

УДК 622.276.054

## ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ CAD/FEA ДЛЯ РОЗРАХУНКУ І ОПТИМІЗАЦІЇ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАФТОГАЗОВОГО ОБЛАДНАННЯ

В.Б. Коней

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 4-30-24,  
e-mail: vkopey@rambler.ru

*Розглядаються можливості об'єднання систем автоматизованого проектування CAD та скінченно-елементного аналізу FEA для проектування і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання. Наведено приклади розрахунків різних конструкцій муфтового різьбового з'єднання насосних штанг, замкового різьбового з'єднання бурильних труб, муфтового різьбового з'єднання гладких труб НКТ.*

Ключові слова: система автоматизованого проектування, система скінченно-елементного аналізу, оптимізація, різьбове з'єднання, різьбове з'єднання насосних штанг, замкове різьбове з'єднання бурильних труб, різьбове з'єднання насосно-компресорних труб

*Рассматриваются возможности объединения систем автоматизированного проектирования CAD и конечно-элементного анализа FEA для проектирования и оптимизации резьбовых соединений нефтегазового оборудования. Приведены примеры расчетов разных конструкций муфтового резьбового соединения насосных штанг, замкового резьбового соединения бурильных труб, муфтового резьбового соединения гладких труб НКТ.*

Ключевые слова: система автоматизированного проектирования, система конечно-элементного анализа, оптимизация, резьбовое соединение, резьбовое соединение насосных штанг, замковое резьбовое соединение бурильных труб, резьбовое соединение насосно-компрессорных труб

*Capabilities of association of computer-aided design (CAD) and finite-element analysis (FEA) are examined for design and optimization of thread connections of oil and gas equipment. The examples of calculations of different designs of thread connection of sucker rods, tool-joint thread connection of drill pipes, thread connection of tubing are considered.*

Keywords: computer-aided design, finite-element analysis, optimization, thread connection, thread connection of sucker rods, tool-joint thread connection of drill pipes, thread connection of tubing

Комп'ютеризовані системи автоматизованого проектування (Computer Aided Design (CAD)) дають змогу зменшити тривалість, трудомісткість проектування, підвищити якість проектованої продукції. Сьогодні найбільш популярними є такі системи як Pro/ENGINEER®, CATIA®, Unigraphics®, SolidWorks®, Solid Edge®, AutoCAD®, Компас 3D® та безкоштовна Salome®. Поеднання CAD з комп'ютеризованою системою скінченно-елементного аналізу (Finite Element Analysis - FEA) дає широкі можливості параметричної оптимізації конструкції. FEA реалізує метод скінченних елементів (МСЕ) – ефективний чисельний метод розв'язування рівнянь математичної фізики. МСЕ на даний час широко застосовується для розв'язування різноманітних задач механіки деформівного твердого тіла, електромагнетизму, гідрогазодинаміки та термодинаміки. На практиці МСЕ може бути ефективно реалізованим програмою, в якій автоматизуються всі етапи розв'язування задачі, починаючи з формування мережі скінченних елементів, закінчуючи обчисленням напружень, деформацій та інших величин. Це, наприклад, відомі програми Ansys®, Nastran®, Abaqus®, Comsol®, модуль SolidWorks COSMOSWorks®, та велика кількість безкоштовних і умовно-безкоштовних програм (наприклад, Code\_Aster®).

Можливі декілька варіантів взаємодії програми параметричного тривимірного моделю-

вання CAD з програмою скінченно-елементного аналізу FEA (рис. 1).

Перший рівень такої взаємодії - це підтримка програмами CAD/ FEA експорту та імпорту моделей в нейтральних форматах даних. Наприклад, це формати ACIS, IGES, STEP, 3D XML, VRML, AutoCAD DXF (формат двовимірних ескізів).

Другий рівень – це взаємодія програм на рівні інтерфейсів програмування. Інтерфейс прикладного програмування (API) системи CAD або FEA призначений для створення прикладних програм і автоматизації роботи. Наприклад, API SolidWorks застосовує об'єктно-орієнтований підхід, технологію COM і включає багато програмних компонентів (об'єктів) для роботи з прикладною програмою, моделлю, збиранням, ескізом, кресленням, елементами, інтерфейсом користувача та іншими частинами SolidWorks. Продемонструємо, як інтерфейс програмування FEA системи Abaqus може забезпечити доступ до API SolidWorks, використовуючи технологію програмування COM. На рисунку 2 зображено код сценарію Abaqus на мові Python, який змінює значення параметра активного документа (3D моделі) SolidWorks.

