

УДК 621.88

Інв. №

№ держреєстрації 0110U002631

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАФТИ І ГАЗУ

76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; тел.(380) 03422 4-22-64, факс. (380) 03422 4-21-39

ЗАТВЕРДЖУЮ
проректор з наукової роботи
д-р. техн. наук, проф.

_____ О. М. Карпаш

ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Ф27/51-2010
(заключний)

Директор НДІНГЕiE

канд. техн. наук, доцент

М. О. Карпаш

Керівник НДР

пров. наук. співр.,

канд. техн. наук

В. Б. Копей

2010

Рукопис закінчено 06.10.2010 р.

Результати цієї роботи розглянуті Науковою радою ІФНТУНГ,
протокол № 8/65 від 07.10.2010 р.

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР,
пров. наук. співр.,
канд. техн. наук

В. Б. Копей
вступ, 1, 2, 3,
додаток А

Виконавець,
наук. співр.

В. В. Михайлюк
3, додаток Б

Виконавець,
технік

Н. В. Шатинський
1, додаток Б

Нормоконтролер

Л. Є. Артим

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 143 с., 33 рис., 4 табл., 4 додатки, 34 джерела.

Об'єкт дослідження – надійність різьбових з'єднань.

Мета роботи – Розробити методику оптимізації різьбових з'єднань, побудувати програмні параметричні скінченно-елементні моделі різьбових з'єднань нафтогазового обладнання і комплексно оптимізувати їх параметри (геометричні, механічні характеристики матеріалу, момент згвинчування) за критеріями статичної і втомної міцності, герметичності.

Метод дослідження – метод скінченних елементів для задач теорії пружності і пластичності.

Багато різьбових з'єднань є відповідальними частинами машини чи вузла, працюють в складних умовах (корозійне середовище, знакозмінні навантаження, велика кількість згвинчувань-розгвинчувань і т.д.) і часто відмовляють. Основними напрямками підвищення надійності різьбових з'єднань є оптимізація їх геометричних параметрів, моменту згвинчування та механічних характеристик матеріалів.

В роботі розроблена методика скінченно-елементного аналізу і оптимізації різьбових з'єднань, яка придатна для усіх основних типів з'єднань та уможливорює проведення повної (комплексної) оптимізації усіх основних параметрів різьбових з'єднань (геометричних, механічних характеристик матеріалу, моменту згвинчування) за декількома критеріями.

В середовищі скінченно-елементного аналізу Abaqus® розроблено програмні параметричні моделі різьбових з'єднань (насосних штанг, замкових бурильних труб та НКТ) та виконано оптимізацію їх параметрів за критеріям статичної і втомної міцності, герметичності. Отримані залежності, які дозволяють обґрунтовувати вибір геометричних параметрів, характеристик матеріалів та величини згвинчування.

Ключові слова: РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ, МЕТОД СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ТЕОРІЯ ПЛАСТИЧНОСТІ, НАДІЙНІСТЬ, ОПТИМІЗАЦІЯ, ПАРАМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ І СПОСОБІВ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ.....	9
1.1 Аналіз конструкцій типових різьбових з'єднань, їх відмов, умов роботи та способів удосконалення конструкції.....	9
1.2 Аналіз умов роботи та способів підвищення надійності різьбових з'єднань нафтогазового обладнання	15
1.3 Принципи розробки бази знань з проблем надійності і довговічності різьбових з'єднань	30
Висновки до розділу	33
2 ПОБУДОВА ПАРАМЕТРИЧНИХ СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИХ МОДЕЛЕЙ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ	35
2.1 Застосування систем CAD/FEA для оптимізації різьбових з'єднань	35
2.2 Принципи розробки параметричних скінченно-елементних моделей різьбових з'єднань в Abaqus®	40
2.3 Розробка моделі муфтового з'єднання насосних штанг	50
2.4 Розробка моделі замкового з'єднання бурильних труб.....	55
2.5 Розробка моделі муфтового з'єднання насосно-компресорних труб.....	57
Висновки до розділу	59
3 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТА КОМПЛЕКСНА ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ	60
3.1 Опис методики оптимізації різьбових з'єднань	60
3.2 Оптимізація параметрів різьбового з'єднання насосних штанг за критерієм статичної міцності	63
3.3 Оптимізація параметрів різьбового з'єднання насосних штанг за критерієм втомної міцності	72
3.3 Оптимізація параметрів замкового з'єднання бурильних труб за критерієм втомної міцності	75
3.4 Оптимізація параметрів з'єднання насосно-компресорних труб за критерієм герметичності	77
Висновки до розділу	82
ВИСНОВКИ.....	83
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	85
ДОДАТКИ.....	89

