрочных колонн / Р. А. Баграмов // Сб. докладов на сессии Техсовета МНП. –М., Гостоптехиздат, 1954, с. 196-206.
 96. Вирновский А. С. Переменные напряжения в глубиннонасосных штангах и их связь с разрушением / А. С. Вирновский // «Труды ВНИИ». – 1971, – № LVII. – С.56-112.
 97. Лотарев П. И. Остаточные напряжения и дефекты в насосных штангах / П. И. Лотарев, Н. В. Бобрицкий, Р. Р. Хакимьянов // «Труды УфНИИ». – 1972, – №XIII. – С.105-112.
 98. Паттон Л. Д. Непрерывная безмуфтовая колонна штанг / Л. Д. Паттон // «Инженер-нефтяник». – 1970, – № 9, – С.33-37
 99. Уэст П. Т. Улучшение конструкции колонны насосных штанг / П. Т. Уэст // «Инженер-нефтяник». – 1973, – № 9, – С. 44-48.
 100. Ашрафов Н.А. Некоторые вопросы улучшения качества глубиннонасосных штанг / Н. А. Ашрафов, А. С . Керимзаде, А. А. Айриян // «За технический прогресс». – 1969, – № 2, – С.25-27.
 101. Федорова Е. П. Новые методы упрочнения насосных штанг / Е. П. Федорова / Сб. докладов на сессии Техсовета МНП. –М.: Гостоптехиздат, 1954. с. 182-195.
 102. Вагапов С.Ю. Устойчивость колонн насосно-компрессорных труб и штанг глубинно-насосной установки / С.Ю.Вагапов. – Уфа УГНТУ, 2000. – 133 с.

103. Уразаков К.Р. Экспериментальное исследование трения муфт и штанг о насосные трубы / К.Р. Уразаков, В.З. Минликаев, Ю.А. Песляк //Тр. БашНИПИнефти. – 1985. – № 72. – С. 16-23.
104. Уразаков К.Р. Трение штанг, муфт и центраторов / К.Р. Уразаков, А.М. Хакимов // Тр. БашНИПИнефти. – 1991. – № 84. – С. 19-24.
105. Руководство по эксплуатации скважин установками скважинных штанговых насосов в ОАО «Татнефть»: РД 153-39.1-252-02. Альметьевск: ОАО «Татнефть», 2002. 233с.
106. Зубаиров С.Г. Проектирование штанговых насосных установок для осложненных условий эксплуатаций / С.Г. Зубаиров – Уфа.: УГНТУ, 1999. –157 с.
107. Эксплуатация штанговых колонн с шарнирными муфтами / С.Г. Зубаиров, М.А. Токарев, Е.Н. Сафонов [и др.] ; Нефте хозяйство. – 2003. – №1. – С.54-56.
108. Копей Б.В. Затягування різьбових з'єднань та способи контролю моменту згвинчування насосних штанг / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, М.В.Лисканич // Розвідка та розробка нафтових та газових свердловин, ІФНТУНГ. – 2007. - №3(24). – с.82-88.
109. Копей Б.В. Оптимізація затягнення різьб при згвинчуванні насосних штанг / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, В.Б. Копей // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2008. – № 2(18). – С.32-39.
110. Копей Б.В. Моделювання різьб насосних штанг методом скінченних елементів / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, В.Б. Копей // Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ: – 2009. – №2(20). –С.61-67.
111. Михайлюк В.В. Розроблення різьбового з'єднання насосних штанг з рівномірним розподілом зусиль між витками різьби / Михайлюк В.В.// Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ: – 2010. – №4(26). – С. 61-65.
112. Пат. 83105 Україна, МПК E25B 23/14. Ключ гайковий динамометричний / Михайлюк В.В., Шостаківський І.І.; патентовласник ІФНТУНГ. –№ 2006 08267; заявл. 24.07.2006; опуб. 10.06.2008. Бюл: № 11. – 6 с.

113. Пат. 79789 Україна; МПК E25B 23/14. Ключ гайковий динамометричний / Михайлюк В.В., Парайко Ю.І., Шостаківський І.І.; Патентовласник ІФНТУНГ. – № 2004 1210587; заявл. 22.12.2004; опуб. 15.12.2006. Бюл: № 11. – 6 с.
114. Пат. 86814 Україна; МПК E25B 23/14. Ключ гайковий динамометричний / Михайлюк В.В., Шостаківський І.І.; Патентотвласник ІФНТУНГ. – № 2006 13771; заявл. 25.12.2006; опуб. 25.05.2009. Бюл: № 10. – 6 с.
115. Копей Б.В. Затягування різьбових з'єднань та способи контролю моменту згвинчування насосних штанг / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, М.В. Лисканич // Міжнародна науково-технічна конференція "Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці" "ІФНТУНГ-40": Тези доповідей. – Івано-Франківськ: 2007. – С.27.
116. Копей Б.В. Моделювання різьб насосних штанг методом скінченних елементів / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, В.Б. Копей // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених "Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії": Тези доповідей. – Івано-Франківськ: 2008. – С.17.
117. Копей Б.В. Скінченно-елементний аналіз насосних штанг з за різьбовими канавками / Б.В. Копей, В.Б. Копей, Ю.Д. Петрина, В.В. Михайлюк // Міжнародна науково-технічна конференція "Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи": Тези доповідей. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. – С.67.
118. Копей Б.В. Розподіл навантажень по витках різьбового з'єднання насосних штанг / Б.В. Копей Б.В., В.В. Михайлюк В.В. // Шістнадцята Всеукраїнська науково-практичної конференція "Інноваційний потенціал Української науки – XXI сторіччя". Запоріжжя: 2012р. - С.90.