Третім рівнем взаємодії CAD/ FEA є програмні модулі FEA, повністю інтегровані з CAD програмою. Прикладом такої інтеграції є система **SolidWorks/CosmosWorks** або **Catia/Abaqus for Catia**. Часто розробники сис-

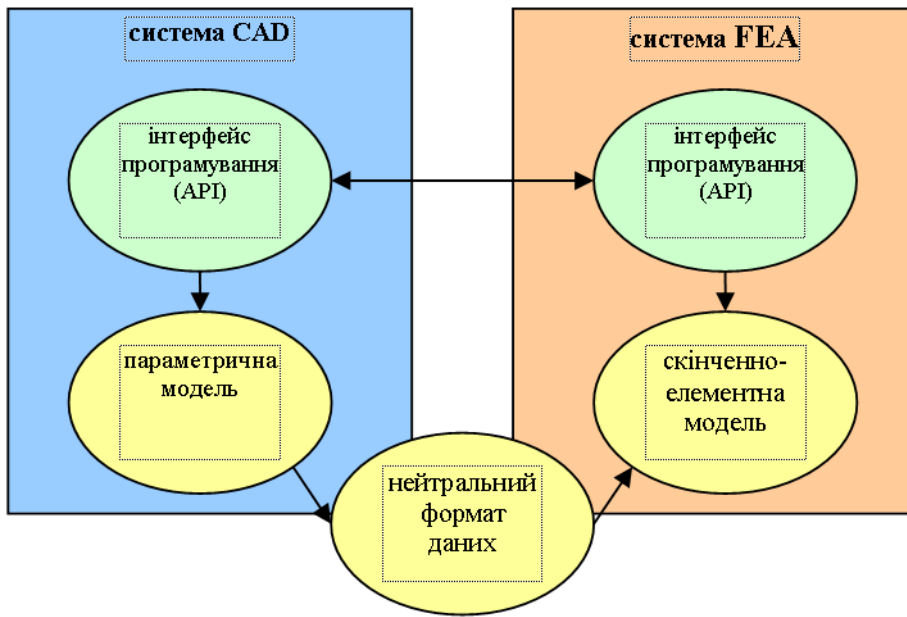


Рисунок 1 – Схема взаємодії систем CAD/ FEA

```
# -*- coding: koi8-u -*-
import win32com.client # імпортувати модуль win32com.client
swApp = win32com.client.Dispatch("SldWorks.Application") # створити
об'єкт COM SldWorks.Application
Part=swApp.ActiveDoc #активний документ SolidWorks
# змінити значення параметра "D1@Extrude1" на 10 мм
Part.Parameter("D1@Extrude1").SystemValue = 10.0/1000
Part.EditRebuild # перебудувати модель
```

Рисунок 2 – Код сценарію Abaqus на мові Python

тем FEA розробляють так звані асоціативні інтерфейси до різних CAD систем. Такий інтерфейс дає змогу автоматично перебудовувати модель в системі FEA за будь-яких змін моделі в системі CAD. Це, наприклад, асоціативні інтерфейси Ansys і Abaqus для SolidWorks, Catia та Pro/ENGINEER.

Одна з головних переваг системи автоматизованого проектування CAD/FEA – можливість вибору оптимального рішення. Робота даної системи CAD/FEA може бути виконана за принципом послідовних наближень, або шляхом перебору всіх можливих варіантів вхідних даних, записування у базу даних вихідних даних і їх подальшого аналізу. Спочатку приймаються початкові значення вхідних параметрів (значення параметрів тривимірної моделі та зовнішніх навантажень, характеристики матеріалу). Ці дані поступають в блок аналізу тривимірної моделі, або блок розв'язку МСЕ. Звідти вихідні дані (інтегральні геометричні параметри моделі, значення напружень, деформацій тощо) поступають в блок обмежень, де виконується їх перевірка на задані умови і приймається рішення про перехід до наступного наближення або про завершення ітерації.

Продемонструємо взаємодію систем CAD/FEA на прикладі розрахунку і оптимізації різбових з'єднань нафтогазового обладнання. Зокрема система CAD/FEA уможливіло розв'язання таких задач:

1. Оптимізація геометричних параметрів різбового з'єднання (оптимізація профілю різби, довжини згвинчування, довжини і форми розвантажувальних канавок, радіусів скруглення, фасок), оптимізація нових конструкцій (зі вставним витком, гайкою розтягу-стиску, спеціальним профілем), обґрунтування допусків з'єднання.

2. Оптимізація матеріалів з'єднання, в тому числі характеристик пластичності і ортотропії матеріалу (оптимізація відношення модуля пружності болта до модуля пружності гайки, оптимізація залишкових напружень різби болта та матеріалу покриття, оптимізація технології формування різби, оптимізація з'єднань з композиційних матеріалів).

3. Оптимізація зусилля згвинчування.

4. Розрахунок довговічності з'єднання з втомною тріщиною та іншими дефектами.