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

СВЧ - струми високої частоти.

НКТ - насосно-компресорна труба.

E - модуль пружності.

ν - коефіцієнт Пуассона.

σ_T - границя текучості.

σ_B - границя міцності.

D - коефіцієнт запасу втомної міцності.

σ_m - середнє нормальне напруження.

σ_a - амплітуда напружень за критерієм Мізеса.

σ_N - границя витривалості.

m - коефіцієнт впливу середнього напруження.

АНІ - Американський нафтовий інститут.

d_c - колове зміщення муфти відносно ніпеля під час згвинчування.

F_v - зусилля на стику з'єднання.

p - зовнішнє навантаження.

σ - напруження.

CAD - Computer Aided Design (комп'ютеризована система автоматизованого проектування).

FEA - Finite Element Analysis (система скінченно-елементного аналізу).

MCE - метод скінченних елементів.

API - Application Programming Interface (інтерфейс прикладного програмування).

COM - Component Object Model (об'єктна модель компонентів).

M - рекомендований момент згвинчування.

F_0 - сила згвинчування.

σ_0 - напруження в ніпелі.

d_1 - внутрішній діаметр різьби.

d_2 - середній діаметр різьби.

P - крок різьби.

α - кут профілю різьби.

f - коефіцієнт тертя.

Δl - осьова величина згвинчування.

D_f - діаметр кола, на якому фіксується зміщення d_c

ε - відносна деформація.

$\sigma_{\text{ном}}$ - номінальне напруження.

$\varepsilon_{\text{ном}}$ - номінальна деформація.

n - показник залежності σ - ε .

ε_b - відносна деформація, яка відповідає границі міцності.

k - коефіцієнт для визначення істинної границі міцності і відповідної деформації.

δ - відносне видовження.

σ_k - істинне напруження в момент руйнування.

ε_k - істинна деформація в момент руйнування.

ψ - відносне звуження.

K - коефіцієнт руйнуючого навантаження.

σ_{ai} - компонент амплітуди нормального напруження.

σ_{mi} - компонент середнього нормального напруження.

A - натяг в муфтовому різьбовому з'єднанні НКТ.

ВСТУП

Різьбове з'єднання - один із найпоширеніших методів для з'єднання деталей і вузлів машини. Приблизно в 60 % деталей машин використовується різьба і кількість різьбових з'єднань в машинах збільшується постійно. Багато різьбових з'єднань є відповідальними частинами машини чи вузла, працюють в складних умовах (корозійне середовище, знакозмінні навантаження, велика кількість згвинчувань-розгвинчувань і т.д.) і часто відмовляють. Відомо з досвіду, що від 10 до 30 % всіх полумок трапляються внаслідок руйнування різьби. Головні причини поломки різьбових з'єднань у більшості випадків - недосконалі конструктивні форми різьбових частин, нерівномірний розподіл навантаження на робочих нитках різьб, недостатнє попереднє затягування з'єднання і т.д. Сьогодні у світі і в Україні в різних галузях техніки, а також і в нафтогазовій справі, часто використовуються застарілі конструкції різьбових з'єднань.

