

ТРИВИМІРНЕ КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

В.В. Гриців, І.І. Яциняк, С.І. Гладкий, І.М. Гойсан

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42002,
e-mail: grytsiv_vv@mail.ru*

Розроблено комп'ютерну модель замкового різьбового з'єднання Z-42 для оцінки напружено-деформованого стану. Пояснено основні принципи та етапи побудови досліджуваної моделі

Ключові слова: замкове різьбове з'єднання, тривимірна модель, напружено-деформований стан

Разработана компьютерная модель замкового резьбового соединения Z-42 для оценки напряженно-деформированного состояния. Объяснены основные принципы и этапы построения исследуемой модели.

Ключевые слова: замковое резьбовое соединение, трехмерная модель, напряженно-деформированное состояние

The computer model of the lock screw connection Z-42 is developed for an estimation of the is intense-deformed condition. Main principles and stages of construction of investigated model are explained.

Keywords: Castle fitting, three-dimensional model, the stress-strain state

У процесі буріння нафтових та газових свердловин бурильна колона піддається дії різноманітних детермінованих та випадкових навантажень, що призводить до втомних руйнувань елементів бурильної колони, а, відповідно, до аварій і ускладнень, на ліквідацію яких витрачаються значні кошти [1-6]. В роботах [3,7,8] проведено аналіз аварійності елементів бурильної колони, який засвідчив, що значна кількість аварій є наслідком руйнування саме різьбових з'єднань. Насамперед, це пов'язано з виникненням значних локальних напружень у різьбі. Так, в роботі [9] зазначено, що максимальне осьове напруження в зоні впадини різьби може в 5 разів перевищувати номінальне напруження. Отже, для забезпечення надійної роботи різьбового з'єднання в процесі експлуатації необхідно знати не тільки зовнішнє навантаження, але й дійсний розподіл напружень в різьбі.

Аналітичне визначення напружено-деформованого стану в різьбовому з'єднанні є однією з складних математичних і технічних проблем. Зазначена обставина обумовлена складними геометричними параметрами та граничними умовами з'єднання. Щоб визначити напружений стан, необхідно розв'язати складну просторову, контактну задачу. Тому багато дослідників для розрахунків напружень використовують спрощені моделі, які не дають змоги визначити їх дійсні значення.

В даний час, розвиток обчислювальної техніки та чисельних методів дають широкі можливості щодо розрахунку напружено-деформованого стану складних технічних об'єктів на основі створених тривимірних комп'ютерних моделей. Підвищення точності моделювання досягається за рахунок мінімізації спрощень, що використовуються в моделях і методах їх чисельного аналізу [10].

Одним із найбільш розповсюджених і ефективних методів чисельного аналізу розв'язання

інженерних та фізичних задач є метод скінченних елементів [10,11]. Це – один із варіаційних методів, який впродовж останніх десятиліть інтенсивно розвивається, що пов'язано, здебільшого, із розвитком можливостей сучасної обчислювальної техніки, багатопроцесорних систем і алгоритмів паралельного розрахунку, в тому числі і в області персональних комп'ютерів. Основними перевагами використання методу скінченних елементів при числовому аналізі досліджуваної конструкції деталі (механізму) є теоретичне доведення застосування даного підходу для задач механіки деформованого твердого тіла [10] і можливості використання нерегулярних розрахункових сіток скінченних елементів, що уможливають моделювання тіла складної геометричної форми із відповідною точністю.

Наведені вище приклади свідчать про необхідність переходу від спрощених розрахункових методик оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань до складних комп'ютерних моделей, які базуються на використанні методу скінченних елементів. Таким чином, актуальним є розроблення тривимірної комп'ютерної моделі різьбового з'єднання для оцінки його напружено-деформованого стану.

Існує значна кількість програмних продуктів нелінійного аналізу напружено-деформованого стану тривимірних об'єктів (Ansys, Ansys Workbench, Nastran, Cosmos/M, CosmosWorks, CosmosFlowWorks, ICEM CFD та інші), в яких реалізують методи скінченних елементів [10,12].

Із згаданих програмних продуктів як засіб моделювання різьбового з'єднання, вибрано програмний комплекс ANSYS Workbench. Вибір, в основному, пояснюється тим, що дана програма дає змогу моделювати роботу досліджуваної конструкції, враховуючи її геометрію, фізику моделюючого процесу, властивості матеріалів, експлуатаційні характеристики та інші

