
Матеріали, конструкції та обладнання об'єктів нафтогазового комплексу

УДК 622.276.05

DOI: 10.31471/1993-9868-2024-1(41)-76-85

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ УЩІЛЬНЕННЯ СВЕРДЛОВИННОГО ПАКЕРА ЗА РІЗНИХ ВЕЛИЧИН КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕРТЯ МІЖ ЙОГО ЕЛЕМЕНТАМИ

Я. Т. Федорович, О. Я. Фафлей, І. Я. Фафлей, І. Я. Захара, Л. О. Борушак, О. О. Самсонов

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: olera32@ukr.net

Проведено комплексний аналіз чинників, які впливають на міцність і довговічності роботи гумових ущільнювальних манжет свердловинних пакерів. Описано підходи до комплексної оцінки варіантів розрахунку та конструювання ущільнень свердловинних пакерів шляхом використання низки критеріїв. Досліджено напружено-деформованого стану ущільнювальних манжет свердловинних випробувальних пакерів чисельним методом за допомогою спеціального програмного забезпечення. Проведено аналіз попередніх досліджень напружено-деформованого стану ущільнень пакерів. Відображено особливості вибору моделі та опис поведінки матеріалу ущільнення пакера. Побудовано розрахункову схему роботи ущільнення пакера із врахуванням як діючих навантажень та обмежень, так і різних коефіцієнтів тертя між елементами ущільнювальних манжет та обсадною колоною. Описано принцип роботи змодельованого ущільнення пакера. Закцентовано, що герметизуюча здатність ущільнення пакера залежить від величини та розподілу контактного тиску на поверхнях ущільнювальних манжет та обсадною колоною, а також від геометричної форми складових елементів. Принцип роботи ущільнення пакера, величини та розподіл контактного тиску на ущільнювальних манжетах будуть однаковими за умови, якщо коефіцієнт тертя гума-сталь буде наближатись до нуля, що не можливо досягнути за експлуатаційних умов роботи пакера. Тому проведено імітаційні моделювання роботи ущільнення пакера і встановлено величини та розподіл контактних тисків на ущільнювальних манжетах за різних величин коефіцієнтів тертя. Отримано залежності розподілу переміщень, еквівалентних напружень, контактного тиску за різних коефіцієнтів тертя. Особлива увага приділялась максимальній деформації манжет пакера та місцю концентрації еквівалентних напружень.

Ключові слова: пакер, самоущільнювальна манжета, імітаційне моделювання, переміщення, контактний тиск, еквівалентні напруження.

A comprehensive analysis of the factors affecting the strength and durability of the rubber sealing cuffs of well packers was carried out. Approaches to comprehensive assessment of options for calculation and design of well packer seals by using a number of criteria are described. The stress-strain state of the sealing cuffs of well test packers was studied numerically with the help of special software. An analysis of previous studies of the stress-strain state of packer seals has been carried out. Features of model selection and description of the behavior of the packer sealing material are shown. A calculation scheme of the packer sealing operation was built, taking into account both the operating loads and limitations, as well as various coefficients of friction between the elements of the sealing sleeves and the casing. The principle of operation of simulated packer sealing is described. It is emphasized that the sealing capacity of the packer depends on the magnitude and distribution of the contact pressure on the surfaces of the sealing sleeves and casing, as well as on the geometric shape of the constituent elements. The

working principle of the packer seal, the values and distribution of the contact pressure on the sealing sleeves will be the same if the rubber-steel friction coefficient approaches zero, which cannot be achieved under the operating conditions of the packer. Therefore, simulation simulations of the work of the packer sealing were carried out and the values and distribution of contact pressures on the sealing cuffs for different values of friction coefficients were determined. The dependences of the distribution of displacements, equivalent stresses, and contact pressure for different friction coefficients were obtained. Special attention was paid to the maximum deformation of the packer cuffs and the place of concentration of equivalent stresses.

Key words: packer, self-sealing cuff, simulation modeling, displacement, contact pressure, equivalent stresses.

Вступ

Під час здійснення різноманітних технологічних операцій на нафтових і газових свердловинах (гидравлічного розриву пласта, нагнітання в пласт води для підтримання пластового тиску, термічній і кислотній обробці привибійної зони пласта, випробуванні противикидного та устьового обладнання) широко використовуються свердловинні пакери, які призначені для герметичного розділення стовбура свердловини на два інтервали – підпакерний і надпакерний [1, 3]. Основним елементом пакера є його гумове ущільнення. В сучасних пакерах використовують різні конструкції ущільнень: прості циліндричні манжети, манжети із складним профілем та комбіновані. Зазвичай матеріалом, з якого виготовляють ущільнення пакерів, є гуми, оскільки вони мають високі еластичні та герметизуючі властивості. Залежно від виду технологічних операцій, що проводяться на свердловині, до вузлів ущільнень пакерів висувають такі вимоги: створення високої герметизуючої здатності; простота використання; стійкість до агресивного середовища; стійкість до високих температур тощо [4, 5]. Зрозуміло, що такі вимоги мають бути реалізовані у конструкції пакера. Крім того, ущільнення пакерів експлуатуються за різних видів навантажень. Для забезпечення міцності і сталості розмірів гумових ущільнень їх виготовленню повинен передувати інженерний розрахунок, який має враховувати якомога більше різноманітних чинників. Сьогодні проектування ущільнень пакерів можна проводити у спеціальних комп'ютерних програмах, в яких реалізовано метод скінченних елементів.

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Основними чинниками, що впливають на герметизаційну здатність манжет свердловинних пакерів у процесі випробування устьового та противикидного обладнання за величиною впливу показані на рисунку 1. Експлуатаційний чинник не може бути керованим, оскільки величина тиску випробування устьового та противикидного обладнання регламентується відповідним планом робіт та нормативними документами АРІ, ГОСТ, СОУ. Оперування чинни-

ком стану внутрішньої поверхні обсадної колони можливе при відповідній підготовці місця пакування за допомогою спеціальних пристроїв [5]. Аналіз практики випробування устьового та противикидного обладнання вказав на нехтування підготовкою місця пакування. Це нерідко призводило до неможливості випробування обладнання навіть за умов використання досконалих випробувальних пакерів. Конструктивними чинниками впливу необхідно оперувати на етапі конструювання вузлів ущільнення випробувальних пакерів. У механіці при конструюванні потрібно опиратися на систематизовану базу, сформовану за результатами наукових експериментальних та теоретичних досліджень.