Відомі дослідження, пов'язані зі зміною окремих конструктивних елементів різьбових з'єднань з метою підвищення їх надійності [1, 2]. Так зарізьбові канавки, які введені в конструкцію різьб насосних штанг (ГОСТ 13877-80), зменшили кількість їх полумок, проте повністю уникнути відмов не вдалось. Комплексного підходу до удосконалення конструкції цих з'єднань розвинуто не було.

Сучасні системи автоматизованого проектування, ґрунтовані на тривимірному параметричному моделюванні, разом з інтегрованими програмами, які реалізують метод скінченних елементів для задач теорії пружності, являють собою дуже ефективний інструмент оптимізації різноманітних конструкцій різьбових з'єднань за деформівними критерієм. Створення параметричних моделей (тривимірних і осесиметричних) різьбових з'єднань в цих системах дозволить провести оптимізацію їх параметрів (геометричних, механічних характеристик матеріалу, моменту згвинчування) з метою зменшення концентрації напружень, вирівнювання

навантаження по виткам з'єднання, підвищення герметичності, зменшення металомісткості, уникнення самовідгвинчування. Перевагою даного способу оптимізації є можливість проведення повної (комплексної) оптимізації усіх основних параметрів різьбового з'єднання за декількома критеріями. Використання оптимізованих конструкцій різьбових з'єднань дозволить суттєво скоротити кількість їх відмов, що дасть значний економічний ефект, враховуючи велику їх кількість і невеликі витрати на удосконалення конструкції.

Вихідними даними для виконання досліджень є існуючі стандарти на різьбові з'єднання насосних штанг (ГОСТ 13877-96), замкове різьбове з'єднання (ГОСТ 5286-75), насосно-компресорних труб (ГОСТ 633-80).

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ І СПОСОБІВ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ

1.1 Аналіз конструкцій типових різьбових з'єднань, їх відмов, умов роботи та способів удосконалення конструкції

Різьбове з'єднання – це роз'ємне з'єднання деталей машин з допомогою різьби. Різьба класифікується за такими ознаками [3]: за одиницею вимірювання кроку (метрична, дюймова, модульна, пітчева), за розміщенням на поверхні (зовнішня і внутрішня), за напрямом руху гвинтової лінії (права, ліва), за кількістю заходів (одно- і багатозахідна), за формою профілю (трикутна, трапецеїдальна, прямокутна, кругла, упорна), за характером поверхні (циліндрична і конічна), за призначенням (кріпильна, ходова, спеціальна та інші).

Різьбові з'єднання поділяють на два класи: різьбове з'єднання за безпосереднього згвинчування деталей, що сполучаються (різьба є на поверхнях цих деталей) і різьбове з'єднання за допомогою додаткових деталей, наприклад, болтів, шпильок, гвинтів, гайок і т. д. (болтове, гвинтове, шпилькове).

Найчастіше зустрічаються такі відмови типових різьбових з'єднань загального призначення:

а) втомна, корозійно-втомна та від малоциклової втоми.

Види руйнувань деталей:

—втомне руйнування по збігу різьби;

—втомне руйнування по першому робочому витку болта;

—втомне руйнування під головкою болта;

—втомне руйнування муфти по останньому робочому витку;

б) статична (пластичне руйнування, крихке руйнування, руйнування внаслідок повзучості при підвищених температурах, уповільнене крихке

руйнування, руйнування внаслідок високошвидкісного навантаження (удару)).

Види руйнувань деталей:

- обрив стержня болта;
- зріз стержня болта;
- зріз головки болта;
- пластичні деформації тіла гайки (сповзання);
- руйнування тіла гайки;
- руйнування різьби (зріз витків);

в) корозійна відмова;

г) знос.

Види руйнувань деталей:

- знос різьби;
- знос поверхонь деталей з'єднання;

д) розгерметизація з'єднання;

е) заїдання різьби;

ж) самовідгвинчування, порушення нерухомості з'єднання і розкриття стику.