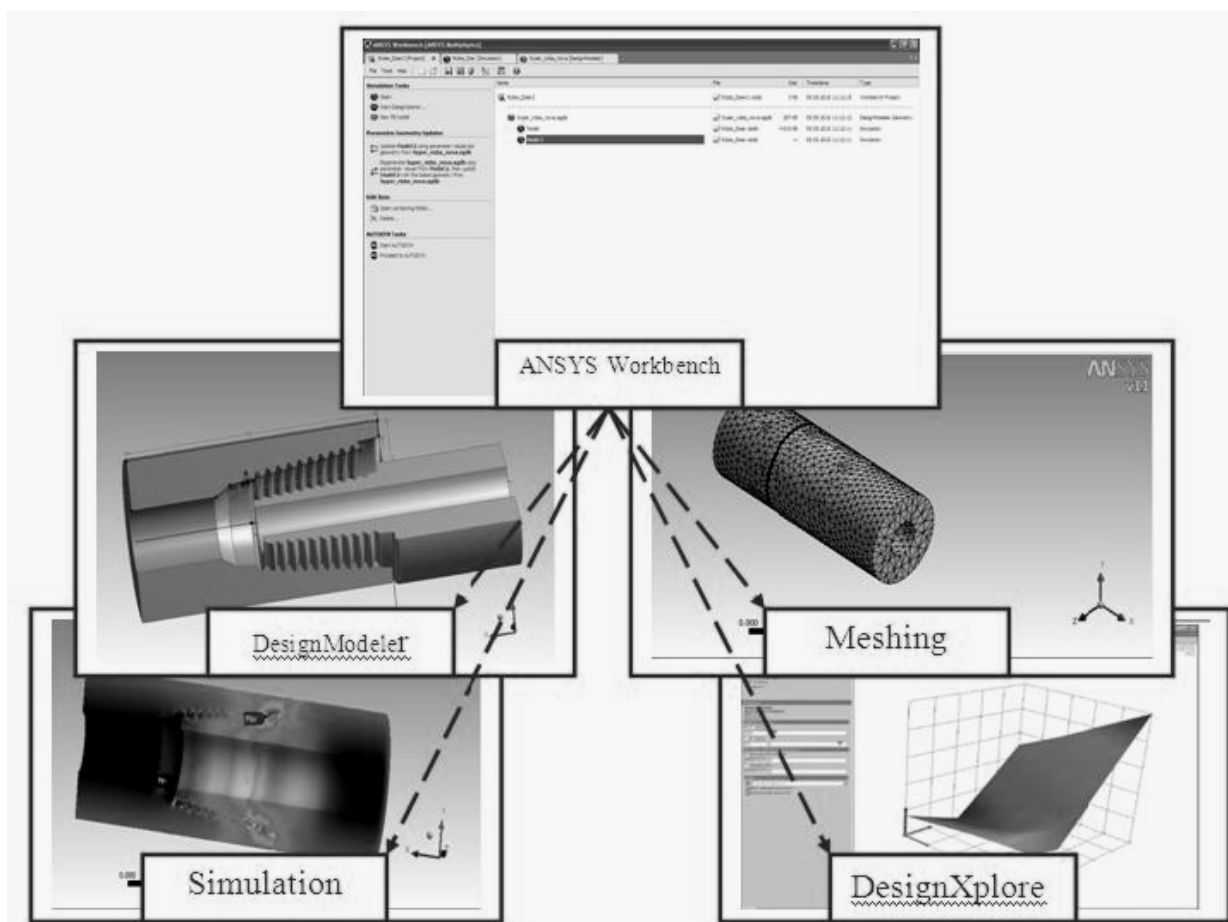


Рисунок 1 – Модулі ANSYS Workbench

вказані дослідником умови. Крім цього, ANSYS Workbench дозволяє поєднати всі етапи розв’язання задачі, починаючи з побудови досліджуваної моделі і закінчуючи оптимізацією конструкції на основі аналізу отриманих результатів.

До структури даної програми входять модулі для побудови, оцінки напружено-деформованого стану та параметричної оптимізації досліджуваної моделі (рис. 1):

- DesignModeler (модуль геометричної побудови);
- Meshing (модуль генерації сітки скінченних елементів);
- Simulation (модуль розрахунків та виведення їх результатів);
- DesignXplorer (модуль параметричної оптимізації).

Процедура типового розрахунку напружено-деформованого стану в ANSYS Workbench складається з таких етапів:

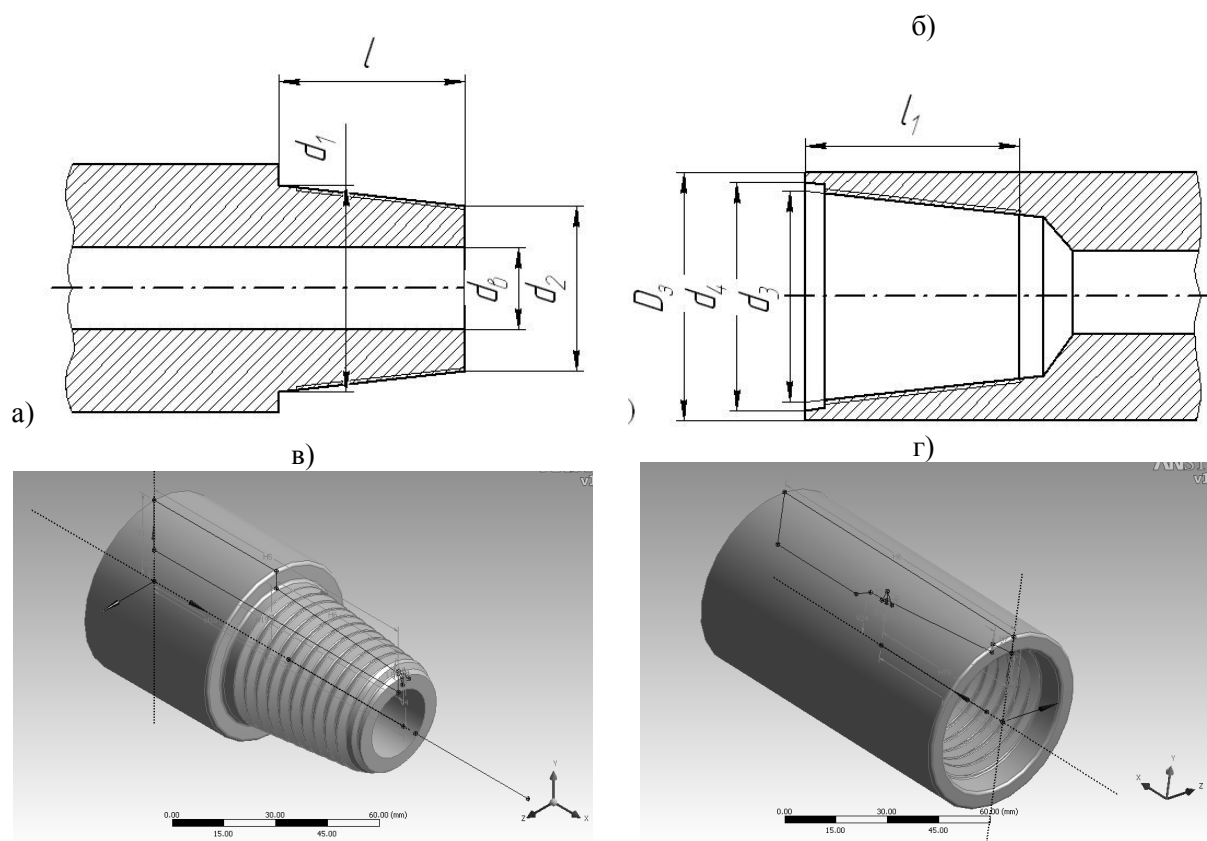
- побудова геометричної моделі;
- задання властивостей матеріалів;
- генерація сітки скінченних елементів;
- прикладання навантажень і закріплення моделі;
- вибір параметрів скінченно-елементного аналізу;
- перегляд результатів та їх аналіз.