Ці оптимізаційні обчислення можуть виконуватись за критеріями:

1) статичної і втомної міцності з'єднання, зменшення концентрації напружень в різьбі, рівномірності навантаження вздовж витків різби, величини навантаження на перші витки, критеріями механіки руйнування, міцності до ударних навантажень.

Наприклад, коефіцієнт запасу втомної міцності в точці може бути виражений так:

Таблиця 1 – Скінченно-елементні моделі різьбових з’єднань

Характеристики	Моделі різьбових з’єднань			
	тривимірні		двовимірні	
	з гвинтовою різьбою	з квазі-різьбою	плоскі	осесиметричні
Реалістичність моделювання	дуже висока	висока	середня	низька
Можливість моделювання навантажень	будь-які	окрім тангенційних	в площині моделі	симетричні відносно осі
Відношення обчислювальна трудомісткість/точність	велике	велике	мале	найменше

$$n = \frac{\sigma_N - m \cdot \sigma_m}{\sigma_a},$$

де:  $\sigma_m$  – середнє нормальне напруження (МПа);  
 $\sigma_a$  – амплітуда напружень за критерієм Мізеса (МПа),  
 $\sigma_N$  – границя витривалості (МПа),  
 $m$  – коефіцієнт чутливості матеріалу до несиметрії циклу.

2) зносостійкості, захисту від механічного спрацювання різьби та інших поверхонь з’єднання.

3) зусилля згвинчування, вібрацій і динамічних навантажень, які призводять до самовідгвинчування або заїдання з’єднання.

4) герметичності з’єднання.

З метою аналізу і оптимізації різьбових з’єднань системи FEA уможливають розв’язання задач: статичних, визначення власних частот, динамічних і дуже нелінійних перехідних динамічних задач. При цьому скінченно-елементні моделі різьбових з’єднань можуть бути пружними (лінійними) і пластичними (нелінійними), без моделювання контакту (лінійні) і з моделюванням контакту (нелінійні).

Залежно від мети моделювання моделі різьбових з’єднань в системі CAD/FEA можна поділити на тривимірні, плоскі і осесиметричні (таблиця 1). У тривимірній моделі МСЕ розв’язується просторова задача, а в плоскій і осесиметричній – двовимірна. Тривимірна модель є більш реалістичною, наприклад, дає змогу моделювати асиметричні навантаження і геометрію. Деколи для спрощення тривимірної моделі замість гвинтової поверхні різьби використовується квазірізьба – поверхня обертання. Плоска і осесиметрична моделі потребують меншої кількості скінченних елементів, тому володіють меншою обчислювальною трудомісткістю і дають змогу створювати сітку з дуже дрібним кроком, що суттєво підвищує точність розрахунку.

Спосіб моделювання згвинчування різьбового з’єднання залежить від мети аналізу, виду самого з’єднання, моделі (тривимірна чи осесиметрична) і можливостей CAD/FEA системи. Моделювати згвинчування можна, наприклад:

1) моментом згвинчування в тривимірній моделі з гвинтовою різьбою. Рекомендований момент згвинчування може бути обчислений за відомою формулою

$$M \approx 0.5F_0d_2 \left( \frac{p}{\pi d_2} + f / \cos(\alpha / 2) \right),$$

де:  $F_0$  – сила згвинчування:  $F_0 = \sigma_0 \frac{\pi d_1^2}{4}$ ,

$\sigma_0 = 0.6\sigma_m$  – напруження в ніпелі,  $d_1, d_2$  – внутрішній і середній діаметр різьби,  $p$  – крок,  $\alpha$  – кут профілю,  $f$  – коефіцієнт тертя.

2) зміщенням контактних поверхонь. Для цього виконується осьове видовження опорної поверхні з’єднання, або зміщення різьбової поверхні на відстань, кратну кроку різьби:

$$\Delta l = \frac{p \cdot d_c}{\pi \cdot D_f},$$

де:  $d_c$  – колове зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні,  $D_f$  – діаметр кола, на якому фіксується зміщення  $d_c$ .

3) болтовим навантаженням (bolt load), яке прикладається до поперечного перетину болта (або гайки) і імітує силу затягування чи видовження болта (скорочення гайки)  $\Delta l$ . Існує в багатьох системах FEA.

4) температурною деформацією  $\Delta l$  частини з’єднання з заданим коефіцієнтом лінійного розширення в осьовому напрямку.

5) шляхом задавання поля деформації згвинченого з’єднання.