Додаток А

Протокол

засідання техніко-економічної ради НГВУ «Долинанафтогаз»

про можливість впровадження фіксуючих кілець для запобігання самовідгвинчуванню та захисту від корозії різьбових з'єднань насосних штанг

м. Долина

26.12.2012 р.

Присутні:

1. Яремко І.Я. – головний інженер (голова ТЕР);
2. Босяк О.В. – головний геолог (заступник голови ТЕР);
3. Ровенчак В.А. – начальник ТВ (вчений секретар ТЕР);
4. Коропецький Б.Й. – заст. нач. з комерційних питань (член ТЕР);
5. Петрів В.М. – головний механік (член ТЕР);
6. Лесюк П.С. – головний метролог (член ТЕР).

Запрошені від Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ)

1. Лях М.М. – канд. техн. наук, доцент кафедри нафтогазового обладнання;
2. Лялюк М.Я. – завідувач загальноуніверситетською навчально-виробничою лабораторією з проблем нафтогазовидобутку;
3. Михайлюк В.В. – асистент кафедри нафтогазового обладнання.

Порядок денний:

Розгляд можливості впровадження фіксуючих кілець для запобігання самовідгвинчуванню та захисту від корозії різьбових з'єднань насосних штанг

Згідно порядку денного слухали асистента кафедри нафтогазового обладнання Михайлюка В.В.:

На практиці мають місце випадки самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг, на які впливають: порушення правил згвинчування обслуговуючим персоналом; крутні моменти, що виникають в колоні насосних штанг; вібрацій при роботі насосної установки та ін.

Незважаючи на важливість розглядуваного питання, кількість засобів та способів для запобігання самовідгвинчуванню різьбових з'єднань насосних штанг є досить незначним:

- 1 забезпечення необхідного розрахункового моменту при згвинчуванні з'єднання насосних штанг;
- 2 використання обертачів колон насосних штанг (є досить складною механічною ланкою, яка може виходити з ладу).

Основними факторами, від яких залежить надійність різьбового з'єднання насосних штанг, є:

- розрахунок різьбового з'єднання;
- спосіб монтажу;
- метод збереження моменту затягування при експлуатації;
- механічні властивості елементів з'єднання.

Для запобігання самовідгвинчуванню різьбових з'єднань насосних штанг пропонується використання спеціальних кілець, які встановлюються в зарізбову канавку з'єднання насосних штанг з натягом. Кільце виготовлене з капролону, можливе також використання фторопластового кільця. Перед встановленням кільце розрізається з однієї сторони в осьовому напрямку, потім розтискається та встановлюється в зарізбову канавку ніпеля штанги. На внутрішній поверхні муфти необхідно додатково виконати фаску ($5-7^{\circ}$). При згвинчуванні з'єднання додатково створюються поверхні контакту кільця з елементами з'єднання, за рахунок чого і збільшується момент відгвинчування. Запропонований спосіб використання фіксуючих кілець є досить простим і надійним. Крім цього, кільце сприяє рівномірнішому розподілу навантажень по витках різьби, та запобігає потраплянню пластової рідини на різьбу. Зміна фаски на муфті на загальну міцність з'єднання не впливає.

Дослідження ефективності використання кілець виготовлених з матеріалу фторопласт та капролон на різьбових з'єднаннях насосних штанг діаметром 19 мм проведені в лабораторії кафедри нафтогазового обладнання (ІФНТУНГ) результати яких подані в таблиці 1 та на рисунку 1. Момент згвинчування з'єднань для всіх дослідів складав 366 Н·м.