Слід зауважити, що кожен етап є важливою ланкою дослідження моделі і допущення

помилки у будь-якому з них може призвести до неточних результатів обчислення в цілому. Тому перед виконанням кожного етапу слід ретельно обдумати всі переваги і недоліки моделі, вибрати оптимальне рішення, яке б задовольняло поставленому типу аналізу.

Побудова геометричної моделі – це один з основних етапів моделювання, який вимагає найбільших затрат часу користувача [13, 14]. Як було зазначено вище, програмний комплекс Ansys Workbench включає модуль розробки геометричних моделей DesignModeler. В даному модулі, побудовано тривимірну модель замкового різьбового з’єднання 3-42 (рис. 2 в, г).

Процес створення моделі починали з побудови 2d-ескізу (рис. 2 а, б) із відповідними його геометричними характеристиками (табл. 1). Після цього, створювали об’ємну модель на основі використання елементарних 3d-примітивів і виконання різних операцій між ними (табл. 2). У свою чергу, 3d-примітив будували на основі 2d-ескізу або ескізів. Модуль DesignModeler дає змогу створювати складні ескізи, які у будь-який момент можуть бути відредаговані і використані для створення об’ємного тіла. Сукупність 2d і 3d-примітивів мала структурну будову у вигляді дерева параметрів побудови, що відображає ієрархію побудови моделі і враховує послідовність операцій із можливістю редагування окремих примітивів.



*a, б – ескізи замкового різьбового з'єднання ніпеля та муфти відповідно;
в, г – об'ємні моделі різьбового з'єднання ніпеля та муфти відповідно*

Рисунок 2 – Замкове різьбове з'єднання 3-42

Таблиця 1 – Геометричні характеристики замкового різьбового з'єднання згідно з ГОСТ 7918-64

Різьба	Конусність	Геометричні розміри, мм									
		Крок	Середній діаметр в основній площині	ніпель				муфта			
				d ₁	d ₂	d _в	l	d ₃	d ₄	D ₃	l ₁ , не менше
3 - 42	1:5	4,233	40,808	45	35	22	50	40,616	46	57	53

Таблиця 2 – Опис операцій побудови тривимірної моделі замкового різьбового з'єднання

№ з/п	Операції зі створення моделі	Опис операції
1	Plane	Створення площини побудови
2	Myfta	Створення двовимірного ескізу
3	BodyOp	Редагування тривимірної моделі
4	Freeze	Виокремлення окремої деталі
5	Symmetry	Дзеркальне відображення симетричної частини деталі
6	FBlend	Створення плавних переходів (скруглень) двох поверхонь при заданому радіусі
7	Chamfer	Створення плоских переходів двох поверхонь
8	Sweep	Нарізання різьби замка
9	Revolve	Створення тіла шляхом повороту ескізу навколо осевої лінії

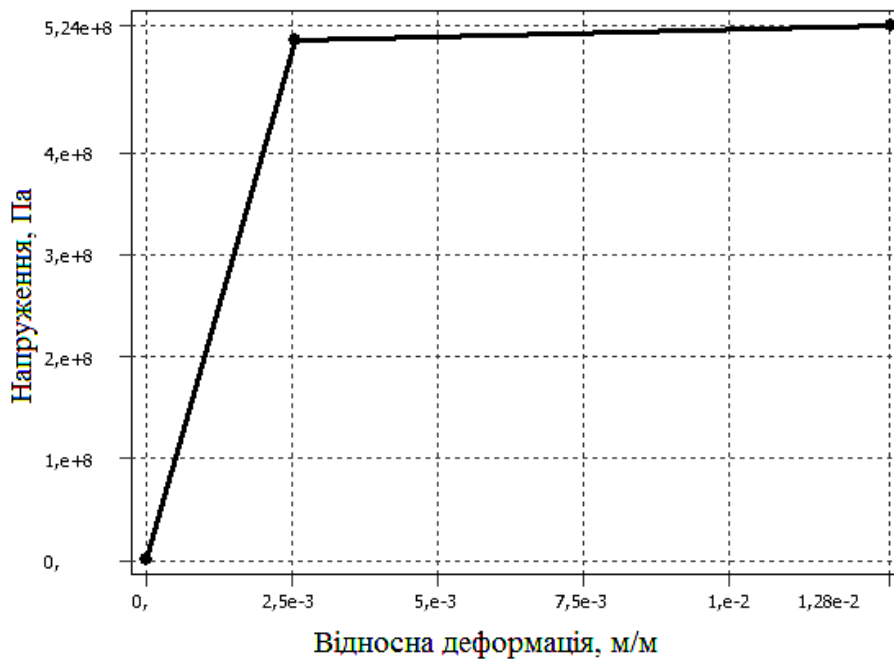


Рисунок 3 – Діаграма деформування сталі 40 ХН згідно моделі пластичного матеріалу із кінематичним зміцненням

Одним із основних умов адекватної оцінки напружено-деформованого стану замкового різьбового з'єднання є коректне моделювання поведінки сталі. У ході розв'язання даної задачі можна використовувати різноманітні математичні моделі нелінійної поведінки матеріалу з'єднання [15]. В даному випадку використовувалась модель пластичного матеріалу із кінематичним зміцненням, для якої застосовується білінійна апроксимація діаграми деформування матеріалу [10,15]. Так, згідно [16] замкове різьбове з'єднання 3-42 виготовлено із сталі 40 ХН із такими фізико-хімічними властивостям:

- густина сталі – 7800 кг/м³;
- коефіцієнт Пуассона – 0,3;
- модуль Юнга – 210·10³ МПа;
- границя плинності – 510 МПа;
- границя міцності – 730 МПа;
- відносне видовження – 16%;
- відносне звуження – 52%;
- твердість за Брінеллем – 223-235.