Сьогодні не існує достатньої бази для якісного конструювання манжет устьових випробувальних пакерів. Для проведення експериментальних та теоретичних досліджень герметизаційної здатності ущільнювальних манжет пакерів необхідно визначитися з підходом щодо її комплексного оцінювання. Комплексне оцінювання герметизаційної здатності гумових ущільнювальних манжет у загальному машинобудуванні прийнято здійснювати за цілим рядом критеріїв [3-5].

З метою визначення контактних тисків на спряженій поверхні «ущільнення пакера – обсадна колона» необхідним є проведення ряду експериментів, які мають враховувати особливості експлуатації ущільнень пакерів. Водночас, дослідження напружено-деформованого стану ущільнень свердловинних випробувальних пакерів, зважаючи на відсутність на сьогодні аналітичних залежностей герметизаційної здатності від експлуатаційних та конструктивних чинників впливу, доцільно проводити чисельним методом. Для цього необхідно застосувати спеціальне програмне забезпечення. Проте спочатку потрібно вибрати модель опису поведінки матеріалу ущільнення пакера [6, 7, 8]. Такі матеріали мають модель нелінійної поведінки напруження від деформації. Аналогічну поведінку мають вулканізовані каучуки, неповні еластомери і навіть біологічні тканини. Такі матеріали називають гіперпружними.



Рисунок 1 – Структурна схема чинників впливу на герметизаційну здатність самоущільнювальних випробувальних пакерів

Гіперпружний матеріал – тип моделі ідеально-пружного матеріалу, для якого залежність напружень від деформації визначається на основі функції енергії деформації. Гіперпружний матеріал є частковим випадком пружного матеріалу Коші. Рональд Рівлін та Мелвін Муні першими в 1948 році розробили математичну модель гіперпружного матеріалу – нео-Гуківську модель та модель Муні-Рівліна. З того часу були розроблені ще ряд моделей, серед яких найпоширенішими є модель Огдена. Згідно з визначенням, гіперпружний матеріал є пружним, тобто навантаження і розвантаження відбувається по одній кривій "напруження-деформація". Зазвичай гіперпружний матеріал більше піддається розтягу ніж стиску, а відношення між напруженням і деформацією є нелінійною. При дії навантаження на гіперпружний матеріал об'ємного стиску зазвичай не відбувається, оскільки матеріал веде себе як повністю нестигливий, що відповідає коефіцієнту Пуассона величиною 0,49 у лінійно пружної моделі [9-12].

Отримання практичної збіжності чисельного рішення методом скінченних елементів при виконанні нелінійного розрахунку міцності деталі із гіперпружного матеріалу може виявитись нетривіальною задачею. Наведемо ключові чинники, які можуть покращити збіжність і допомогти отримати точний результат дослідження.

1. Проведення досліджень матеріалів на розтяг-стиск. Наявність точних даних досліджень матеріалу є критично необхідним під час

математичного моделювання виробів із гуми та еластомерів. Принаймні 2 тести повинні бути виконані для калібрування моделі матеріалу: одноосний розтяг; одноосний стиск; двоосний розтяг; плоский зсув; об'ємний стиск. Дані тестів повинні як можна точніше відповідати матеріалу виробу, оскільки процес виготовлення деталі (наприклад, литтям під тиском) може здійснювати вплив на її механічні властивості.

2. Вибір математичної моделі матеріалу. Поведінка гіперпружного матеріалу може бути описана за допомогою однієї із поширених математичних моделей – Муні-Рівліна, Огдена, Блатца-Ко. Вибір моделі, що найбільш підходить, може суттєво вплинути на результат розрахунку. Найзагальніша рекомендація – необхідно вибирати ту модель матеріалу, яка найкраще описує експериментальні дані у очікуваному діапазоні деформацій. Вибір моделі матеріалу може бути здійснена методом проб та помилок, де критеріями є точність опису експериментальної кривої і швидкість збіжності рішення. Рекомендовано розпочинати дослідження з найбільш простої двопараметричної моделі Муні-Рівліна та слідкувати за рівнем деформацій у вирішуваній задачі. Наприклад, якщо деформації у задачі не перевищують 30 %, то немає необхідності досягати відповідності експериментальної кривої і математичної моделі в діапазоні до 200 %.

3. Дослідження вибраної моделі. Для визначення роботоздатності вибраної моделі матеріалу із заданими коефіцієнтами рекомендо-

вано виконати тестове віртуальне навантаження одного скінченного елемента. На трьох ортогональних гранях елемента встановлюються умови симетрії, а на одній із вільних граней задаються скінченні переміщення. Задання кінематичних граничних умов (переміщень) забезпечує швидку і стійку збіжність рішення. Отримані результати необхідно порівняти із даними експериментального навантаження, виконавши переведення деформацій із умовних у істинні. Порівняння швидкості збіжності для різноманітних моделей матеріалу може виявитись вирішальним чинником під час вибору тієї чи іншої моделі, для забезпечення економії процесорного часу.

4. Формулювання скінчених елементів. Вибір конкретного чисельного формулювання скінчених елементів може виявити критичний вплив на точність та швидкість отримання рішення, особливо під час стиску еластомірів, коли проявляються численні ефекти запирання скінчених елементів. Комерційні програми можуть пропонувати різноманітні формулювання елементів, найпоширенішими із яких є наступні:

- вибірково-скорочене інтегрування (Selective Reduced Integration) для подолання проблеми "запирання" елементів;
- скорочене інтегрування (Uniform Reduced Integration) для пришвидшення часу розрахунку;
- покращене формулювання деформації (Enhanced Strain Formulation) для уточнення поведінки при згині елементів нижчих порядків шляхом введення додаткових "внутрішніх" степеней вільності;
- змішане формулювання переміщення-тиску (u-P) для визначення проблеми "запирання" елементів шляхом введення додаткової степені свободи – гідростатичного тиску.