На рисунку 3 зображено результати розрахунку осесиметричних моделей стандартних муфтових різьбових з’єднань насосних штанг діаметром 19, 22, 25 мм (ГОСТ 13877-96) в Abaqus. Для полегшення зміни параметрів моделі, вона автоматично будується за допомогою розробленої програми API Abaqus на мові Python. Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з’єднання, розміри моделі різьби ніпеля повинні бути мінімально допустимі згідно ГОСТ, а розміри різьби муфти – максимально допустимі. Моделюються характеристики пластичності матеріалу (сталь 20Н2М нормалізована) та контакт деталей. Зусилля згвинчування моделювалось за допомогою функції bolt load – задавалось видовження опорної частини муфти на величину  $\Delta l=0,1$ мм. З’єднання навантажувалось силою розтягу, яка відповідає напруженню в тілі штанги 276 МПа. Ці результати узгоджуються з даними, отриманими за допомогою інших систем FEA [1, 4, 7, 8, 9].

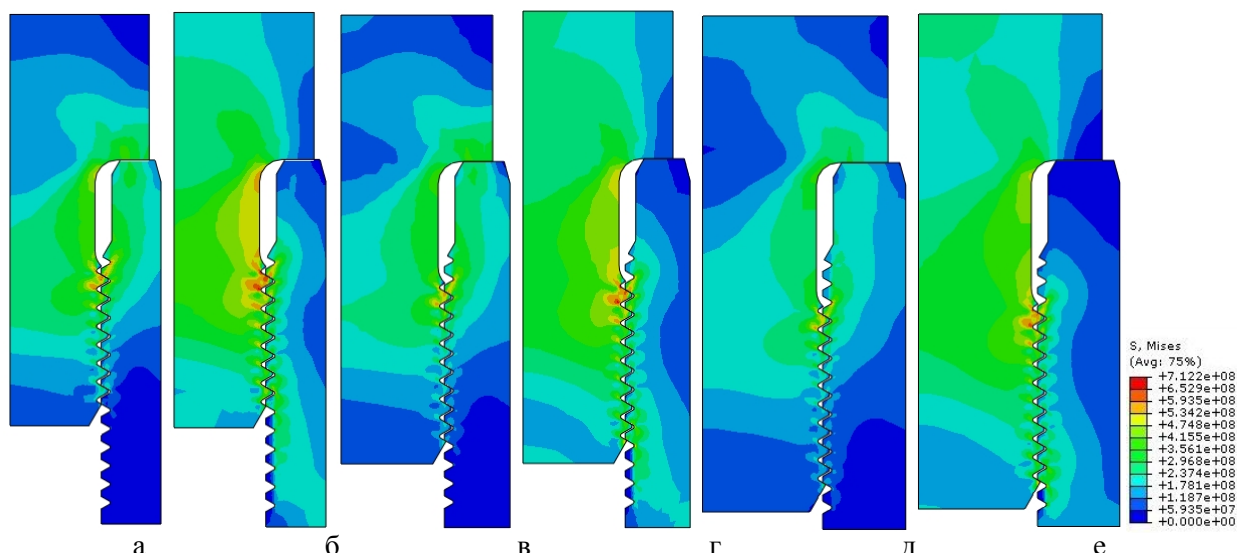
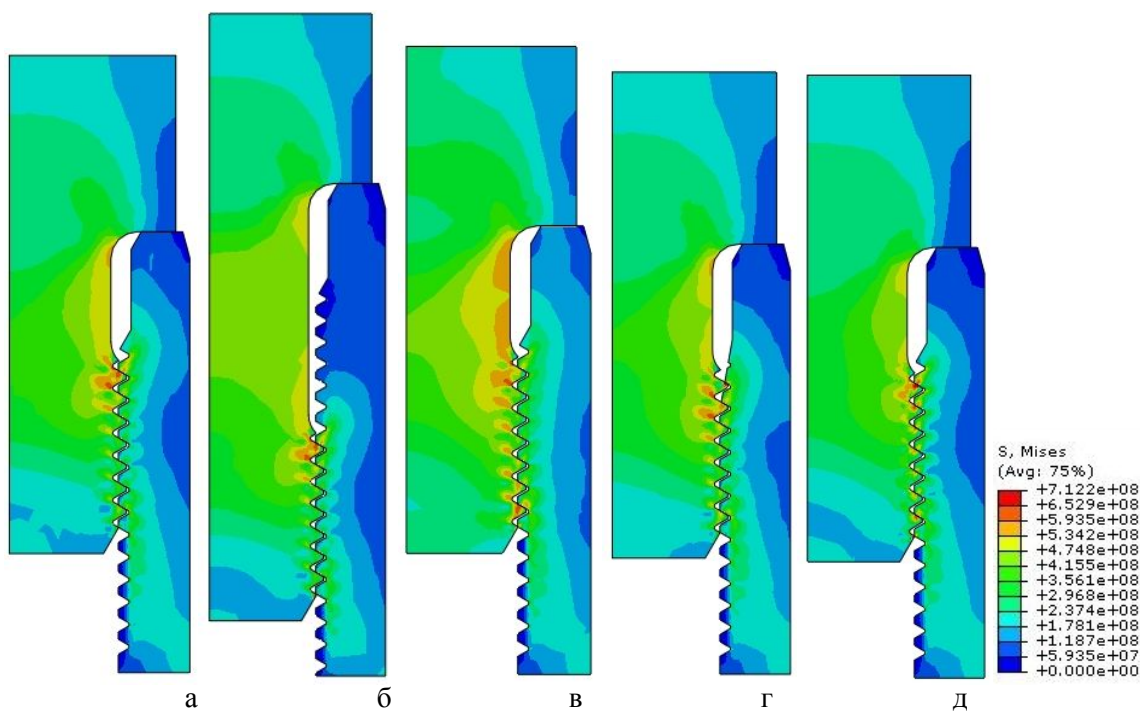