Діаграму деформування сталі 40 ХН згідно моделі пластичного матеріалу із кінематичним зміцненням зображено на рисунку 3.

Після побудови об'ємної моделі, створювали її скінченно-елементний аналог (тобто сітку вузлів і елементів). Для цього використовували модуль генерації сітки скінченних елементів – Meshing.

Слід зауважити, що при побудові сітки скінченних елементів необхідно знайти її оптимальну дискретність, збалансовуючи при цьому ресурси обчислювальної системи (пам'ять, час і т. д.) і точність результатів розрахунку. Сітка з великою кількістю розрахункових вузлів дає змогу знайти більш точні результати, проте збільшує розрахунковий час і об'єм пам'яті.

Модуль Meshing має широкий набір засобів управління розбиванням розрахункової області на скінченні елементи. Так, для побудови сітки вибирали в меню закладку Mesh. Після чого для кожного із тіл (в даному випадку ніпеля та муфти) встановлювали метод, який визначає форму скінченних елементів. Це можуть бути або паралелепіеди (рис. 4, а), або тетраедри (рис. 4, б), або їх поєднання (рис. 4, в).

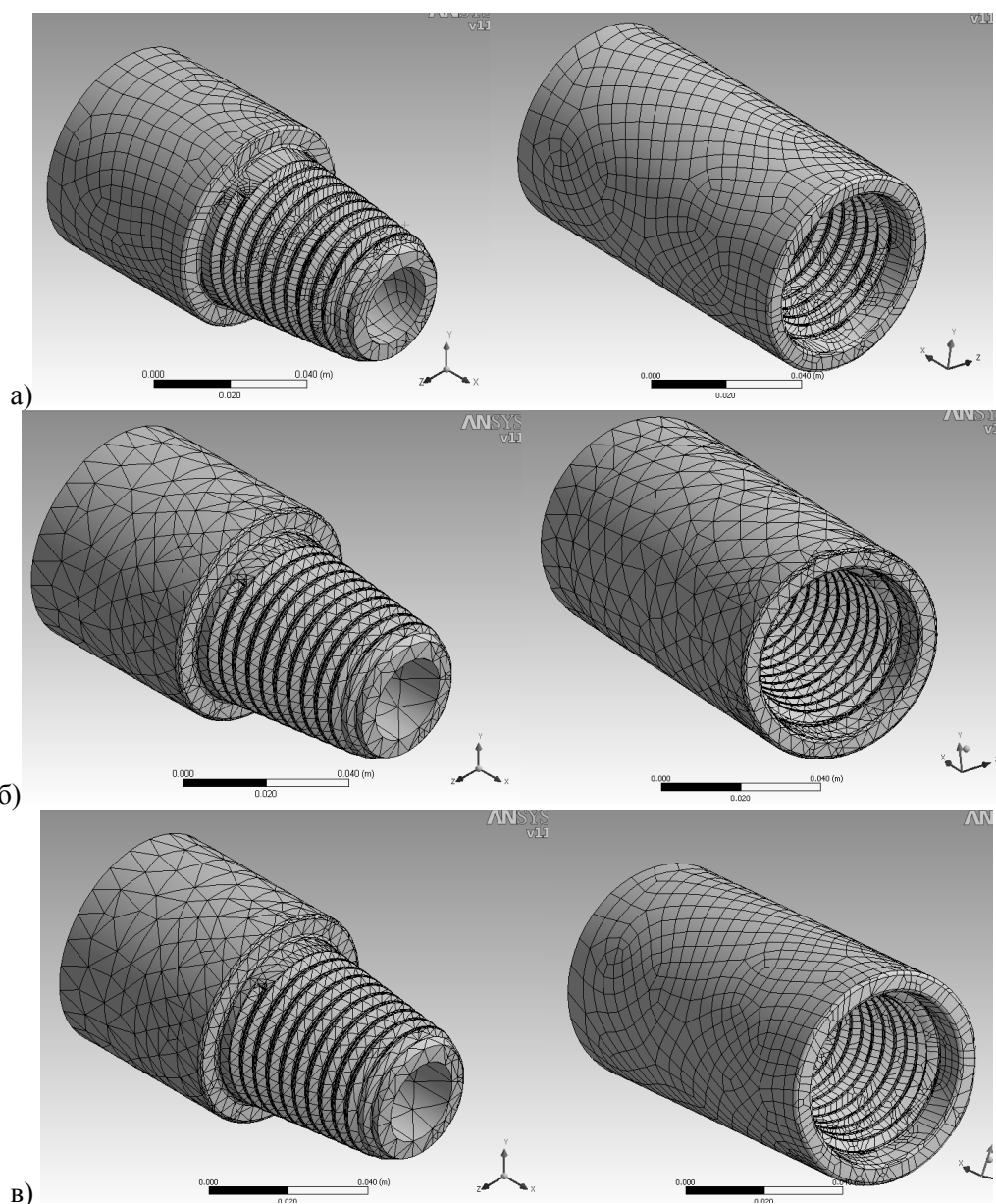
Отримана у такий спосіб попередня сітка не є достатньою для розрахунку напружено-деформованого стану, особливо в області контактної взаємодії поверхонь різьбового з'єднання, де для точного аналізу контакту використовують елементи високого рівня [17,18].