Таблиця 1 – Моменти розгвинчування різьбового з'єднання насосних штанг

№ п/п	стандартне	кільце з фторопласту	кільце з капролону	кільце з фторопласту + солідол	кільце з капролону + солідол
1	201	231	256	219	250
2	207	225	262	207	244
3	207	225	262	213	250
4	207	231	262	213	244
5	201	225	262	207	250
6	207	225	262	213	250
7	201	231	262	213	244

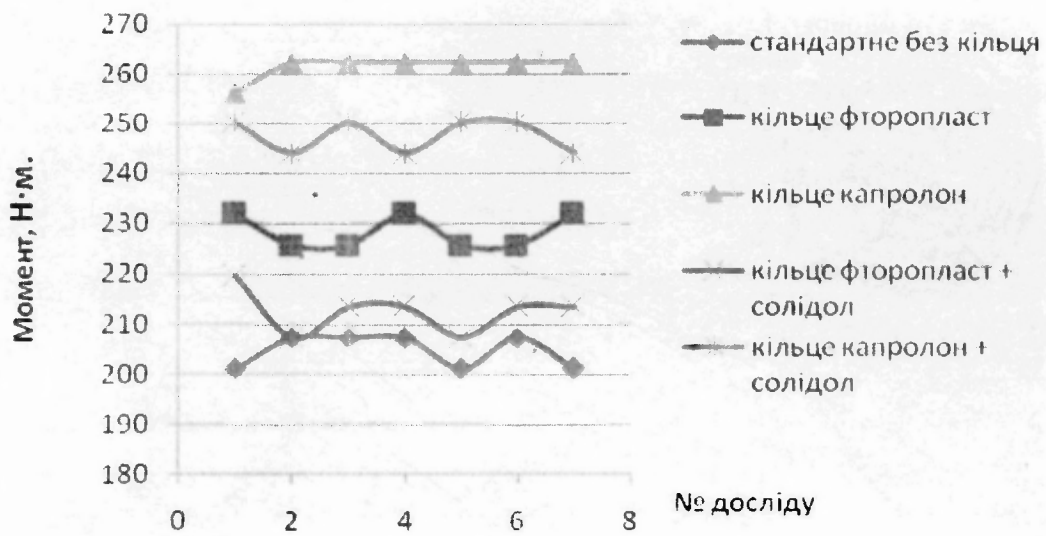


Рисунок 1 – Залежність моменту розгвинчування різьбового з'єднання

Отже, момент відгвинчування при використанні кілець збільшився на 15 % для багаторазового згвинчування-розгвинчування різьбового з'єднання значення моменту розгвинчування для всіх дослідів не змінилося.

Вирішили: рекомендувати до впровадження фіксуючих кілець для запобігання самовідгвинчуванню та захисту від корозії різьбових з'єднань насосних штанг.

Голова ТЕР



Яремко І.Я.

Секретар ТЕР


Ровенчак В.А.

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер
перший заступник директора
ННУ "Навчально-науковий
Великий Олімп"


07.12.2009р.

ІНСТРУКЦІЯ ПО РОЗРАХУНКУ МОМЕНТІВ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ (керівний документ)


Проректор з наукової
роботи ІФНУНУ
Карпач О.М.

09.12.09

Інструкцію складли:
Копей Б.В., Мисайлюк В.В.,
Джує А.П., Копей В.В.

Івано-Франківськ
2009

ЗМІСТ

ВСТУП

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	3
ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ, ПОНЯТТЯ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ...	4
ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ДАНІ НАСОСНИХ ШТАНГ І МУФТ.....	5
ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ	10
ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ.....	12

ВСТУП

Різьбові з'єднання - відповідальні вузли, які визначають міцність і надійність всієї конструкції. Прикладання недостатнього моменту згвинчування або перезатягування з'єднання може призвести до його руйнування.

Існуючі методики розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг не враховують вплив масштабного фактору і величини межі плинності сталі. Використання ручних ключів для згвинчування не забезпечує точності виконання й точності контролю необхідного моменту згвинчування, оскільки із збільшенням швидкості загвинчування коефіцієнти тертя в різьбі й на торці зменшуються і внаслідок нерівномірного обертання інструмента в процесі затягування (перехоплення ключа, затягування ривками) можливі недотяжка або перетяжка різьбових з'єднань.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

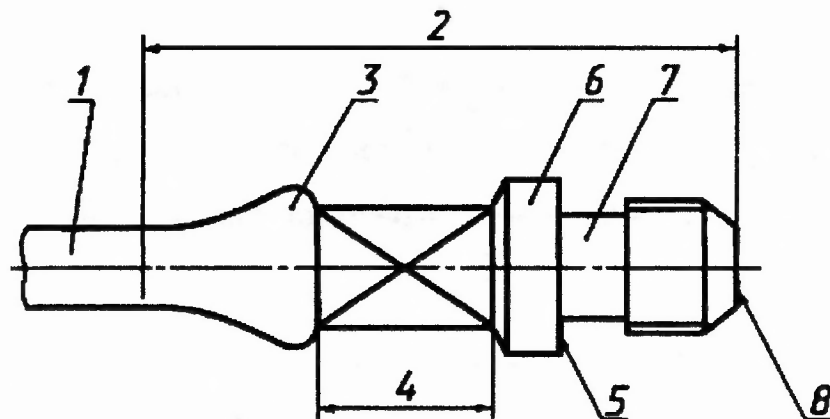
1.1 Інструкція призначена для виконання розрахунку моментів згвинчування насосних штанг.

1.2 Розрахунки повинні виконуватись в нафтогазовидобувних управліннях перед пуском колони штанг в свердловину.