Основні експлуатаційні фактори, які зменшують надійність типових різьбових з'єднань загального призначення:

а) навантаження (статичне, циклічне, вібраційне, удар).

Види:

- осьове (розтягу, стиску);
- згину;
- крутне;
- зрізу;
- температурне;
- тиск (зовнішній або внутрішній);

б) середовище (корозійне, адсорбційне);

- в) температура (низька, висока);
- г) тертя і зношування;
- д) пошкодження при транспортуванні і складанні, часте згвинчування-розгвинчування.

Основні експлуатаційні фактори, які підвищують надійність типових різьбових з'єднань загального призначення:

- а) захист різьби при транспортуванні захисними ковпачками;
- б) інгібіторний та протекторний захист від корозії;
- в) дотримання правил згвинчування и розгвинчування;
- г) оптимальний момент згвинчування;
- д) контроль затягування (за видовженням болта, за кутом повороту, за моментом згвинчування);
- е) очищення різьби;
- ж) уникнення перекосів при згвинчуванні.

Основні конструкційні і технологічні фактори, які підвищують надійність типових різьбових з'єднань загального призначення [1, 2]:

- а) підвищують статичну і втомну міцність:
 - 1) більш рівномірне навантаження по витках різьби і зменшена концентрація напружень:
 - низька шорсткість поверхонь;
 - оптимальні допуски і посадки (зменшення діаметральних зазорів, натягів);
 - висока податливість перших витків гайки (гайка розтягу і розтягустиску оптимальної форми, гайка з прорізами);
 - зменшення навантаження на перші витки болта (обтиск останніх витків або розтиск перших витків гайки, розтиск останніх витків ніпеля, зріз перших витків різьби гайки);
 - висока податливість болта (зарізьбова канавка болта, оптимальна її форма);

- достатня висота гайки та довжина згвинчування;
- контргайка затянута великим моментом;
- оптимальна товщина і форма гайки;
- оптимальний профіль різьби (кут профілю, форма, асиметрична різьба, спеціальний профіль, круглий профіль, збільшення перекриття витків, зменшення згину витків, збільшення радіуса впадин різьби);
- з'єднання гвинтовою вставкою;
- жорсткі з'єднувані деталі;
- мале відношення діаметра до кроку різьби, оптимальний типорозмір різьби;
- малий діаметр різьби (масштабний фактор);
- змінний середній діаметр різьби, конічна різьба гайки;
- оптимальний крок різьби;
- змінний або неоднаковий крок різьби (збільшення кроку гайки, зменшення кроку болта);
- вільні витки різьби;
- збіг різьби;
- оптимальне спряження головки болта зі тілом, збільшення висоти головки;
- болти "під розвертку";
- упорна різьба для тонких гайок;
- покращення згвинчуваності, запобігання скручуванні болта при згвинчуванні;
- оптимальний момент згвинчування;
- попереднє пластичне деформування високим моментом згвинчування;
- оптимальні матеріали і термообробка;
- відсутність технологічних дефектів;

- 2) центрування різьби, запобігання згину:
 - уникнення перекосу (опорних поверхонь, осей, перекосу деталей з'єднання з високоміцних сталей);
 - запобігання згину (центрування, сферичні шайби і сферичні опорні поверхні);
- 3) захист від проникнення середовища:
 - покриття;
 - герметизація;
- 4) оптимальна технологія виготовлення різьб:
 - попереднє пластичне деформування високим моментом згвинчування;
 - попереднє пластичне деформування болта розтягом;
 - накатування різьби, обкатування після нарізання, накатування різьб високоміцних сталей, обкатування зарізьбових канавок;
 - оптимальні режими накатування чи нарізання;
 - уникнення технологічних дефектів;
- 5) компенсація температурних деформацій;
- 6) оптимальні матеріали і термообробка:
 - нечутливість матеріалу до концентрації напружень;
 - зменшення фосфору, вуглецю, азоту на границях зерен матеріалу;
 - уникнення газонасиченого поверхневого шару;
 - застосування болтів з високоміцних сталей та титанових сплавів;
 - уникнення крихкого поверхневого шару;
 - попередження насичення атомарним воднем;
 - зменшення фосфору у сталях;
 - оптимальний відсоток вуглецю в поверхневому шарі;
 - зменшення повзучості, легування молібденом;
 - уникнення тріщин і дефектів;
 - зменшення холодноламкості;