Основними інструментами уточнення сітки слугують:

– Mesh→Insert→Contact Sizing – створення еквівалентної сітки для контактуючих поверхонь;

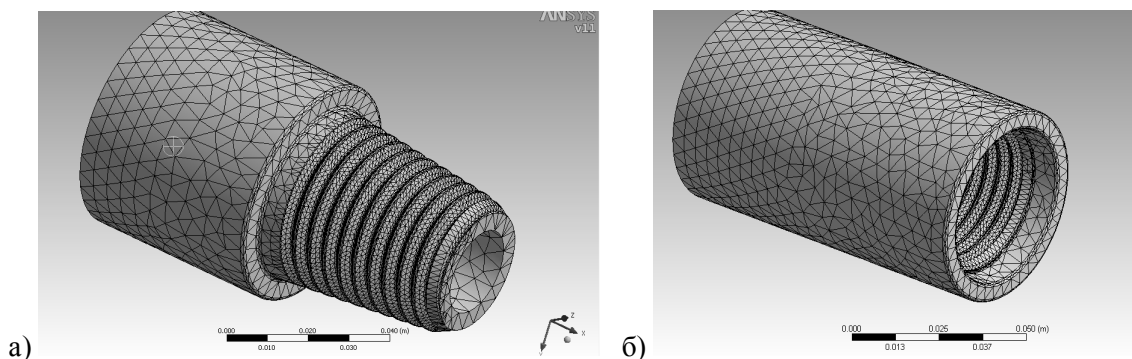
– Mesh→Insert→Sizing – уточнення розмірів елементів сітки скінченних елементів.

Для цього виділяли контактуючі поверхні ніпеля та муфти та, використовуючи інструмент уточнення Contact Sizing, створювали еквівалентну сітку, яка складається із контактної пари типу “поверхня-поверхня” (на контактуючій поверхнях ніпеля встановлюють елементи CONTA 174, на поверхнях муфти – TARGE 170). При цьому, зважаючи на складну геометрію різьби, збільшували кількість елементів в області різьби, як це показано на рисунку 5. Опис скінченних елементів, які використовуються для моделювання замкового різьбового з'єднання, наведено в таблиці 3.



a – використання елементів паралелепіпедоподібної форми;
б – використання елементів тетраєдроподібної форми;
в – з використанням елементів як паралелепіпедоподібної, так і тетраєдроподібної форм

Рисунок 4 – Варіанти попередньої побудови сітки скінченних елементів



a – скінченно-елементний аналог гніля; *б* – скінченно-елементний аналог муфти

Рисунок 5 – Скінченно-елементний аналог замкового різьбового з'єднання 3-42

Таблиця 3 – Опис елементів моделювання замкового різьбового з'єднання [18]

Назва елемента	Моделювання
SOLID 187	використовується для моделювання тривимірних об'єктів задач механіки деформування твердого тіла.
CONTA 174	використовується для моделювання контактної взаємодії і ковзання між тривимірними відповідними поверхнями (елемент TARGE170) і поверхнею, що деформується.
TARGE 170	використовується для представлення різноманітних тривимірних відповідних поверхонь для зв'язку з контактними елементами CONTA173 і CONTA174.
SURF 154	використовується для моделювання різних навантажень і ефектів, що прикладаються до поверхонь. Елемент може бути накладений на поверхню будь-якого тривимірного (3D) елемента задач механіки деформування твердого тіла.
COMBIN 14	використовується для моделювання поздовжніх і крутних властивостей в одновимірних, двовимірних і тривимірних задачах.

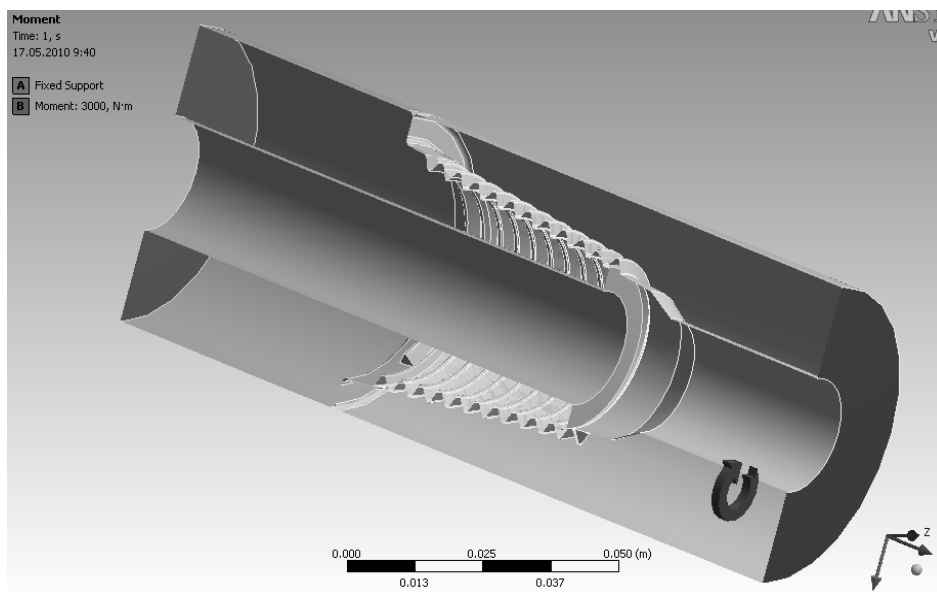


Рисунок 6 – Навантаження моделі замкового різьбового з'єднання 3-42 від прикладеного моменту згвинчування

Отже, кількість розрахункових вузлів (*Nodes*) складає 155045, кількість елементів (*Elements*) – 91090, що дає змогу отримати необхідну точність розв'язку задачі оцінки напружено-деформованого стану різьбового з'єднання 3-42 при використанні наявної обчислювальної техніки (Intel(R)Core(TM)2CPU T5500@1.66GHz, 1.99 ГБ ОЗУ).