1.3 В інструкції наведені основні технічні дані про штанги, їх розміри, марки сталей, спосіб термообробки, маркування, теоретичні положення розрахунку моменту згвинчування насосних штанг, моменти згвинчування насосних штанг рекомендовані в літературних джерелах, діаграма залежності максимальних моментів згвинчування від критичної величини межі плинності сталі.

2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ, ПОНЯТТЯ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

2.1 Найменування конструктивних елементів штанги приведені на рисунку 2.1.



- 1 - тіло штанги; 2 - головка штанги; 3 – піделеваторний бурт;
4 - квадратна шийка; 5 - торець упорного бурта; 6 - упорний бурт;
7 - зарізьбова канавка; 8 - торець штанги

Рисунок 2.1 - Найменування конструктивних елементів насосної штанги

2.2 В даній інструкції використовують наступні терміни:

2.1 *штанговая колонна*: жорстка тяга, що передає зворотно-поступальний рух і вздовжнє зусилля від наземного штанго насосного приводу до робочого органу вердловинного штангового насоса.

2.2 *колона насосних штанг*: штангова колона, що складається з послідовно з'єднаних насосних штанг;

2.3 *насосна штанга*: складова частини колони насосних штанг, що має на кінцях піввісну різьбу для послідовного з'єднання з іншими насосними штангами, переважно за допомогою штангових муфт;

2.4 *штангова муфта*: складова частини колони насосних штанг, як правило, з внутрішньою різьбою на обох кінцях, призначена для з'єднання насосних штанг між собою;

2.2.5 *з'єднувальна штангова муфта*: штангова муфта з однаковими різьбами на обох кінцях, призначена для з'єднання насосних штанг між собою;

2.2.6 *перевідна штангова муфта*: штангова муфта з різними різьбами на обох кінцях, призначена для з'єднання насосних штанг різних умовних розмірів;

2.2.7 *стандартна довжина штанги*: відстань від торця упорного бурта насосної штанги до зовнішнього торця штангової муфти, нагвинченої на протилежний кінець насосної штанги;

2.2.8 *приведене напруження в штангах*: напруження $\sigma_{\text{пр}}$ в верхній насосній штанзі будь-якої ступені штангової колони, що визначається за формулою

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}} \sigma_{\text{a}}}, \quad (2.1)$$

σ_{max} - максимальне напруження в тілі штанги за цикл навантаження;

σ_{a} - амплітуда напруження в тілі штанги за цикл навантаження,

$$\sigma_{\text{a}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}, \quad (2.2)$$

σ_{min} - мінімальне напруження в тілі штанги за цикл навантаження.

2.9 *зона термічного впливу*: ділянка тіла насосної штанги довжиною 250 мм, що знаходиться від під елеваторного бурта в сторону тіла штанги;

2.10 *торцьова контактна поверхня*: кільцева поверхня, по якій контактує торець штангової муфти з торцем упорного бурта насосної штанги (без врахування фасок).

3 ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ДАНІ НАСОСНИХ ШТАНГ І МУФТ

Штанга є стальним стержнем круглого перерізу діаметром 12,16,19,22,25 мм з фасадженими кінцями. На кінцях штанги знаходиться спеціальна метрична різьба і ділянка квадратного перерізу під ключ для згвинчування-розгвинчування штанг. Штанги з'єднуються між собою муфтами.

ГОСТ 13877-80 передбачає виготовлення штанг номінальною довжиною 8000 мм. Для підбору необхідної довжини підвіски глибинного насоса на колоні виготовляються укорочені штанги довжиною 1000, 1200, 1500, 2000 і 3000 мм.

Для з'єднання штанг однакових розмірів використовуються з'єднувальні муфти, а штанг різних розмірів - перевідні муфти - типи МШ і МШП.

Муфти виготовляють з сталі 40 або 45 і піддають поверхневому гартуванню СВЧ. Для важких умов експлуатації муфти виготовляють з легованої сталі 20Н2М.

Марки сталей, види термічної обробки, область застосування і допустимі зведені напруження (за формулою Одінга) наведені в табл. 3.1:

Таблиця 3.1

Показник штанг		Область застосування штанг		Допустиме
Марка сталі	Вид термічної обробки	Умови експлуатації по корозійності продукції свердловини	Діаметр насосів, мм	зведене напруження у штангах, σ МПа (за формулою Одінга)
40	Нормалізація	Некорозійні	28-95	70
	Нормалізація і термообробка СВЧ		28-43	120
			55-95	100
20Н2М	Нормалізація	Некорозійні	28-95	90
		Корозійні (з впливом H_2S)		60
	Нормалізація і термообробка СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-95	110
	Об'ємне загартування і високий відпуск	Некорозійні	28-95	100
		Корозійні		70
30ХМА	Нормалізація і високий відпуск з наступною термообробкою СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-93	110
		Корозійні	28-95	90
15Н3МА	Нормалізація і термообробка СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-93	110
		Корозійні (з впливом H_2S)	28-95	90
15Х2НМФ	Загартування і високий відпуск або нормалізація і високий відпуск	Некорозійні	28-95	100
		Корозійні (без впливу H_2S)		90

Механічні характеристики сталей, які використовуються для виготовлення насосних штанг, наведені в табл.3.2.