5. Розбиття на сітку скінчених елементів. Під час аналізу поведінки гіперпружних матеріалів форма елементів у деформованому стані деталі після прикладання навантаження відіграє більшу роль ніж форма елементів у вихідному стані. Початкове сіткове розбиття необхідно планувати виходячи із очікуваних деформацій. Елементи більш низького порядку поведуть себе численно більш стійко. Часто для зменшення спотворення форми рекомендовано застосовувати трикутні та тетрадральні сітки. Подрібнена сітка не завжди є кращою у задачах з гіперпружними матеріалами, оскільки дрібні скінченні елементи у зонах високих деформацій піддаються більшому викривленню форми. У випадку неможливості досягнення збіжності, але не швидше ніж застосовані інші способи

покращення моделі, рекомендовано застосовувати адаптивну побудову сітки.

6. Контроль навантаження. Рекомендовано застосовувати кінематичне навантаження (граничні умови – переміщення) і розбивати прикладені навантаження на більшу кількість підкроків, оскільки накопичення нев'язок при більших часових кроках може бути причиною відсутності збіжності рішення. Використання САЕ-систем дає можливість швидко та ефективно проводити дослідження таких елементів з різною варіацією вхідних даних [13-16].

Основними напрямками дослідження роботи ущільнення свердловинного пакера є: визначення об'єму пакерування та необхідної при цьому осевої деформації ущільнення; визначення жорсткісної характеристики ущільнення пакера (залежності зусилля деформації від величини деформації); визначення величини контактних тисків в зоні ущільнення та характеру їх розподілу по довжині зони ущільнення; визначення напружено-деформованого стану в матеріалі ущільнення, в тому числі і в зоні витискання гуми в зазор між обсадною колоною та опорними кільцями пакера.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Мета роботи полягає у дослідженні розподілу контактного тиску на поверхні контакту ущільнювальної манжети пакера та обсадної колони.

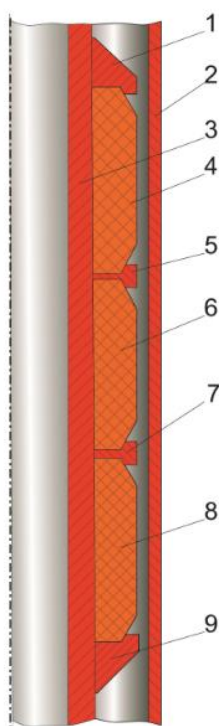
Для досягнення поставленої мети необхідно:

- побудувати розрахункову схему роботи ущільнення пакера із врахуванням як діючих навантажень та обмежень, так і різних коефіцієнтів тертя між елементами ущільнення;
- виконати імітаційне моделювання роботи ущільнення пакера за різних величин коефіцієнтів тертя;
- зробити висновки проведеного імітаційного моделювання та подати рекомендації щодо експлуатації ущільнення пакерів.

Викладення основного матеріалу

Конструкція ущільнення пакера, що використовуватиметься під час імітаційного моделювання наведено на рисунку 2. Тут конструкція наведена дещо спрощено, оскільки під час імітаційного моделювання досліджуватиметься напружено-деформований стан саме тих елементів, що наведено на даному рисунку.

Матеріалом ущільнювальних манжет 4, 6, 8, що знаходяться у складі ущільнення пакера, є гума. Під час імітаційного моделювання буде застосовано модель поведінки матеріалу ущіль-



1,9 - конус; 2 – обсадна колона; 3 – шток;
4 – верхня ущільнювальна манжета; 5,7 – кільце;
6 – середня ущільнювальна манжета;
8 – нижня ущільнювальна манжета

Рисунок 2 – Конструкція ущільнення пакера

нення – Муні-Рівліна, з двома параметрами (постійними).

Принцип роботи ущільнення пакера наступний: конус 1 встановлений нерухомо на штоку 3, на якому також розміщені послідовно ущільнювальні манжети 4, 6, 8, які відокремлені між собою за допомогою кільця 5 та 7. Конус 9 при дії осьового зусилля переміщується вгору, що призводить до стискання у осьовому напрямку ущільнювальних манжет 4, 6, 8, які при цьому розтискаються у радіальному напрямку і контактують із обсадною колоною 2. При цьому на поверхні контакту створюється контактний тиск, який за величиною повинен бути більшим тиску середовища, що герметизується.

Оскільки герметизуюча здатність ущільнення пакера залежить від величини та розподілу контактного тиску на поверхнях ущільнювальних манжет та обсадної колони, то буде проведено імітаційне моделювання для визначення цих вищезгаданих параметрів. Проте, за наведеного принципу роботи ущільнення пакера величини та розподіл контактного тиску на ущільнювальних манжетах 4, 6 та 8 будуть однаковими за умови, якщо коефіцієнт тертя для "гума-сталь" буде наближатись до нуля. Проте, за реальних умов експлуатації такого ущільнення, досягнути такого значення коефіцієнта

тертя неможливо. Тому доцільно провести імітаційні моделювання роботи ущільнення пакера та встановити величини та розподіл контактних тисків на ущільнювальних манжетах 4, 6 і 8 за різних величин коефіцієнтів тертя "гума-сталь", побудувати графічні залежності, зробити висновки та дати рекомендації.

Під час імітаційного моделювання роботи ущільнення пакера використано розрахункову схему, наведену на рисунку 3.