Згідно поставленої задачі, прикладали навантаження до досліджуваної моделі різьбового з'єднання. Так, для задач механіки деформування твердого тіла під навантаженням розуміються як зовнішні (внутрішні) сили, так і граничні умови у вигляді обмежень на переміщення (умови закріплення).

У програмі ANSYS Workbench навантаження розділені на шість категорій:

- обмеження ступенів вільності (*DOF Constraints*);
- вузлові сили (*Forces*);
- поверхневі навантаження (*Surface Loads*);

- об'ємні сили (*Body Loads*);
- інерційні навантаження (*Inertia Loads*);
- навантаження для аналізу змішаних задач (*Coupled-field Loads*).

Більшість цих навантажень може бути прикладене або до об'ємної моделі (у ключових точках, по лініях і поверхнях), або до скінченно-елементної моделі (у вузлах і до елементів).

На рисунку 6 зображено умови навантаження замкового різьбового з'єднання 3-42, які моделюють процес згвинчування з'єднання.

Одним із основних чинників, що впливають на кінцевий результат моделювання, є правильний вибір параметрів скінченно-елементного аналізу.

До основних параметрів скінченно-елементного аналізу належать:

- вибір параметрів контакту;
- задання параметрів рішення (крок навантаження, кількість кроків, крок інтегрування);
- задання точності рішення.

Правильний вибір контактної алгоритму безпосередньо впливає на безпомилковість подальшого процесу моделювання. Він дає змогу отримати реальну фізичну картину контактної взаємодії.

В ANSYS Workbench входять наступні види контактних алгоритмів [19]:

- метод штрафних функцій (*Penalty Method*);
- розширений метод Лагранжа (*Augmented Lagrange Method*);
- метод множників Лагранжа (*Pure Lagrange multiplier method*);
- комбінований метод штрафів і Лагранжа (*Lagrange&Penalty Method*);
- метод внутрішніх багатоточкових зв'язків (*MPC Algorithm*).

В нашому випадку використаний розширений метод Лагранжа, що є основним алгоритмом розв'язку контактних задач в ANSYS Workbench.

Перевагами даного алгоритму є мінімізація проникнення однієї контактної поверхні в іншу, менша чутливість до величини контактної жорсткості і забезпечує кращу збіжність розв'язку порівняно з методом штрафних функцій.

Слід зауважити, що розширений метод Лагранжа є досить ефективним для моделювання контакту типу "поверхня-поверхня".

При заданні параметрів контакту вказується коефіцієнт тертя, що дає змогу більш точно змодельовати реальні умови роботи з'єднання в результаті його згинчування. Коефіцієнт тертя для замкового різьбового з'єднання 3-42 згідно [16] рівний 0,29.

Після цього необхідно налаштувати параметри рішення та опції обчислювача з метою забезпечення оптимальної швидкості проведення розрахунку та досягнення кращої збіжності результатів. Для цього в розділі Analysis Settings і у вікні Details (рис. 7) вводимо такі параметри:

- Auto Time Stepping – On;
- Initial Substeps – 100;
- Minimum Substeps – 10;
- Maximum Substeps – 1000;
- Solver Type – Program Controlled;
- Weak Springs – Program Controlled;
- Large Deflection – On;
- Inertia Relief – Off.

На рисунку 8 зображено розподіл осьових напружень в замковому різьбовому з'єднанні 3-42 ніпеля від прикладеного моменту згинчування $M_{зг}=3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

На рисунку 9 наведено розподіл осьових напружень на внутрішній поверхні ніпеля від прикладених моментів згинчування ($M_{зг}=3000, 2500, 2000, 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$). Встановлено, що числові значення максимальних напружень, отримані експериментальним [16] та розрахунковим шляхами, близькі між собою (похибка склала 5-10 %). Проте, місце виникнення максимального напруження отримане в результаті розрахунків та експериментів дещо відрізняється, що пояснюється так. Згідно досліджень, наведених