Рисунок 3 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з’єднанні штанг діаметром 19мм (а, б), 22мм (в, г) і 25мм (д, е) під дією зовнішнього навантаження 0 МПа (а, в, д) і 276 МПа (б, г, е) і величини згвинчування  $\Delta l=0.1\text{мм}$



а – стандартне, б – зарізьбова канавка довжиною 30мм ( $\Delta l=0.134\text{мм}$ ), в – крок різьби муфти 2,545мм, г – кут зрізу перших витків різьби муфти  $10^\circ$ , д – кут профілю різьби ніпеля  $65^\circ$   
 Рисунок 4 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з’єднанні штанг діаметром 19 мм під дією зовнішнього навантаження 276 МПа і величини згвинчування  $\Delta l=0.1\text{мм}$

Моделювались також з’єднання з подовженою удвічі зарізьбовою канавкою, збільшеним на 0,005 мм кроком різьби муфти, зі зменшеним утричі кутом зрізу перших витків різьби муфти і зі збільшеним на  $5^\circ$  кутом профілю різьби ніпеля (рис. 4). Помітно, що збільшення кроку різьби муфти не зменшує напруження у перших впадинах різьби ніпеля, але вирівнює його вздовж витків (рис. 4в). У з’єднанні з подовженою зарізьбовою канавкою дещо зменшуються напруження, навіть після збільшення

величини згвинчування  $\Delta l$  до 0,134мм (рис. 4б). Суттєве зменшення напружень у перших впадинах різьби ніпеля спостерігається при корекції перших витків різьби муфти (рис. 4г) і збільшенні кута профілю різьби ніпеля (рис. 4д).

На рис. 5 зображено тривимірну модель з’єднання насосних штанг зі спрацьованою муфтою [4, 9]. Модель створювалась в системі SolidWorks/COSMOSWorks. Тут 1 – спрацьована ділянка муфти, 2 – різьба. Зусилля згвинчування моделювалось шляхом прикладання до