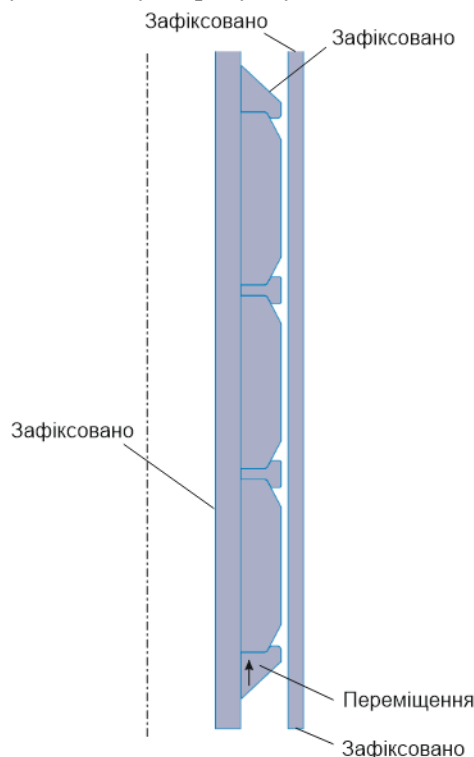


Рисунок 3 – Розрахункова схема ущільнення пакера

Згідно цієї схеми конус 1 закріплений нерухомо на штоку 3. Конус 9 може переміщуватись в осьовому напрямку на величину 55 мм. У конструкції ущільнення пакера передбачено зазори між кільцями 5, 7 та штоком 3 (рис. 4), а також між штоком 3 та конусом 9 (рис. 5).

Ці зазори компенсують деформації елементів ущільнення, що можуть бути викликані дією температури.

Доцільно також зауважити, що на роботу ущільнення пакера також впливатиме і форма його складових елементів. Наприклад, за відсутності скруглень на таких деталях як кільця 5 та 7, конусах 1 та 9 можлива концентрація напружень в ущільнювальних манжетах 4, 6, 8, що призведе до виходу їх з ладу.

Для проведення імітаційного моделювання використано осесиметричну модель ущільнення пакера.

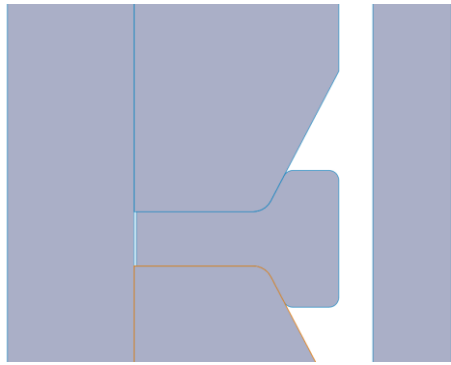


Рисунок 4 – Зазор між кільцем пакера 5 та штоком 3

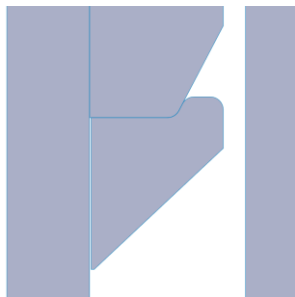


Рисунок 5 – Зазор між штоком 3 та конусом 9

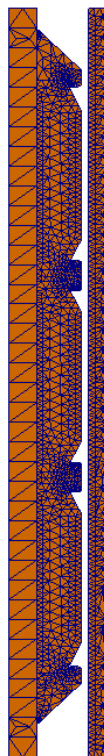


Рисунок 6 – Сітка скінченних елементів

Спочатку задано матеріал для деталей ущільнення пакера:

– Сталь: конус 1, 9; обсадна колона 2; шток 3; кільця 5,7;

– гума: верхня ущільнювальна манжета 4; середня ущільнювальна манжета 6; нижня ущільнювальна манжета 8.

Оскільки буде проведено ряд досліджень роботи ущільнення пакера за різних коефіцієнтів тертя між поверхнями ущільнення-обсадна колона, то приймаємо такі коефіцієнти: 0; 0,1; 0,2; 0,3. Також потрібно зауважити, що поверхні тертя з відповідними коефіцієнтами тертя також задаються аналогічними окрім поверхонь ущільнення-обсадна колона і для інших поверхонь, де деталі знаходяться у контакті між собою.

Сітка скінченних елементів наведена на рисунку 6.

У дослідженні застосовано стандартний підхід до побудови сітки скінченних елементів із ввімкненою функцією автоматичного переходу та інструмент "керування сіткою", що дозволило зменшити розміри скінченних елементів біля контактних поверхонь деталей.

Навантаженнями задано переміщення конуса 9 у осьовому напрямку вгору на величину 55 мм.

У результаті імітаційного моделювання отримано розподіли таких параметрів: еквівалентних напружень, переміщень, деформацій та контактних тисків. Для зручності аналізу цих результатів вони наведені нижче з відповідним сортуванням за спільними параметрами.

Аналізуючи отримані результати, а саме розподіл переміщень у досліджуваній моделі (рис. 7) можна зробити висновок, що при збільшенні коефіцієнта тертя відбувається вихід з контакту першої (зверху) ущільнювальної манжети, тобто мається на увазі, що утворюється зазор між внутрішньою поверхнею ущільнювальної манжети і штоком. Таке переміщення зменшує герметизуючу здатність першої ущільнювальної манжети.

Щодо розподілу еквівалентних напружень за різних величин коефіцієнтів тертя, то за мінімального коефіцієнта величиною 0 максимальні напруження виникатимуть у трубі обсадної колони і їх значення складають 400 МПа, а за коефіцієнта тертя 0,3 можуть сягати 530 МПа. Варто зауважити, що на рисунку 8 максимальні величини напружень концентруються у кільці 7 (рис. 11).

Тут доцільно зауважити, що такі високі величини напружень пов'язані як із сіткою скінченних елементів, так і формою кільця 9 та ущільнювальна манжета 8.

Максимальна деформація (рис. 9) в досліджуваній моделі ущільнення пакера спостерігається у зоні контакту кільця 9 із ущільнювальною манжетою 8. Зрозуміло, що із збільшенням величини коефіцієнта тертя деформація також збільшуватиметься.

