

В результаті проведених циклічних випробувань зразків втрати герметичності і руйнування матеріалу не виявлено. Подальші випробування проводили при підвищенні внутрішнього тиску до руйнування зразків труб. Зростання тиску створювали поступово з кроком 2,5 МПа. Таким чином, було встановлено максимальне значення руйнівного внутрішнього тиску (для вихідної труби: 22,5 МПа, для модифікованої: 27,5 МПа).

Аналізуючи показання тензодавачів, отримані значення руйнівних напружень в матеріалі, які складають: для вихідної труби ~ 130,5 МПа, а для модифікованої - 159,5 МПа.

Випробування аналогічних склопластикових труб показали, що їх руйнування відбувається при досягненні напруження 50-60 МПа, тобто міцність вуглепластикових труб більше ніж в 2 рази вище [1].

Література:

1. Насосні штанги та труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок, та випробування [Текст] / Б. В. Копей [та ін.] ; Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України, Івано-Франківський національний технічний ун-т нафти і газу. - Л. : [б.в.], 2003. - 352 с.

ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ДВОПОРНИХ МУФТОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ПУСТОТЛИХ НАСОСНИХ ШТАНГ

¹Копей В.Б., *к.т.н., доцент*, ¹Онисько О.Р., *к.т.н., доцент*, ²Жигуц Ю.Ю., *д.т.н., професор*

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

²Державний вищий навчальний заклад "Ужгородський національний університет"

Основними проблемами застосування стандартних різьбових з'єднань насосних штанг є їх втомні поломки та самовідгвинчування [1]. З'єднання пустотілих штанг мають додаткову проблему - низьку герметичність. Відомі двоопорні конічні замкові з'єднання буриньних труб, які застосовуються в складних умовах буріння [2, 3]. У порівнянні з одноопорними вони дозволяють більший момент згвинчування, володіють більш рівномірним навантаженням на витки [2] та вищою герметичністю. В праці [3] доведено, що використання додаткового торця може покращити розподіл еквівалентних напружень по впадинам витків, але величини натягів на торцях повинні мати малий допуск. Великий натяг на внутрішньому торці може призвести до руйнування муфти [3]. Однак за розподілом еквівалентних напружень не можна робити висновок про втомну міцність з'єднання.

Метою праці є обґрунтування доцільності застосування двоопорних різьбових з'єднань пустотілих насосних штанг шляхом моделювання їх

напружено-деформованого стану методом скінченних елементів та обчислення значень коефіцієнта запасу втомної міцності за критерієм Сайнса (FOS).

В SOLIDWORKS розроблена параметрична геометрична модель з'єднання насосних штанг. Порівнювали стандартне з'єднання пустотілих штанг діаметром 25 мм та двоопорне з'єднання з конічною різьбою з кутом нахилу до осі $7,125^\circ$. Інші параметри двоопорного з'єднання відповідають стандартному. Осесиметричні скінченно-елементні моделі розроблено в SOLIDWORKS Simulation 2018. Матеріалом деталей є сталь з границею пружності 620 МПа та границею міцності 724 МПа з моделлю пластичності за Мізесом. Вибрано опцію великих деформацій (Large Strain Option). Створено глобальний контакт поверхонь без проникнення, а на упорних торцях - контакт "гаряча посадка" (Shrink Fit), що дозволяє моделювати натяги. Введено коефіцієнт тертя спокою поверхонь в умовах змащення 0,16. На нижньому торці муфти задано граничну умову симетрії, а на верхній торець ніпеля діє тиск, який утворює в тілі штанги напруження розтягу $p=0$ МПа (перший крок) та $p=150$ МПа (другий крок). Тип сітки "Blended curvature-based mesh", максимальний розмір елементів 2 мм, мінімальний 0,2 мм, мінімальна кількість елементів на колі 8, показник росту розміру елементів 1,1. Такі налаштування дозволяють отримати дрібну сітку в зоні різьби і велику в інших зонах.

В двоопорному з'єднанні розподіл еквівалентних напружень по витках різьби ніпеля більш рівномірний (рис. 1). За даними експлуатації найменшу втомну міцність мають зони А, В, С, D. В цих зонах розраховані FOS (рис. 2) для різних величин натягів $\Delta 1$ (перше число) і $\Delta 2$ (друге число). Стандартне з'єднання з натягом 60 мкм позначено як 60std.

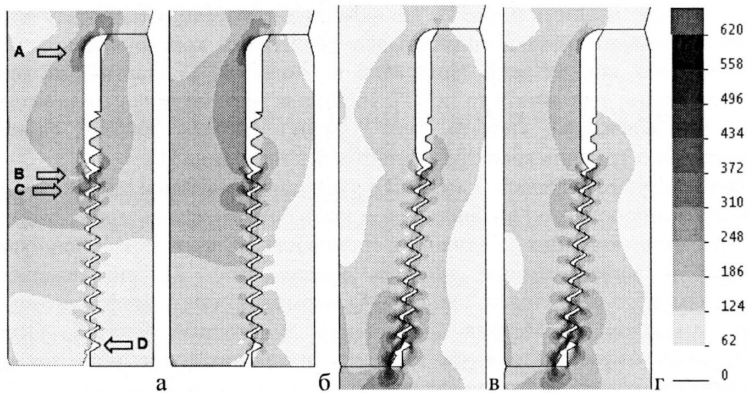


Рис. 1. Напруження за критерієм Мізеса-Губера (МПа) в з'єднанні пустотілих штанг: а, б - стандартне з'єднання з $\Delta 1=0,06$ мм; в, г - конічне двоопорне з'єднання з $\Delta 1=\Delta 2=0,04$ мм; а, в - $p=0$ МПа; б, г - $p=150$ МПа