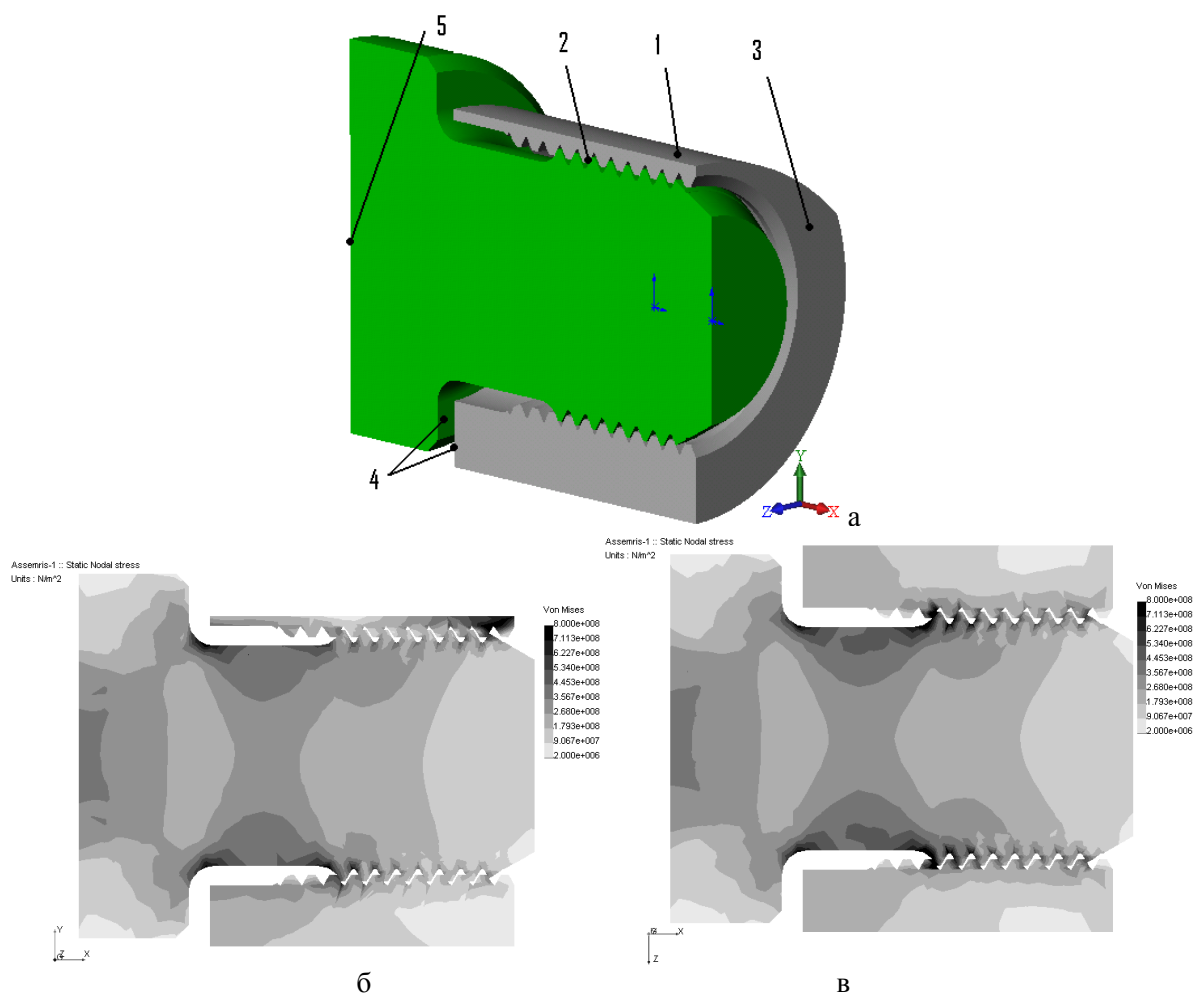


Рисунок 5 – Тривимірна параметрична модель з'єднання зі спрацьованою муфтою (а) та розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) при нерівномірному спрацюванні муфти глибиною 6 мм і зовнішньому навантаженні  $p=276$  МПа: б – вигляд збоку; в – вигляд згори

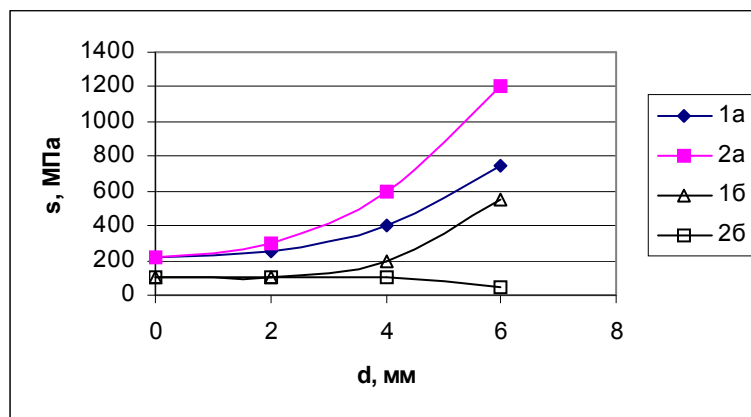
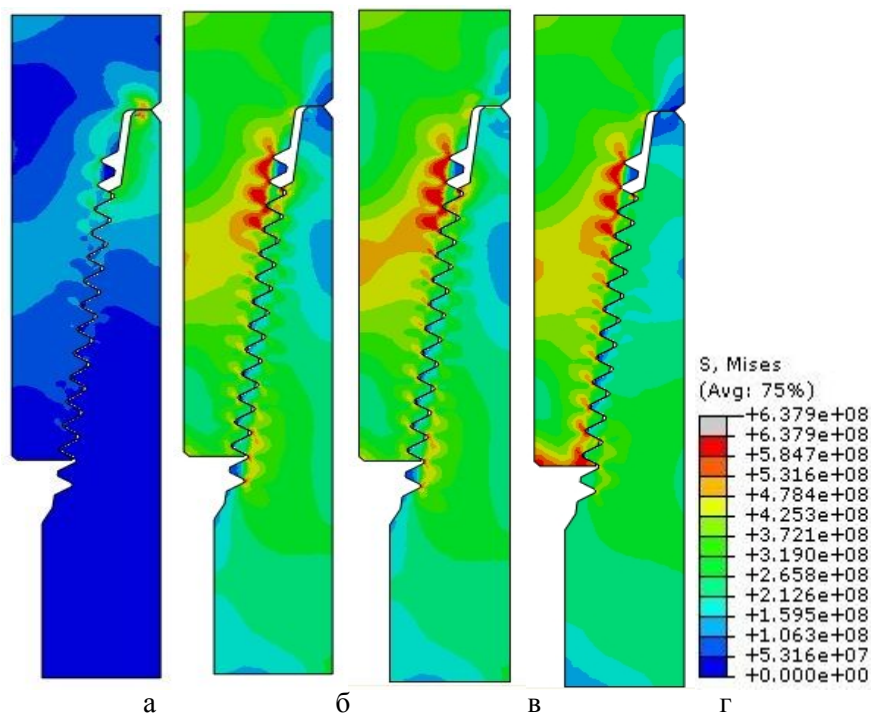