Таблиця 3.2

Марка сталі	Вид термічної обробки	Механічні характеристики			
		тимчасовий опір $\sigma_{\text{в}}$, МПа	межа текучості $\sigma_{\text{т}}$, МПа	відносне	
				видовження, %	звуження, %
40	Нормалізація, або нормалізація і термообробка СВЧ	570	320	16	45
20Н2М	Нормалізація, або нормалізація і термообробка СВЧ	600	390	21	56
	Об'ємне загартування і високий відпуск	630	520	18	65
30ХМА	Нормалізація і високий відпуск з наступною термообробкою СВЧ	610	400	20	62
15Н3МА	Нормалізація і термообробка СВЧ	650	500	22	60
5Х2НМФ	Загартування і високий відпуск або нормалізація і високий відпуск	700	630	16	63
36М17 (Румунія)	Нормалізація	700	450	16	50

Технічні характеристики штанг наведені в табл. 3.2

Таблиця 3.2

Параметри	Характеристики насосних штанг діаметром, мм			
	16	19	22	25
Площа поперечного перерізу штанги по тілу), см^2	2,01	2,83	3,8	4,91
внiшнiй дiаметр муфти, мм: без зрізу зі зрізом під ключ	34 36	40 42	45 46	50
Маса штанги (кг) при довжині, мм: 1000	2,07	2,89	3,71	5,17
1200	2,39	3,25	4,3	5,85
1500	2,86	3,92	5,2	7,12
2000	3,65	5,03	6,7	9,08
3000	5,23	7,26	9,68	12,93
8000	12,93	18,29	24,5	31,65
Маса муфти, кг: без зрізу зі зрізом під ключ	0,32 0,4	0,47 0,53	0,65 0,68	1,04

Маркування насосних штанг наноситься на дві протилежні сторони кожного квадрата. На одній стороні квадрата наноситься товарний знак або умовне позначення підприємства - виготовлювача і умовний номер плавки, на другій стороні квадрата - марка сталі, рік випуску і квартал. На штанзі обробленій СВЧ наноситься буква Т.

На зовнішній поверхні муфти поверхнево-пластичним деформуванням наноситься маркування - товарний знак або умовне позначення підприємства - виготовлювача, марка сталі, рік випуску і квартал, буква С для муфт не оброблених СВЧ.

Марку сталі маркують буквами: У - сталь 40 або 45; Н - 20Н2М; Х - 30 ХМА; Р - 15Х2МФ; Т - 15Х2ГМФ; С - 36М17 (для румунських штанг).

Рік випуску маркують однією останньою цифрою календарного року. Квартали маркують буквами: А - перший; Б - другий; Г - третій; Н - четвертий.

Умовний номер плавки маркують трьома цифрами.

Приклад маркування штанг:

ШН19-375Н9А - де Ш - умовне позначення заводу ім. Шмідта; 375 - номер плавки; Н - марка сталі 20Н2М; 9- рік виготовлення 1999; А - перший квартал.

Згідно ГОСТ 13877-80 штанги і муфти мають умовні позначення:

- штанга діаметром 19 мм, довжиною 8000 мм зі сталі марки 40: штанга насосна ШН19-40;
- та ж сама довжиною 3000 мм: штанга насосна ШН19-3000-40;
- та ж сама з поверхневим зміцненням СВЧ: штанга насоса ШН19-3000-СВЧ;
- та ж сама зі з'єднувальною муфтою виконання 1: штанга насоса ПН19-3000-1;
- муфта з'єднувальна діаметром 19 мм, виконання 1, з сталі 40, оброблена ТВЧ: муфта МШ 19 (ГОСТ 13877-80);
- також не оброблена СВЧ: муфта МШ 19 - С (ГОСТ 13877-80);
- та ж сама, виконання 2, зі сталі марки 20Н2М, не оброблена СВЧ: муфта МШ19-20Н2М-С (ГОСТ 13877-80).

Різьба штанги діаметром 19 мм має позначення:

Різьба Ш19 (ГОСТ 13877-80).

Відповідальність міцності штанг російського виробництва класом міцності штанг API Spec 11 B подається в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Марка сталі	Вид термообробки	Клас штанг в відповідності з API Spec 11B	Навантаження при якому досягається границя текучості, кН		Навантаження при якому досягається границя міцності, кН	
			ШН19	ШН22	ШН19	ШН22
40	Нормалізація	C	86	116	153	207
20H2M	Нормалізація	K	105	142	161	218
15H3MA	Термопокращення	K	134	182	174	236
5X2ГМФ	Закалювання і високий відпуск	K	169	229	190	258
5X2ГМФ	Термопокращення в процесі виготовлення	D	169	229	190	258
5X2ГМФ	Термопокращення в процесі виготовлення	D	269	362	300	403