- залишкові напруження стиску в поверхневому шарі;
- гайка з більш пластичного матеріалу, пластичне покриття на гайці;
- оптимальний відпуск;
- термообробка в захисній атмосфері;
- спеціальна термічна обробка високоміцних болтів з легованих сталей;
- хіміко-термічна обробка болтів;
- термообробка заготовок перед накатуванням різьби;

б) зменшують корозію та захищають від середовища:

- 1) застосування корозійностійких сталей, сплавів або пластмас;
- 2) протекторний захист;
- 3) антикорозійні покриття;
- 4) герметизуючі елементи;

в) зменшують самовідгвинчування або самодогвинчування, підвищують стабільність затяжки:

- 1) стопоріння (клеєм, жорстке, фрикційне);
- 2) оптимальний момент згвинчування та способи його контролю;
- 3) оптимальне змащення;

г) зменшують заїдання:

- 1) посадка з зазором;
- 2) оптимальне змащення (наприклад, дисульфід молібдена);
- 3) застосування кремнієвих сталей;
- 4) низький коефіцієнт тертя;
- 5) підвищення точності поверхонь різьби;
- 6) підбір матеріалів болта і гайки;
- 7) покриття;
- 8) збільшення коефіцієнта лінійного розширення гайки;

д) підвищують герметичність:

- 1) застосування пластмас;

- 2) посадка з натягом (гаряча посадка), зменшення допусків, селекційне складання;
 - 3) зменшення шорсткості;
 - 4) герметизуючі елементи, зміна профілю різьби;
 - 5) конічна різьба;
- е) зменшують зношування різьби:
- 1) гвинтова вставка;
 - 2) зносостійкі покриття;
 - 3) підбір матеріалів і термообробки;
 - 4) змащення;
 - 5) конічна різьба.

1.2 Аналіз умов роботи та способів підвищення надійності різьбових з'єднань нафтогазового обладнання

Як свідчать статистичні дані [4], відмови муфтового різьбового з'єднання насосних штанг (ГОСТ 13877-96) найбільш розповсюджені і становлять понад 60% від загальної кількості відмов штангової колони.

Відповідно до основних видів відмов муфтового з'єднання слід розрізняти такі способи підвищення його ресурсу, які спрямовані на:

а) Захист з'єднання від корозійно-втомного руйнування. В стандартному муфтовому різьбовому з'єднанні навантаження між витками різьби розподіляється нерівномірно. Встановлено [1], що в з'єднаннях такого типу навантаження зростає від останніх до перших витків за законом гіперболічного косинуса. Розрахунки свідчать, що на перші два витка припадає від 38 до 47% загального навантаження [5]. При цьому, чим менший діаметр різьби, тим більша нерівномірність розподілу навантаження. Незважаючи на те, що стандартне з'єднання (ГОСТ 13877-80) має певні конструктивні елементи (розвантажувальна канавка, зрізи перших витків), призначення яких зменшити навантаження на перші витки, статистичні дані

[4] підтверджують той факт, що більшість втомних поломок різьбового з'єднання штанг відбувається по першим виткам різьби ніпеля. Руйнування неспрацьованої муфти по останньому робочому витку з'єднання відбувається значно рідше.

б) Попередження відгвинчування з'єднання та руйнування різьби. Наприклад шляхом вибору оптимального моменту згвинчування, згвинчування очищеної різьби, застосування штангообертача. Оптимальний момент згвинчування відрізняється у різних за типорозміром і конструкцією з'єднаннях та залежить від умов роботи з'єднання.