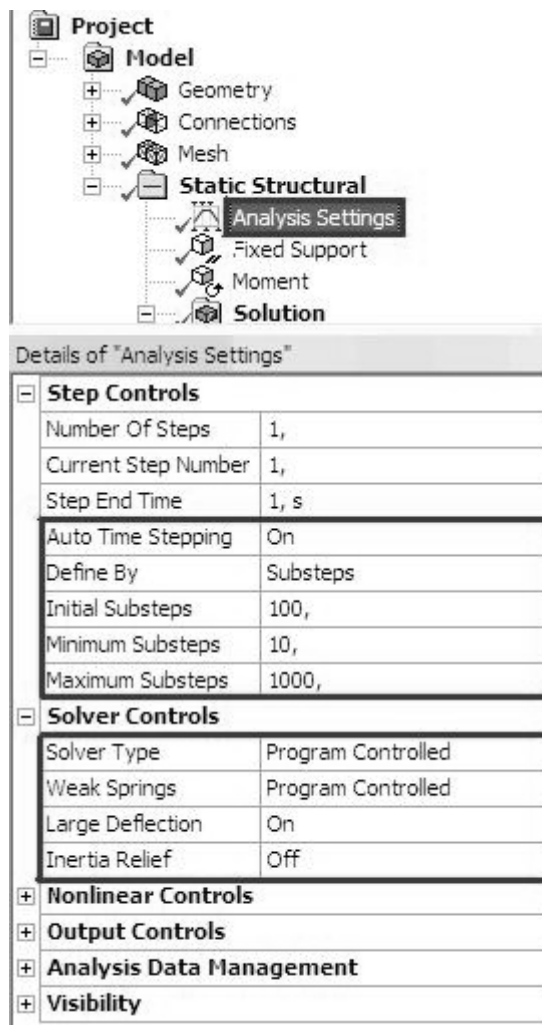


Рисунок 7 – Параметри розв'язку та опції обчислювача

в [16], максимальні напруження виникають в перерізі ніпеля, що відповідає першому витку різьби (рис.9, криві 1-4), а в нашому випадку – у третьому (рис.9, криві 1'-4'). Про те, що максимальні напруження виникають в перерізі ніпеля, що відповідає третьому витку, вказано і в роботі [20]. Імовірно, що результати експериментальних досліджень, наведених в [16], пояснюються особливістю методу тензометрування, у якому визначаються усереднені напруження по довжині тензодавача, а не їх дійсний розподіл.

Запропонований алгоритм побудови комп'ютерної моделі різьбових з'єднань буринь труб дає змогу оцінити їх напружено-деформований стан з урахуванням попередньо прикладеного моменту згинчування, адже попереднє згинчування замкового з'єднання суттєво впливає як на статичну, так і динамічну міцність різьбового з'єднання. Отримана тривимірна комп'ютерна модель різьбового з'єднання також дає змогу визначати напружено-деформований стан від дії навантажень, що моделюють можливі реальні умови експлуатації з урахуванням зміни геометричних параметрів під час їх роботи.

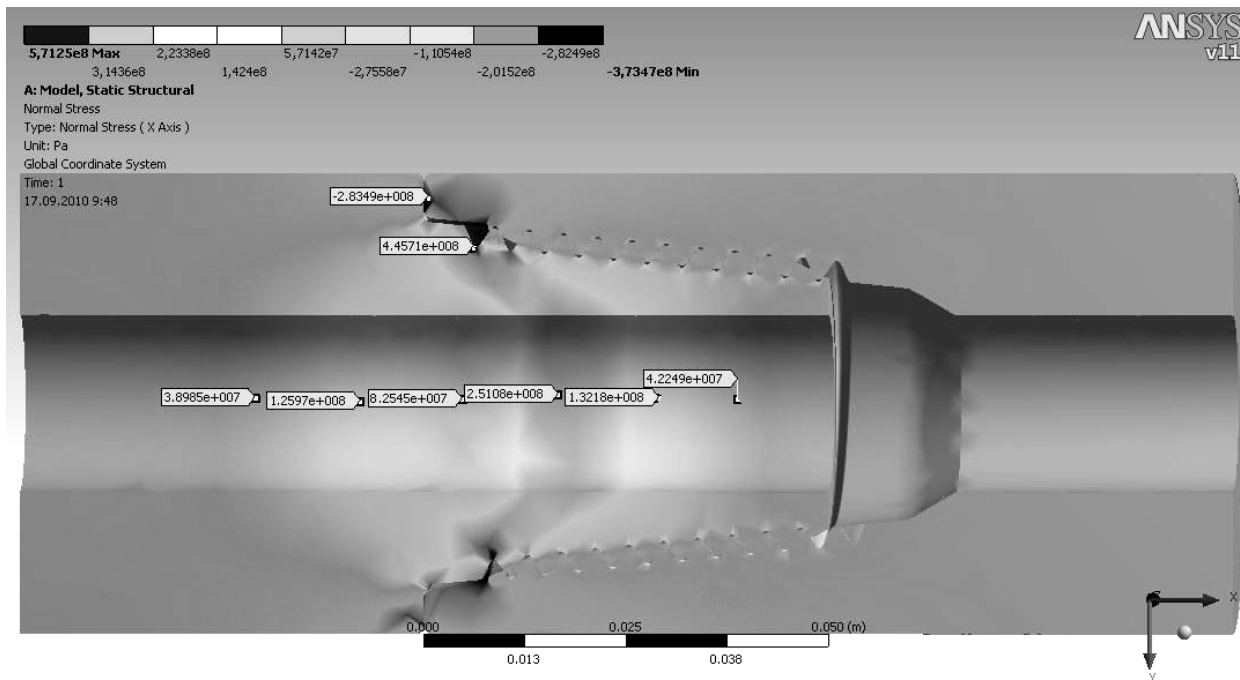
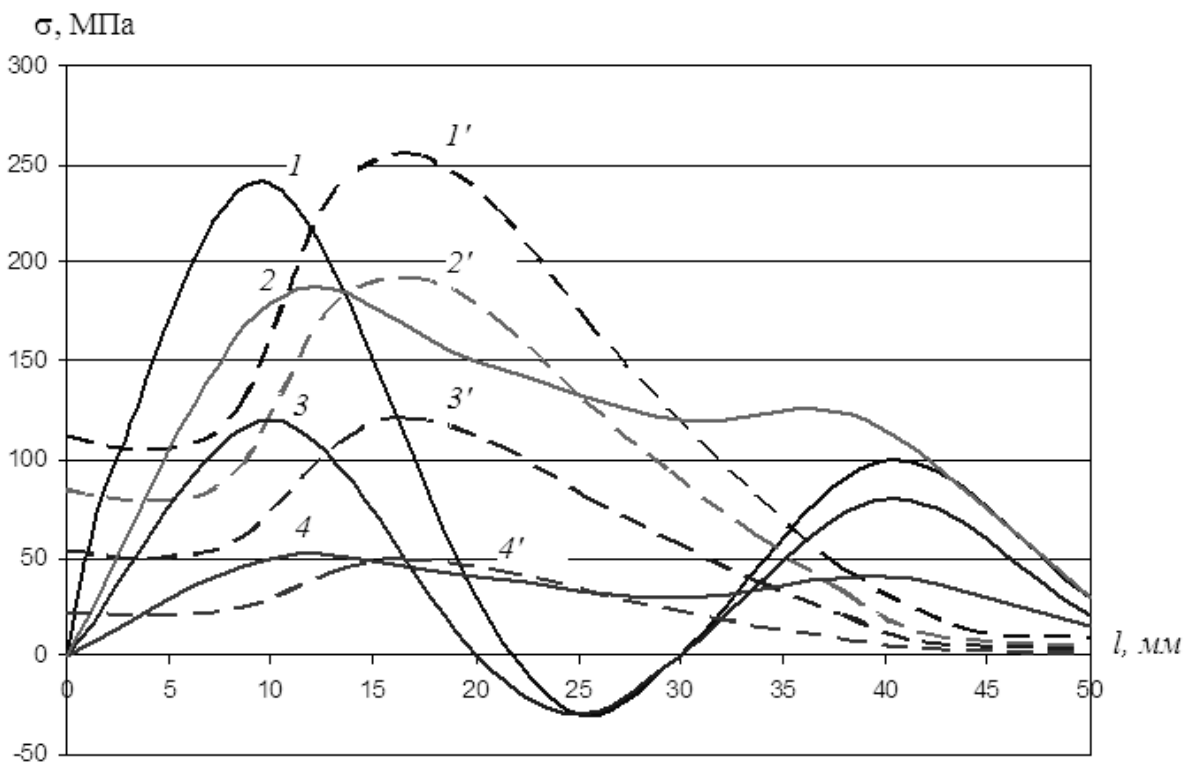