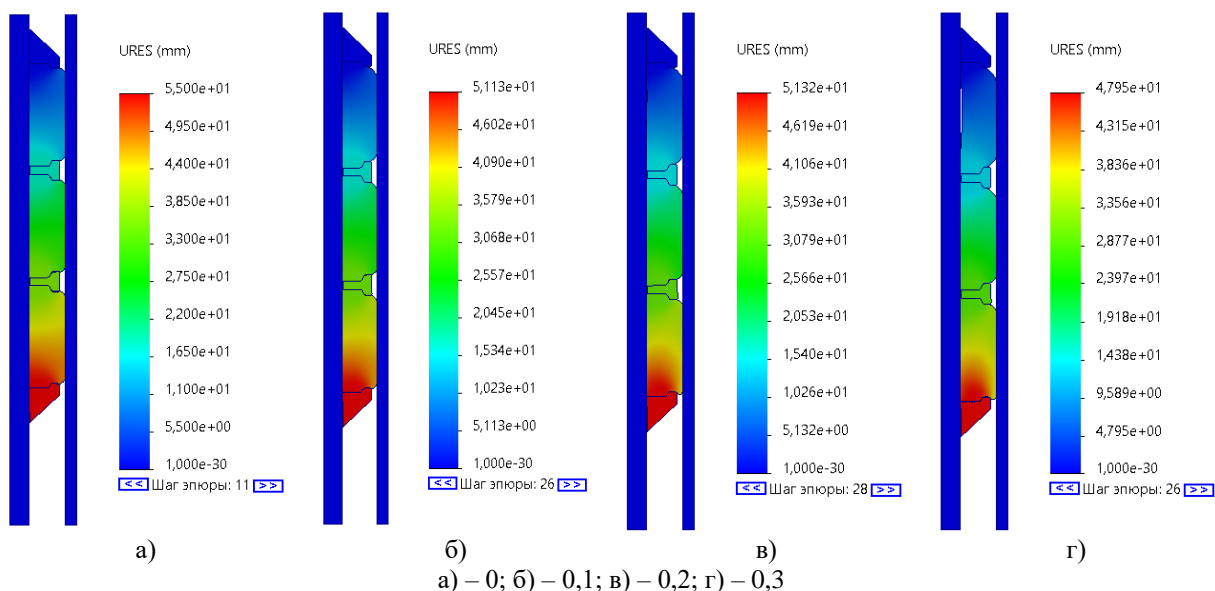


Рисунок 7 – Розподіл переміщень за різних коефіцієнтів тертя

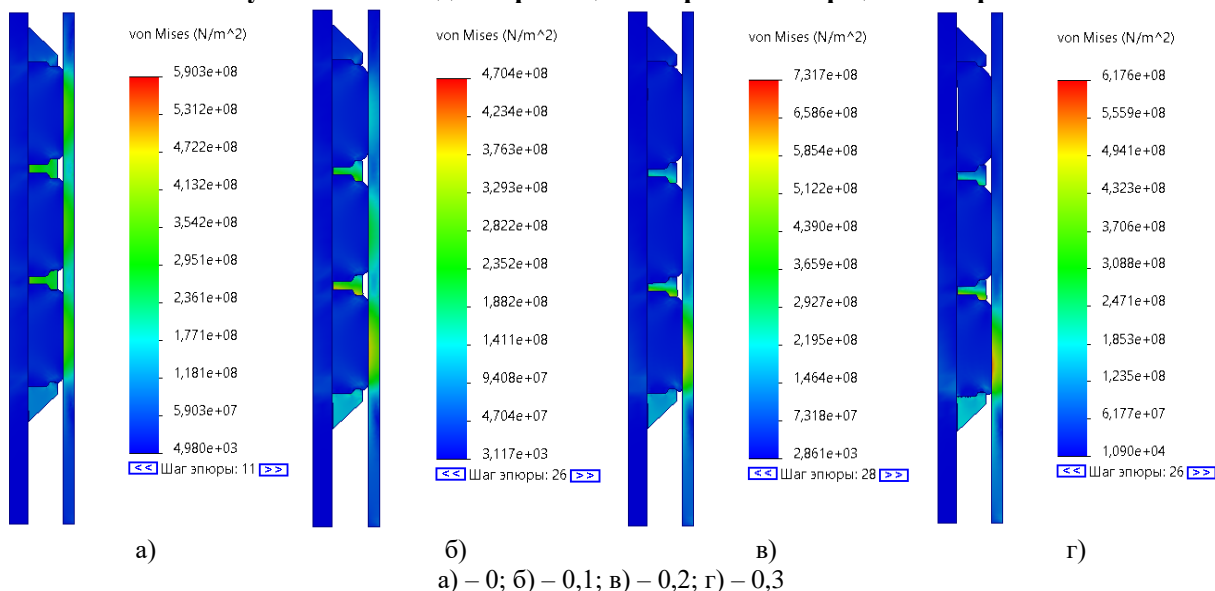


Рисунок 8 – Розподіл еквівалентних напружень за різних коефіцієнтів тертя

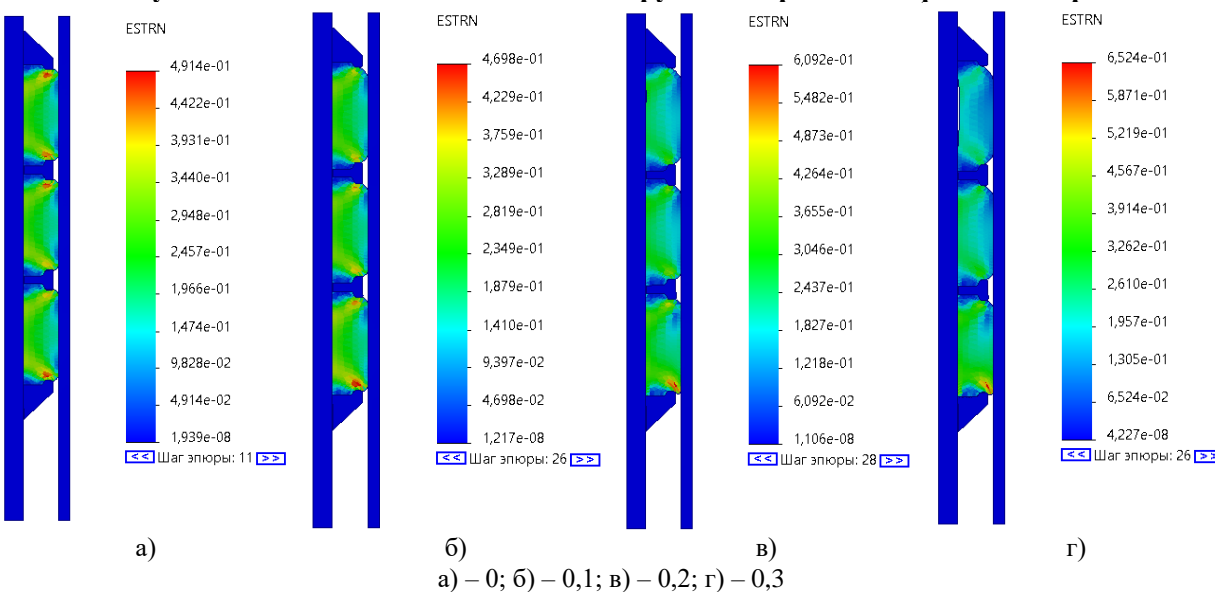


Рисунок 9 – Деформація за різних коефіцієнтів тертя

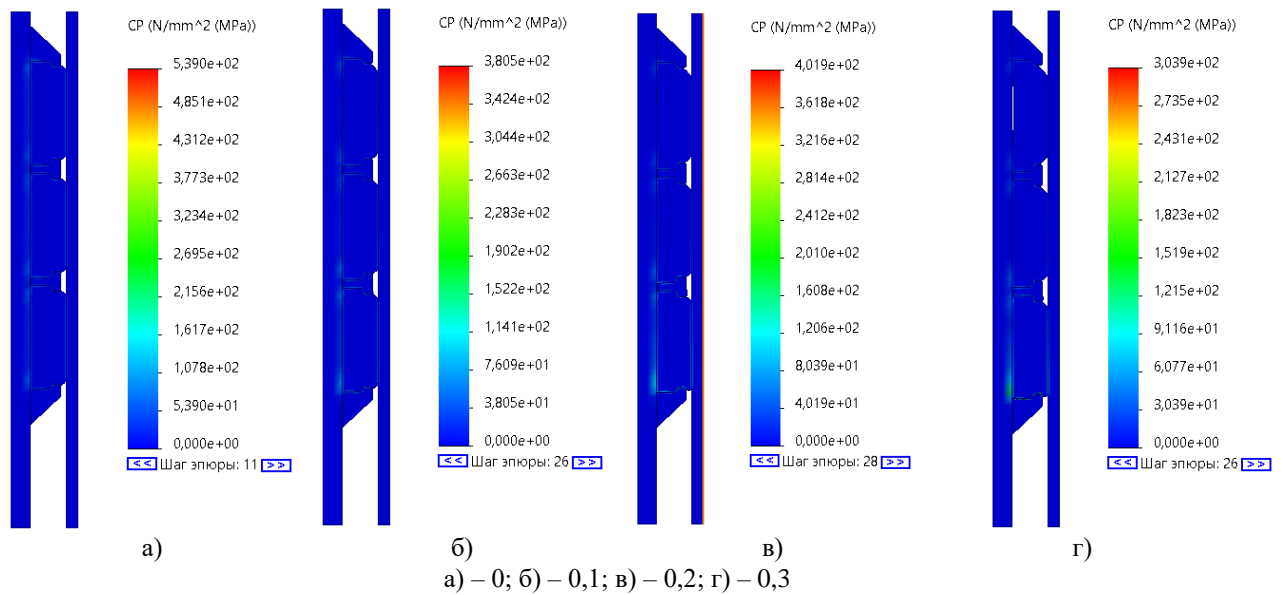


Рисунок 10 – Розподіл контактної тиску за різних коефіцієнтів тертя

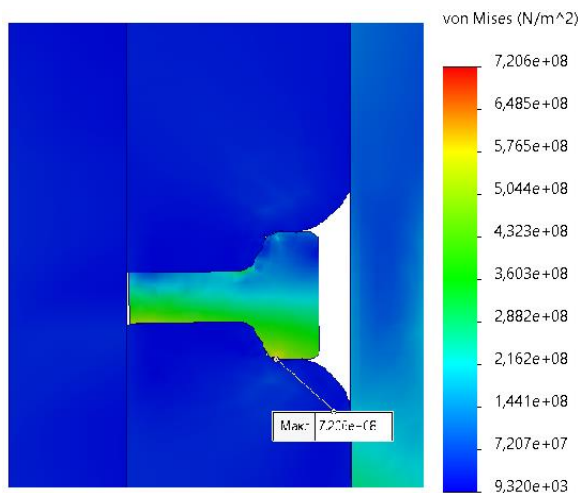


Рисунок 11 – Розподіл еквівалентних напружень у кільці

Найцікавішим параметром під час імітаційного моделювання є розподіл контактної тиску на поверхні контакту ущільнювальна манжета-обсадна колона (рис. 10). Для зручності вищезгаданий розподіл контактної тиску за різних величин коефіцієнтів тертя показано графічною залежністю, поданою на рисунку 12.

Згідно цих залежностей, із збільшенням коефіцієнта тертя відбувається зменшення величини контактної тиску на поверхні обсадної колони і ущільнювальних манжетах 4, 6 та 8. Логічно, якщо надалі проводити імітаційне моделювання поступово збільшуючи величину коефіцієнта тертя, то зростатиме величини контактної тиску на першій ущільнювальній манжеті 8 (рис. 12), а на двох наступних ущільнювальних манжетах – знижуватиметься і прямуватиме до нуля.