в) Захист зовнішньої поверхні муфти від механічного спрацювання. Наприклад шляхом гартування поверхні муфти СВЧ, застосування протекторів та штангообертача. Спрацювання муфт під час тертя об НКТ зменшує міцність муфти і різьбового з'єднання, а при значному нерівномірному спрацюванні може призвести до нерівномірного розподілу навантажень на різьбу [4].

г) Захист від корозії та проникнення корозійного середовища до різьби. Наприклад шляхом підвищення герметичності з'єднання, застосування корозійностійких матеріалів та покриттів.

У процесі експлуатації колони в неагресивному середовищі найбільш актуальними проблемами є перші три, при чому, друга проблема може бути вирішена і без необхідності удосконалення конструкції ніпеля і муфти.

Для виявлення характеру розподілу напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг, автором розроблено комп'ютерну скінченно-елементну осесиметричну модель стандартного муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм (ГОСТ 13877-80) [11].

Матеріал деталей з'єднання – сталь 40 після нормалізації ($E=2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0.28$, $\sigma_m=420 \cdot 10^6$ Па, $\sigma_e=620 \cdot 10^6$ Па). Розрахунок проводився в Ansys® з врахуванням пластичності матеріалу і тертя між поверхнями контакту. На модифікованій діаграмі Гудмена для вуглецевої сталі було

визначено три цикли зовнішнього навантаження, які відповідають напруженням розтягу в тілі штанг: перший від -13,8 МПа до 55,2 МПа; другий від 13,8 МПа до 158,6 МПа; третій від 103,4 МПа до 206,8 МПа. Додатково було вибрано максимальні навантаження стиску і розтягу (-34 МПа і 276 МПа) для з'ясування впливу пластичної деформації у з'єднанні.

У стандартному з'єднанні напруження, близькі до границі текучості 389-444 МПа, локалізуються у перших трьох впадинах різьби і зарізьбовій канавці за відсутності зовнішнього навантаження [11]. Під час дії максимального навантаження розтягу вони поширюються по цілому поперечному січенні штанги, починаючи з зарізьбової канавки до третьої впадини різьби. Під час дії максимального навантаження стиску (до цього з'єднання було піддане максимальному навантаженню розтягу) високі напруження (близько 350 МПа) виникають в місці контакту упорного бурта штанги з муфтою.

Однак, за розподілом напружень під час прикладення однократного навантаження не можна говорити про стійкість з'єднання до втомного руйнування. Для визначення зон з високим потенціалом до зародження втомної тріщини застосовувалась методика [6], яка дає змогу визначити коефіцієнт запасу втомної міцності у будь-якій зоні з'єднання:

$$D = \frac{\sigma_N - m \sigma_m}{\sigma_a} = \frac{207 - \sigma_m}{\sigma_a}, \quad (1.1)$$

де σ_m - середнє нормальне напруження (МПа),

σ_a - амплітуда напружень за критерієм Мізеса (МПа),

σ_N - границя витривалості, $\sigma_N = 207$ МПа,

m - коефіцієнт впливу середнього напруження, $m \approx 1$.

Оскільки рівність (1.1) базується на наближених даних, отриманих з модифікованої діаграми Гудмена, а не на дійсних даних втомної міцності, її не можна використовувати для прогнозування втомного руйнування, але