Рисунок 6 – Залежність напружень за критерієм Мізеса в останній робочій впадині різьби муфти при нерівномірному (1) і рівномірному (2) спрацюванні муфти від величини спрацювання  $d$ : а –  $p=276$  МПа; б –  $p=0$  МПа

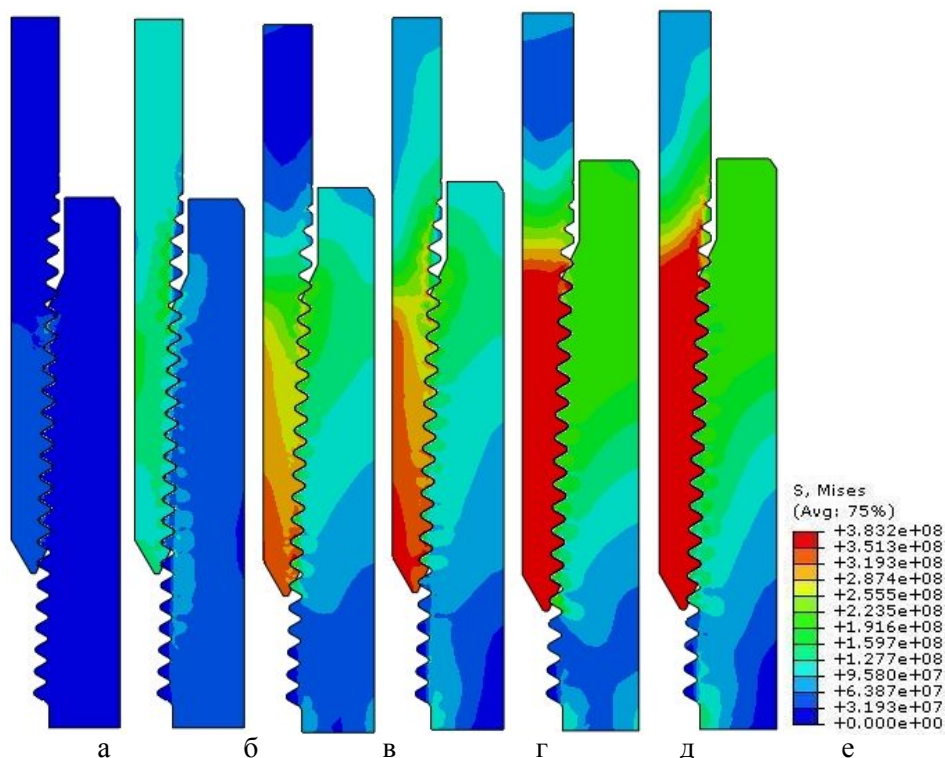
торця муфти і упорного торця ніпеля 4 навантаження, яке відповідає зусиллю на стику з'єднання  $F_v$  під дією зовнішнього навантаження  $p$ . Навантаження і граничні умови задавались на поверхнях 5, 3. Результати розрахунку пружної моделі свідчать, що глибоке нерівномірне спрацювання муфти може призвести до суттєвого перерозподілу навантажень у з'єднанні та

підвищення напружень в перших витках ніпеля. Тому, для забезпечення рівномірного спрацювання, бажаним є застосування штангообертача [4]. На рисунку 6 зображено залежність еквівалентних напружень в останній робочій впадині різьби спрацьованої муфти від величини спрацювання.



*a* – навантаження 0 МН,  $\Delta l=0.1$ мм; *б* – навантаження 1 МН,  $\Delta l=0.1$ мм; *в* – навантаження 1 МН,  $\Delta l=0.2$ мм; *г* – навантаження 1 МН,  $\Delta l=0.1$ мм, муфта з пластичнішого матеріалу

Рисунок 7 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в замковому різьбовому з’єднанні 3-66 замка ЗН-80



*а,б* – 6,5мм; *в,г* – 3,325мм; *д,е* – 0,15мм

Рисунок 8 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в муфтовому різьбовому з’єднанні НКТ з умовним діаметром 114мм без зовнішнього навантаження (*а, в, д*) і при навантаженні, яке створює напруження розтягу в тілі труби 100 МПа (*б, г, е*), при різних значеннях натягу