4 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

Попереднє зтягнення з'єднання насосних штанг передбачається не тільки для попередження саморозгвинчування з'єднання під час роботи, а також для запобігання руйнування ніпеля. Тому необхідно через прикладений крутний момент попередньо зтягнути різьбове з'єднання по осі таким чином, щоб верхнє і нижнє граничне напруження втомної міцності не перевищували оптимальну осьову складову попереднього зтягнення, яка рівна за рекомендацією [1] щонайменше $0,5-0,7\sigma_T$. Оптимальна величина зтягнення упорних різьб за умови найвищого опору втомі надає $0,425-0,53\sigma_T$ [2] та визначається з наступної залежності (рис. 4.1):

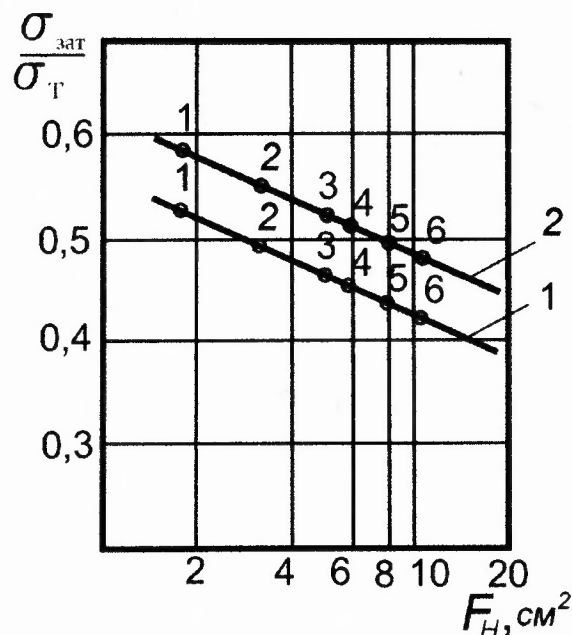


Рисунок 4.1– Залежність відношення оптимальних напружень зтяжки до границі плинності сталі від площі поперечного перерізу в небезпечному сеченні різьби ніпеля штанг діаметром: 1- 13 мм, 2 – 16мм, 3 – 19 мм, 4 – 22 мм, 5 – 25 мм, 6 – 29 мм (1 – $0,425-0,53\sigma_T$, 2 – $0,5-0,7\sigma_T$)

$$k = \frac{\sigma_{зат}}{\sigma_m} = 0,525 - 0,141 \lg \frac{A_z}{2}, \quad (4.1)$$

де k – коефіцієнт зтягнення, $\frac{\sigma_{зат}}{\sigma_m}$,

$\sigma_{зат}$ - напруження зтягнення, МПа,

σ_T - межа плинності сталі, МПа,

A_z – площа поперечного перерізу ніпеля, см².

Для площ поперечного перерізу ніпелів насосних штанг діаметром 13-29 мм, які вні відповідно 183-1012 мм², оптимальні напруження зтягнення за формулою (4.1) надають (таблиця 4.1):

Таблиця 4.1 - Оптимальні напруження зтягнення різьб насосних штанг

Типорозмір штанг дюйми, мм	A_z , мм ²	$k = \frac{\sigma_{зам}}{\sigma_m}$
1/2", 13	183	0,530
5/8", 16	316	0,497
3/4", 19	423	0,479
7/8", 22	548	0,463
1", 25	762	0,443
1 1/8", 29	1012	0,425

В літературі рекомендують наступні моменти згвинчування насосних штанг [6-8] (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Моменти згвинчування насосних штанг (Н·м), рекомендовані в літературних джерелах [6-8]

Ном. діаметр дюйми/мм	1/2" 13	5/8" 16	3/4" 19	7/8" 22	1" 25	1 1/8" 29
Н2М ГОСТ	-	288-298	461-474	656-705	1039-	1400-
IRP 11 BR США	-	298-328	474-522	705-775	1084-	1491-
M125 SBS Австрія	149	294	471	706	1080	1619
100h SBS Австрія	221	328	530	771	1187	1638
IRP SBS Австрія	149	294	471	706	1080	1619
RD3 SBS Австрія	221	328	530	771	1187	1638

Моменти зтягнення різьбових з'єднань насосних штанг, які наведені в табл.4.2, призначені для напруження $\sigma_{зам}$, які досягають 270 МПа, і не враховують ні вплив масштабового фактору ні величину межі плинності сталі σ_T .

Крім того, для попередження розкриття стиків під час дії змінних навантажень та рацій штангової колони потрібно оптимальний момент збільшити на 20%. Тоді діапазон максимальних напружень затягування для насосних штанг діаметром 13-29 мм складе 0,51-0,636 σ_T , що відповідає рекомендаціям [1].