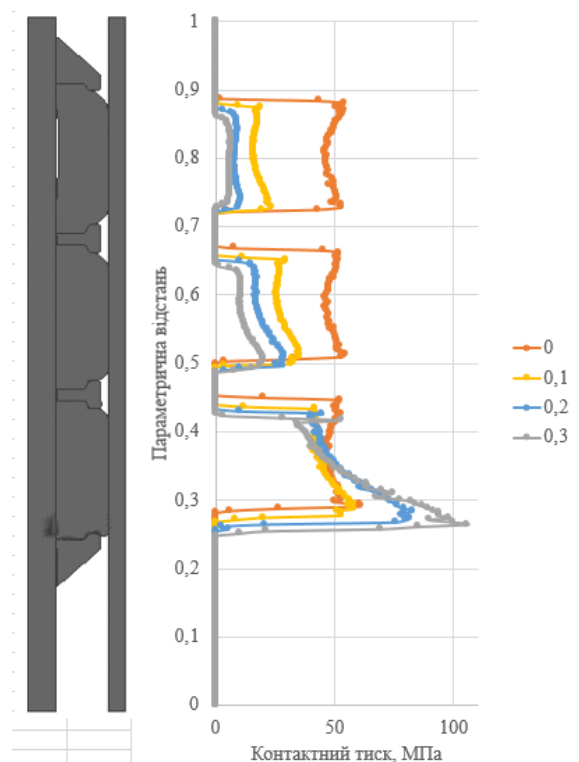


Рисунок 12 – Розподіл контактної тиску по довжині обсадної колони за різних величин коефіцієнтів тертя

Отже, виходячи із отриманих результатів імітаційного моделювання, для забезпечення герметичності ущільнення пакера слід при його збиранні знижувати величину коефіцієнта тертя на поверхнях контакту всіх деталей, застосовуючи для цього відповідні мастильні матеріали. Фактично, якщо пакер використовуватиметься у нафтовій свердловині, то зовнішні поверхні ущільнювальних манжет буде змашена

нафтою, що в свою чергу зменшить величину коефіцієнта тертя між нею і внутрішньою поверхнею обсадної колони.

Висновки

Для проведення імітаційного моделювання ущільнення свердловинного пакера побудовано його розрахункову схему із врахуванням діючих навантажень та обмежень і коефіцієнтів тертя між елементами ущільнення та обсадної колони. Для покращення отриманих результатів імітаційного моделювання проведено оптимізацію сітки скінченних елементів ущільнення пакера.

Проведено імітаційне моделювання роботи ущільнення пакера за різних величин коефіцієнтів тертя з використанням осесиметричної моделі.

В результаті проведеного імітаційного моделювання отримано розподіл переміщень, еквівалентних напружень, деформацій та контактної тиску за різних коефіцієнтів тертя між манжетами пакера та обсадною колоною. Встановлено, що при збільшенні коефіцієнта тертя відбувається вихід з контакту першої (зверху) ущільнювальної манжети (утворюється зазор між її внутрішньою поверхнею і штоком пакера). Це призводить до зменшення герметизуючої здатності пакера. Щодо розподілу еквівалентних напружень за різних величин коефіцієнтів тертя (між манжетами пакера та обсадною колоною), то за коефіцієнта величиною 0 максимальні напруження виникають у трубі обсадної колони і їх значення складають 400 МПа. За коефіцієнта тертя 0,3 – величини еквівалентних напружень сягають 530 МПа. Результати імітаційного моделювання дають чітке розуміння, що для забезпечення герметичності ущільнення пакера слід при його збиранні знижувати величину коефіцієнта тертя на поверхнях контакту всіх деталей, застосовуючи для цього відповідні мастильні матеріали.

Література

1. Dorokhov M., Kostriba I., Biletskyi V. Experimental research on the sealing ability of borehole packers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 4, No 8(82). P. 56–62. DOI: [10.15587/1729-4061.2016.74831](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.74831) (Scopus).
2. Дорохов М. А., Костриба І. В. Дослідження герметизаційної здатності гумових ущільнень устьових випробувальних пакерів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 2 (59). С. 22–30.
3. Дорохов М. А. Дослідження механічних властивостей гумових ущільнень свердловинних пакерів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2014. № 2 (37). С. 111–119.
4. Дорохов М. А., Костриба І. В. Розробка свердловинного пакера для випробування устьового та противикидного обладнання. *Нафтогазова енергетика*. 2016. № 1(25). С. 12–21.
5. Dorokhov M. Kostriba I. A new approach to the calculation of rubber seals downhole packer. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2014. Vol. 2(3). P. 58–63.
6. Huei-Huang Lee Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14. Jun 2012.
7. Дырда В. И., Гребенюк С. Н., Гоменюк С. И. Аналитические и численные методы расчета резиновых деталей: Монография. Днепропетровск-Запорожье, 2012. 370 с.
8. Васько В. Н., Гребенюк С. Н., Решевская Е. С., Дорохов М. А. Расчет эластомерной манжеты в условиях нелинейного деформирования. *Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр.* Днепропетровск, 2015. № 121. С. 239–245.
9. Baart P., Lugt M., Procash B. On the Normal Stress Effect in Grease-Lubricated Bearing Seals. *Tribology Transactions*. 2014. Vol. 57. Iss. 5. P. 939–943. DOI: [10.1080/10402004.2014.935120](https://doi.org/10.1080/10402004.2014.935120)
10. Buyalich G. D., Buyalich K. G. Modeling of Hydraulic Power Cylinder Seal Assembly Operation. *Mining 2014: Taishan Academic Forum – Project on Mine Disaster Prevention and Control: Chinese Coal in the Century: Mining, Green and Safety (17–20 October 2014, Qingdao)*. Amsterdam, 2014. P. 167–170. DOI: [10.2991/mining-14.2014.26](https://doi.org/10.2991/mining-14.2014.26)
11. Gölz J., Bauer F., Haas W. Experimental Study on the Sealing Mechanism of Bidirectional PTFE Lip Seals. *Tribology Transactions*. 2014. Vol. 57. Iss. 5. P. 866–870. DOI: [10.1080/10402004.2014.918236](https://doi.org/10.1080/10402004.2014.918236)
12. Huang Y., Slant R. Simulation of the Effects of a Plunge Ground Rod on Hydraulic Rod Seal Behavior. *Tribology Transactions*. 2013. Vol. 56. Iss. 6. P. 986–996. DOI: [10.1080/10402004.2013.807531](https://doi.org/10.1080/10402004.2013.807531)
13. Belforte G., Ivanov A., Manuello Bertetto A. Experimental Method for Investigating Air Leakage in Rodless Cylinders. *Experimental Techniques*. 2013. Vol. 37. Iss. 3. P. 73–82. DOI: [10.1111/ext.12039](https://doi.org/10.1111/ext.12039)
14. Sukumar T., Subramanian M., Subramanian S. K. Design and Optimization of Lip Seal for Air Braking System. *SAE Technical Paper*. 2015. DOI: [10.4271/2015-26-0215](https://doi.org/10.4271/2015-26-0215)