Рисунок 8 – Розподіл осевих напружень у замковому різьбовому з’єднанні 3-42 від прикладеного моменту згинчування $M_{зг}=3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$



1-4 – експериментальні криві; 1'-4' – розрахункові криві:
при $M_{зг} = 3000, 2500, 2000, 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ відповідно

Рисунок 9 – Розподіл осевих напружень у ніпелі замкового різьбового з’єднання 3-42 від прикладеного моменту згинчування

Література

- 1 Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник у 10 т.; під заг. ред. В.В.Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988. – Т. 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання; під ред. В.І. Похмурського, Є.І.Крижанівського. – Львів–Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. – 1193 с.
- 2 Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.12 «Машина нафтової та газової промисловості» / Василь Михайлович Івасів. – Івано-Франківськ, 1999. – 31 с.
- 3 Некоторые вопросы аварийности бурильных труб / А.Ш. Янтурин, Г.С. Осин, Ю.А. Падалов [и др.] // Экспресс-информ. – 1984. – Вып. 10. – С. 12–15. – Сер. «Машины и нефтяное оборудование».
- 4 Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин; автореф. дис. докт. техн. наук: спец. 05.04.07 «Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности» / Евстахий Иванович Крыжановский. – Москва, 1991. – 49с.
- 5 О накоплении усталостных повреждений в бурильной колонне / Л.М. Алексеева, Ю.С.Васильев, Л.Е. Исаченко, В.А. Кельдибеков [и др.] // Нефтяное хозяйство. – 1976. – №2. – С. 34–35.
- 6 Достижения в проектировании бурильной колонны с учетом усталостного износа: теория коэффициента кривизны и иллюстративный пример / К. Джейсон, Н. Рейнольдс, Ш. Сллис, Д. Стюарт // Нефтегазовые технологии. – 2004. – №3. – С.16-18.
- 7 Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб / Ю.В. Дубленич, И.А. Нионович, А.Я. Кесельман // Экспресс-информ. – 1986. – Вып. 2. – С. 10–12. – Сер. «Машины и нефтяное оборудование».
- 8 Кисельман Л.И. Некоторые причины разрушения бурильных замков в глубоких скважинах и пути их устранения / Л.И. Кисельман, Н.Г. Макухов // Нефтяное хозяйство. – 1976. – №2. – С. 23-27.
- 9 Мавлютов Р.Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций / Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1981. – 141 с.
- 10 Селезнев В.Е. Методы и технологии численного моделирования газопроводных систем / В.Е. Селезнев, В.В. Алешин, Г.С. Клишин. – М.: Едиториал УРСС, 2002. – 448 с.
- 11 Розин Л.А. Метод конечных элементов / Л.А. Розин // Соросовский образовательный журнал. – 2000. – Т.6, №4. – С. 120-127.
- 12 Копей В. Застосування системи CAD/FEA для розрахунку і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання / Володимир Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – №3(32). – С.43-49.
- 13 Чигарев А.В. ANSYS для инженеров: справ. пособие. / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с.
- 14 Конюхов А.В. Основы анализа конструкций в ANSYS: учеб. пособ. / А.В. Конюхов. – Казань: Казанский государственный университет, 2001. – 101 с.
- 15 ANSYS, Inc. Theory Manual . 001369 . Twelfth Edition . SAS IP, Inc. – 2001. – 1266 p.
- 16 Исследование напряжений изгиба в замковом резьбовом соединении / Н.А. Северинчик, Ю.В. Дубленич, Е.И. Крыжановский [та др.] // Нефтепромысловые трубы. – 1976. – №8. – С. 38-44.
- 17 Конюхов А.В. Основы анализа конструкций в ANSYS: учеб. пособ. / А.В. Конюхов. – Казань: Казанский государственный университет, 2001. – 101 с.
- 18 Басов К.А. Ansys: справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
- 19 Кабанов Ю. Контактные технологии в действии. / Юрий Кабанов // ANSYS Solutions. Русская редакция. – 2007. – Часть 2. – С. 5-10.
- 20 Лачинян Л.А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений / Л.А. Лачинян, С.А. Угаров. – М.: Недра, 1975. – 232 с.

Стаття постуила в редакційну колегію

03.09.10

Рекомендована до друку професором

В. М. Івасівим