Враховуючи залежність (4.1), крутні оптимальні моменти затягнення будуть функцією діаметра різьби ніпеля та величини межі плинності сталі σ_T і тому пропонується розраховувати їх за формулою:

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

- момент згвинчування різьби штанги, Н·м;
- сила попереднього затягнення, кН;
- крок різьби, $P=2,54$ мм;
- середній діаметр різьби, м;
- коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби, $\mu''=0,17$
- половина кута профілю різьби $\alpha=30^\circ$
- середній діаметр контактної поверхні торців муфта – ніпель, м
- коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель, $\mu_A=0,15$
- площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки), м²

5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Розрахуємо оптимальний крутний момент згвинчування різьби насосної штанги за формулою (рис. 5.1):

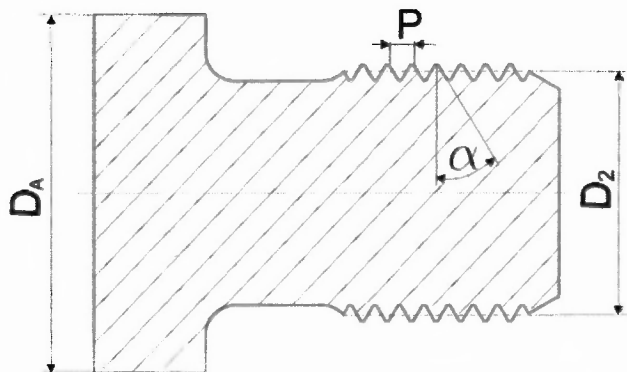


Рисунок 5.1 - Розрахункова схема різьби насосної штанги

$$M_d = \frac{F_v}{2} \left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos \alpha} + D_A \cdot \mu_A \right), \text{ де } F_v = k \sigma_m A_z = 0,479 \cdot 700 \cdot 10^6 \cdot 423 \cdot 10^{-6} = 141800 \text{ Н}$$

$$M_d = \frac{141800}{2} \left(\frac{2,54 \cdot 10^{-3}}{3,14} + \frac{25,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,17}{0,866} + 34,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 \right) = 780 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Максимальний момент затягування буде на 20% вищим і складе 936 Н·м.

Якщо на дане різьбове з'єднання діє ще й максимальне робоче навантаження 65 кН и ході штанг вгору, то загальне напруження в різьбі ніпеля при оптимальному затягненні:

$$\sigma_{\text{Ззаг}} = \sigma_{\text{ЗВ}} + \frac{F_b}{A_z + A_m} = 335,3 \cdot 10^6 + \frac{65 \cdot 10^3}{423 \cdot 10^{-6} + 765 \cdot 10^{-6}} = 390 \text{ МПа},$$

загальне напруження в різьбі ніпеля при максимальному затягненні досягне 457 МПа.

При мінімальній границі текучості $\sigma_T = 700$ МПа коефіцієнт запасу міцності:

$$\text{при оптимальному затягненні } n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{Ззаг}}} = \frac{700}{390} = 1,79,$$

$$\text{або при максимальному затягненні } n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{Ззаг}}} = \frac{700}{457} = 1,53, \text{ що є достатнім при розрахунку}$$

міцність.

при цьому:

M_d - оптимальний момент згвинчування штанги $\frac{3}{4}$ " (19мм)	780 Н·м
максимальний момент згвинчування штанги $\frac{3}{4}$ " (19мм)	936 Н·м.
- сила попереднього затягнення	141,8 кН
- робоче навантаження	65 кН
- крок різьби	2,54 мм
- середній діаметр різьби	25,22 мм
- коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби	0,17
- половина кута профілю різьби	30°
- середній діаметр контактної поверхні муфта – ніпель	34,9 мм
- коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель	0,15
- напруження в різьбовій частині ніпеля від попереднього затягнення	335,3 МПа
- площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки)	423 мм ²

A_m - несуча кільцева поверхня муфти	765 мм ²
$\sigma_{заг}$ - загальне напруження в ніпелі	390 МПа
- мінімальна границя текучості	700 МПа

Видовження l_z ніпеля від попереднього затягнення:

$$l_z = \frac{F_V \cdot \delta_z}{A_z \cdot E} = \frac{141800 \cdot 15,1 \cdot 10^{-3}}{423 \cdot 10^{-3} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 0,0241 \text{ мм}$$

Скорочення l_M муфти від попереднього затягнення:

$$l_M = \frac{F_V \cdot \delta_M}{A_m \cdot E} = \frac{141800 \cdot 15,1 \cdot 10^{-3}}{765 \cdot 10^{-3} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 0,0133 \text{ мм}$$

Видовження $l_z + \Delta l_z$ ніпеля від попереднього та робочого навантаження:

$$l_z + \Delta l_z = \frac{\sigma_{заг} \cdot A_z \cdot \delta_z}{A_z \cdot E} = \frac{390 \cdot 10^6 \cdot 15,1 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^{11}} = 0,0280 \text{ мм}$$

$$\Delta l_z = 0,0280 - 0,0241 = 0,0039 \text{ мм}$$

Щоб поверхні контакту муфти й ніпеля не роз'єдналися, повинна бути виконана умова $\Delta l_z < l_M$. Тобто, додаткове видовження різьбової частини ніпеля від робочого навантаження повинне бути менше скорочення довжини муфти, що досягається попереднім затягненням.