15. Myshkin N., Kovalev A., Spaltman D. Contact Mechanics and Tribology of Polymer Composites. *Journal of Applied Polymer Science*. 2014. Vol. 131. Iss. 3. DOI: [10.1002/app.39870](https://doi.org/10.1002/app.39870)

16. Baart P., Lugt P.M., Prackash B. Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil- and grease-lubricated radial lip seals. *Journal of 152 Engineering Tribology*. 2009. Vol. 223. Iss. 3. P. 347–358. DOI: [10.1243/13506501JET473](https://doi.org/10.1243/13506501JET473)

References

1. Dorokhov M., Kostriba I., Biletskyi V. Experimental research on the sealing ability of borehole packers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 4, No 8(82). P. 56–62. DOI: [10.15587/1729-4061.2016.74831](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.74831) (Scopus).

2. Dorokhov M. A., Kostryba I. V. Doslidzhennia hermetyzatsiinoi zdatnosti humovykh ushchilnen ustovykh vyprobuvalnykh pakeriv. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*. 2016. No 2 (59). P. 22–30. [in Ukrainian]

3. Dorokhov M. A. Doslidzhennia mekhanichnykh vlastyvostei humovykh ushchilnen sverdlovyvnykh pakeriv. *Naukovyi visnyk Ivano-Frankivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu nafty i hazu*. 2014. No 2 (37). P. 111–119. [in Ukrainian]

4. Dorokhov M. A., Kostryba I. V. Rozrobka sverdlovyvnoho pakera dlia vyprovuvannia ustovoho ta protyvykydnoho obladnannia. *Naftohazova enerhetyka*. 2016. No 1(25). P. 12–21. [in Ukrainian]

5. Dorokhov M., Kostriba I. A new approach to the calculation of rubber seals downhole packer. *Collection of scientific articles «Energy, energy saving and rational nature use»*. 2014. Vol. 2(3). P. 58–63.

6. Huei-Huang Lee Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14. Jun 2012.

7. Dyirda V. I., Grebenyuk S. N., Gomenyuk S. I. Analiticheskie i chislennyye metodyi rascheta rezinovykh detaley. Monografiya. Dnepropetrovsk-Zaporozhe, 2012. 370 p. [in Russian]

8. Vasko V. N., Grebenyuk S. N., Reshevskaya E. S., Dorokhov M. A. Raschet elastomernoy manzhetyi v usloviyah nelineynogo deformirovaniya. *Geotekhnicheskaya mehanika: Mezhd. sb. nauchn. tr.* Dnepropetrovsk, 2015. No 121. P. 239–245. [in Russian]

9. Baart P., Lugt M., Prackash B. On the Normal Stress Effect in Grease-Lubricated Bearing Seals. *Tribology Transactions*. 2014. Vol. 57. Iss. 5. P. 939–943. DOI: [10.1080/10402004.2014.935120](https://doi.org/10.1080/10402004.2014.935120)

10. Buyalich G. D., Buyalich K. G. Modeling of Hydraulic Power Cylinder Seal Assembly Operation. *Mining 2014: Taishan Academic Forum – Project on Mine Disaster Prevention and Control: Chinese Coal in the Century: Mining, Green and Safety* (17–20 October 2014, Qingdao). Amsterdam, 2014. P. 167–170. DOI: [10.2991/mining-14.2014.26](https://doi.org/10.2991/mining-14.2014.26)

11. Gözl J., Bauer F., Haas W. Experimental Study on the Sealing Mechanism of Bidirectional PTFE Lip Seals. *Tribology Transactions*. 2014. Vol. 57. Iss. 5. P. 866–870. DOI: [10.1080/10402004.2014.918236](https://doi.org/10.1080/10402004.2014.918236)

12. Huang Y., Slant R. Simulation of the Effects of a Plunge Ground Rod on Hydraulic Rod Seal Behavior. *Tribology Transactions*. 2013. Vol. 56. Iss. 6. P. 986–996. DOI: [10.1080/10402004.2013.807531](https://doi.org/10.1080/10402004.2013.807531)

13. Belforte G., Ivanov A., Manuello Bertetto A. Experimental Method for Investigating Air Leakage in Rodless Cylinders. *Experimental Techniques*. 2013. Vol. 37. Iss. 3. P. 73–82. DOI: [10.1111/ext.12039](https://doi.org/10.1111/ext.12039)

14. Sukumar T., Subramanian M., Subramanian S. K. Design and Optimization of Lip Seal for Air Braking System. *SAE Technical Paper*. 2015. DOI: [10.4271/2015-26-0215](https://doi.org/10.4271/2015-26-0215)

15. Myshkin N., Kovalev A., Spaltman D. Contact Mechanics and Tribology of Polymer Composites. *Journal of Applied Polymer Science*. 2014. Vol. 131. Iss. 3. DOI: [10.1002/app.39870](https://doi.org/10.1002/app.39870)

16. Baart P., Lugt P.M., Prackash B. Review of the lubrication, sealing, and pumping mechanisms in oil- and grease-lubricated radial lip seals. *Journal of 152 Engineering Tribology*. 2009. Vol. 223. Iss. 3. P. 347–358. DOI: [10.1243/13506501JET473](https://doi.org/10.1243/13506501JET473)