На рисунку 7 зображено розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в осесиметричній моделі замкового різьбового з'єднання 3-66 бурового замка 3Н-80 з нормальним прохідним отвором (ГОСТ 5286-75), згвинченого оптимальним крутним моментом ( $\Delta l=0.1$  мм), при зовнішньому навантаженні 0 Н і 1 МН. Розрахунок проводився в середовищі Abaqus з врахуванням тертя між поверхнями контакту і пластичності матеріалу (нелінійна задача). Збільшення величини згвинчування (рис. 7в) і застосування муфти з пластичнішого матеріалу (рис. 7г) дещо вирівнює напруження у впадинах різьби ніпеля, але й майже не змінює їх у перших впадинах. Подібні результати були отримані за допомогою інших систем FEA [2, 3, 9].

На рисунку 8 зображено розподіл еквівалентних напружень в осесиметричній пластичній моделі муфтового різьбового з'єднання гладких труб НКТ умовним діаметром 114 мм (ГОСТ 633-80), згвинченого з натягами 6,5 мм, 3,325 мм, 0,15 мм і при зовнішньому навантаженні, яке створює напруження в тілі труби 100 МПа. Модель розроблена в Abaqus. Зусилля згвинчування моделювалось шляхом зміщення муфти в осьовому напрямку на величину, кратну кроку різьби. Моделювання дає змогу виявити розподіл навантажень та зазорів між витками різьби, які характеризують монолітність з'єднання, і тому можуть бути критеріями руйнування, розгвинчування та втрати герметичності з'єднання [5, 6, 9].

### Висновки

Для масштабного дослідження і оптимізації різноманітних різьбових з'єднань важливіми є розрахункові можливості системи FEA. Проте принципова схема такого дослідження включає ще й ітераційний процес: зміна параметричної моделі в CAD, експорт моделі в FEA, розрахунок моделі в FEA. Тому під час вибору систем CAD/FEA, слід виходити з наявності в них інтерфейсів програмування або асоціативного інтерфейсу. Враховуючи це, ефективним є використання системи SolidWorks®/Abaqus®.

### Література

- 1 Копей, В.Б. Скінченно-елементний аналіз муфтового різьбового з'єднання насосних штанг [Текст] / В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №2(7). – С.54-58.
- 2 Копей, Б.В. Моделювання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів [Текст] / Б.В.Копей, В.Б.Копей, М.В.Лисканич // Збірник праць 3-ї міжнародної науково-технічної конференції, 12-19 грудня 2004 р. – Хургада, Єгипет. – Хмельницький: ХНУ, 2005. – С.71-75.

3 Kopey, Bohdan. Tool-joint thread modeling by finite element method / Bohdan Kopey, Volodymyr Kopey, Mykhailo Lyskanych // Wiertnictwo, Nafta, Gaz. - 2005. - r.22/1. - P.201-204.

4 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.

5 Копей, Б.В. Використання скінченно-елементного методу для аналізу різьб насосно-компресорних труб [Текст] / Б.В.Копей, В.Б.Копей, С.Ф.Савула, В.В.Михайлюк // Сб. трудов V международ. науч.-технич. конф., 3-10 декабря 2006 г., "Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов", м. Шарм эль Шейх (Египет). – Хмельницький: ХНУ, 2006. – С.105-109.

6 Kopey, Bohdan. Finite-element analysis of the tubing thread / Bohdan Kopey, Volodymyr Kopey, Stanislaw Bebnarz, Stepan Savula // Wiertnictwo, Nafta, Gaz. - 2006. - r.23/2. - P.681-685.

7 Копей, Б.В. Моделювання різьб насосних штанг методом скінченних елементів [Текст] / Б.В.Копей, В.В.Михайлюк, В.Б.Копей // Анотації міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених "Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії", м. Івано-Франківськ, 16-20 вересня 2008 р. – Івано-Франківськ: Факел, 2008. – С.17.

8 Копей, В.Б. Аналіз способів підвищення ресурсу муфтового різьбового з'єднання насосних штанг [Текст] / В.Б. Копей // Анотації міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених "Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії", м. Івано-Франківськ, 16-20 вересня 2008 р. – Івано-Франківськ: Факел, 2008. – С.55.

9 Копей, Б.В. Використання методу скінченних елементів та тривимірного комп'ютерного моделювання для конструювання та оптимізації параметрів нафтогазового обладнання [Текст]: навчальний посібник / Б. В. Копей, В. Б. Копей – Івано-Франківськ: Факел, 2008 – 117 с.

Стаття постуила в редакційну колегію  
29.07.09

Рекомендована до друку професором  
Петриною Ю.Д.