$$\Delta l_z = 0,0039 < l_M = 0,0133 \text{ мм.}$$

Тут:

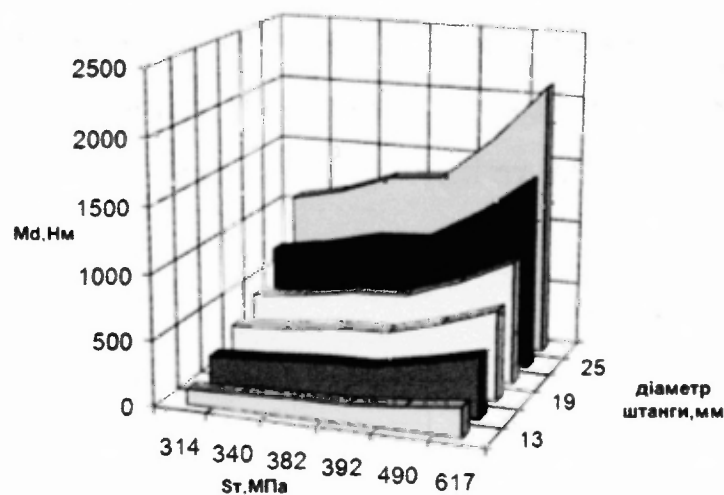
- подовження ніпеля від попереднього затягнення	0,0241 мм
- додаткове подовження ніпеля від робочого навантаження	0,0039 мм
- зменшення довжини муфти від попереднього затягнення	0,0133 мм
- величина деформованої частини ніпеля	15,1 мм
- величина скорочуваної довжини муфти	15,1 мм
- модуль пружності сталі	$2,1 \cdot 10^5$ МПа

Розрахункові дані зведено до табл. 5.1.

Блиця 5.1 – Дані для розрахунку сил, що діють в різьбовому з'єднанні насосних штанг

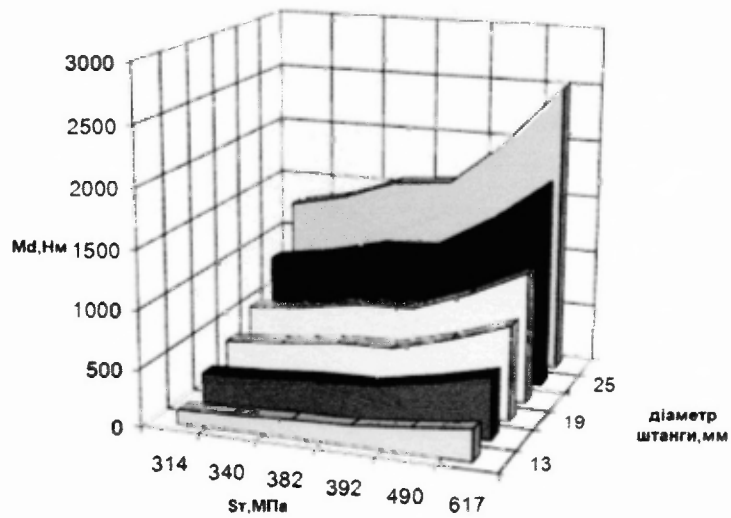
Типорозмір дюйми, мм	P мм	D_z мм	D_A мм	A_{M_2} мм ²	A_{z_2} мм ²	δ_M мм	δ_z мм
1/2", 13	2.54	17.27	22.90	356	183	11.1	11.1
5/8", 16	2.54	22.05	30.20	519	316	13.1	13.1
3/4", 19	2.54	25.22	34.90	765	423	15.1	15.1
7/8", 22	2.54	28.40	38.10	949	548	17.1	17.1
1", 25	2.54	33.15	45.30	1465	762	20.2	20.2
1 1/8", 29	2.54	37.91	50.80	1619	1012	22.2	22.2

На рисунку 5.3 показані оптимальні моменти згвинчування, необхідні для різних марок сталей і розмірів штанг. Величини максимальних моментів згвинчування показані на рисунку 5.4.



$\frac{St \cdot d^3}{10^6}$	314	340	382	392	490	617
□ 13	116	126	141	145	181	228
■ 16	238	258	290	298	372	468
□ 19	350	379	425	437	546	687
□ 22	482	522	586	602	752	947
■ 25	748	810	910	934	1167	1470
□ 29	1072	1160	1304	1338	1672	2106

Рисунок 5.3 – Діаграма залежності оптимальних моментів згвинчування M_d , Н·м, різьб насосних штанг діаметром d , мм, від дискретних величин межі плинності сталі σ_T , МПа



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

Рисунок 5.4 – Діаграма залежності максимальних моментів згвинчування M_d , Н·м, різьб насосних штанг діаметром d , мм, від дискретної величини межі плинності сталі σ_t , МПа

НТБ
ЮНТУНГ



d491