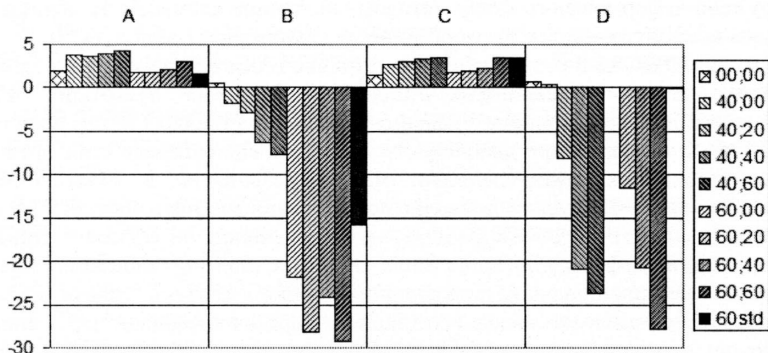


Рис.2. Значення FOS в небезпечних зонах з'єднання для різних величин натягів $\Delta 1, \Delta 2$ (мм)

У незгвинченого з'єднання ($\Delta 1 = \Delta 2 = 0$) значення FOS в зонах А, С найменше, а в зонах В, D найбільше. Проте експлуатація незгвинченого з'єднання недопустима. Натяг $\Delta 1 = 0,06$ мм зменшує значення FOS в усіх зонах А, В, С, D (в зоні В суттєво) у порівнянні з натягом 0,04 мм. Отже, в даному випадку, оптимальне значення $\Delta 1$ потрібно шукати біля значення 0,04 мм.

Збільшення натягу $\Delta 2$ збільшує FOS в зонах А, С і різко зменшує його в зонах В, D. Більше це властиво для $\Delta 1 = 0,06$ мм. Найбільше зменшується FOS в зоні D. Збільшення натягу $\Delta 2$ може бути корисним для запобігання самовідгвинчування з'єднання і підвищення герметичності, але суттєво зменшує втомну міцність в зоні D, що вимагає застосування матеріалу муфти з більшою границею втомної міцності або додаткових конструктивних рішень для зменшення концентрації напружень в зонах В, D (зарізьбова канавка заданої довжини, зріз витків та ін. [1]). Найбільш перспективним є комплексне рішення – зарізьбова канавка, зріз (фаска) перших витків, попереднє деформування з'єднання високим моментом згвинчування [1].

Проаналізуємо переваги і недоліки наступних з'єднань: циліндричного і конічного, одноопорного і двоопорного, з зарізьбовими канавками і без них.

Перевагою конічних з'єднань є швидкість і зручність згвинчування. Недоліком є нижча втомна міцність ніпеля (рис. 2), що пояснюється зменшенням його діаметра в зоні торця. Втомна міцність муфти може бути вищою внаслідок збільшення її товщини в середній частині. Операції згвинчування-розгвинчування для насосних штанг виконуються не так часто, тому наявність конуса не є обов'язковою.

Недоліком двоопорного з'єднання є суттєва залежність втомної міцності від відношення натягів на зовнішньому і внутрішньому торцях. Це потребує малих допусків довжини ніпеля і глибини муфти. Необхідно також контролювати ці розміри перед згвинчуванням, оскільки торці можуть бути zdeформовані під час експлуатації. Для подолання цього недоліку в з'єднанні

можна застосовувати постійні пружні або змінні пластичні елементи, наприклад, пружні або пластичні шайби в зоні внутрішнього торця.

Збільшення довжини зарізьбових канавок призводить до зменшення концентрації напружень в зоні перших робочих витків різьби [1]. В двоопорних з'єднаннях необхідні зарізьбові канавки в ніпелі і муфти. Недолік - збільшення довжини ніпеля і муфти. Значна зміна довжини зарізьбової канавки вимагає зміни оптимальних величин натягів.

Оптимальними значеннями натягів в запропонованому з'єднанні можуть бути $\Delta 1=0,04\pm 0,01$, $\Delta 2=0,04^{+0,02}$. Вони забезпечують вищу втомну міцність ніпеля, ніж стандартне з'єднання, але їх застосування вимагає додаткового забезпечення втомної міцності муфти. Нові ніпелі можна застосувати для ремонту штанг шляхом приварювання їх до тіла. Двоопорні циліндричні з'єднання можна реалізувати без модифікації стандартного ніпеля, що значно спростить їх впровадження.

Література:

1. Копей, В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12: захищена 16.11.04: затв. 09.03.05 / Копей Володимир Богданович. - Івано-Франківськ, 2004. - 175 с.

2. The NOV Grant Prideco™ GPDS connection [Electronic resource]. – Mode of access: [https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_\(GPDS\)_connection.aspx](https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_(GPDS)_connection.aspx)

3. Аналіз сучасних конструкцій замкових з'єднань обважнених бурильних труб / В.І. Артим, О.Я. Фафлей, Р.О. Дейнега, В.В. Михайлюк // Нафтогазова енергетика. - 2017. - № 2(28). - С. 22-30.

ШНЕКОВИЙ ПАТРОН З ГВИНТОВИМИ ЗАТИСКНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Котик Р.М. аспірант, Маруніч О.П. аспірант

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Постійний розвиток техніки на сучасному етапі вимагає використання деталей, які є тонкостінними оболонками. В даний час їх кількість значно збільшується в загальній масі деталей, що піддаються механічній обробці. Разом із збільшенням частки тонкостінних виробів в загальній масі оброблюваних деталей, підвищуються і технічні вимоги до точності розмірів, шорсткості оболонкових поверхонь, форми і їх взаємного розташування, вимоги до якості поверхневого шару. Внаслідок основної особливості тонкостінних виробів – їх малої жорсткості, виконання цих вимог є досить складним завданням.