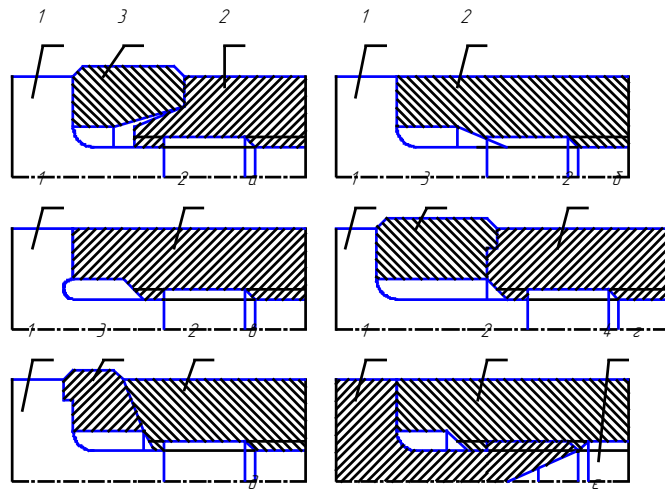
можна ідентифікувати зони з високим потенціалом до втомного руйнування. Так, якщо $D < 1$, то можна тільки говорити про обмежену довговічність меншу числа циклів N , якому відповідає σ_N . Критерій D можна використовувати для відносного порівняння різних модернізацій з'єднань.

Найбільш небезпечними зонами [11], з точки зору втомної міцності, є перехідні радіуси зарізьбової канавки, перші дві впадини різьби штанги і дві останні впадини різьби муфти. Статистичні дані [7] підтверджують це, вказуючи, що більшість втомних руйнувань муфтового з'єднання відбувається в цих місцях. У всіх випадках прикладення циклічного навантаження, найменший запас втомної міцності спостерігається у першому радіусі зарізьбової канавки. Найменший запас для циклу $-13,8 \dots 55,2$ МПа ($D = -25$), що доводить особливо негативний вплив навантажень стиску на втомну міцність з'єднання, найбільший - для циклу $103,4 \dots 206,8$ МПа ($D = -17$). Проте, у циклі $103,4 \dots 206,8$ МПа, порівняно з іншими, значно менше значення D у другому радіусі канавки і перших впадинах різьби штанги.

Проаналізуємо можливі способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби.

а) Застосування муфти розтягу-стиску із змінним січенням розтягнутої частини. В болтових з'єднаннях застосування стиснуто-розтягнутих гайок дає змогу значно зменшити навантаження на перші витки з'єднання і збільшити границю витривалості з'єднання на 25...30% [1] внаслідок більшої податливості перших витків різьби гайки. Про можливість застосування муфти розтягу-стиску для з'єднання насосних штанг говорилося давно [7], проте, вона ускладнена малою товщиною муфти. Практично можливо виконати ділянку розтягу тільки над першими трьома витками ніпеля (рис. 1.1а).

З'єднання насосних штанг з муфтою розтягу-стиску [8] складається із з'єднуваних штанг, муфти розтягу-стиску і протекторних вставок. Розміщення вставки між опорним торцем муфти і штанги зі зносостійкого



1-штанга, 2-муфта, 3-протекторна вставка, 4-конусна вставка

Рисунок 1.1 - Способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг

матеріалу і зовнішнім діаметром, більшим зовнішнього діаметру муфти, дозволить захистити поверхню муфти від спрацювання і інших механічних пошкоджень. Для зменшення гідравлічного опору на зовнішній поверхні вставки виготовляються повздовжні пази. При спрацюванні протекторної вставки можлива її заміна без потреби заміни муфти.

За відсутності зовнішнього навантаження спостерігається більш рівномірний розподіл напружень у впадинах різьби ніпеля, ніж в стандартному з'єднанні (рис. 1.2). В загальному, напруження в зарізьбовій канавці та перших впадинах різьби ніпеля дещо менші. В муфті найбільші напруження (389-444 МПа) спостерігаються у розтягнутій її частині та біля опорного торця. Під час дії максимального навантаження розтягу спостерігається помітне збільшення напруження в зоні останніх витків різьби штанги, максимальне значення якого досягає 444-500 МПа.

Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності D свідчить, що

найбільш небезпечними зонами, з точки зору втомної міцності, є радіуси заокруглення зарізьбової канавки, перша впадина різьби штанги, остання та дві перші впадини різьби муфти.

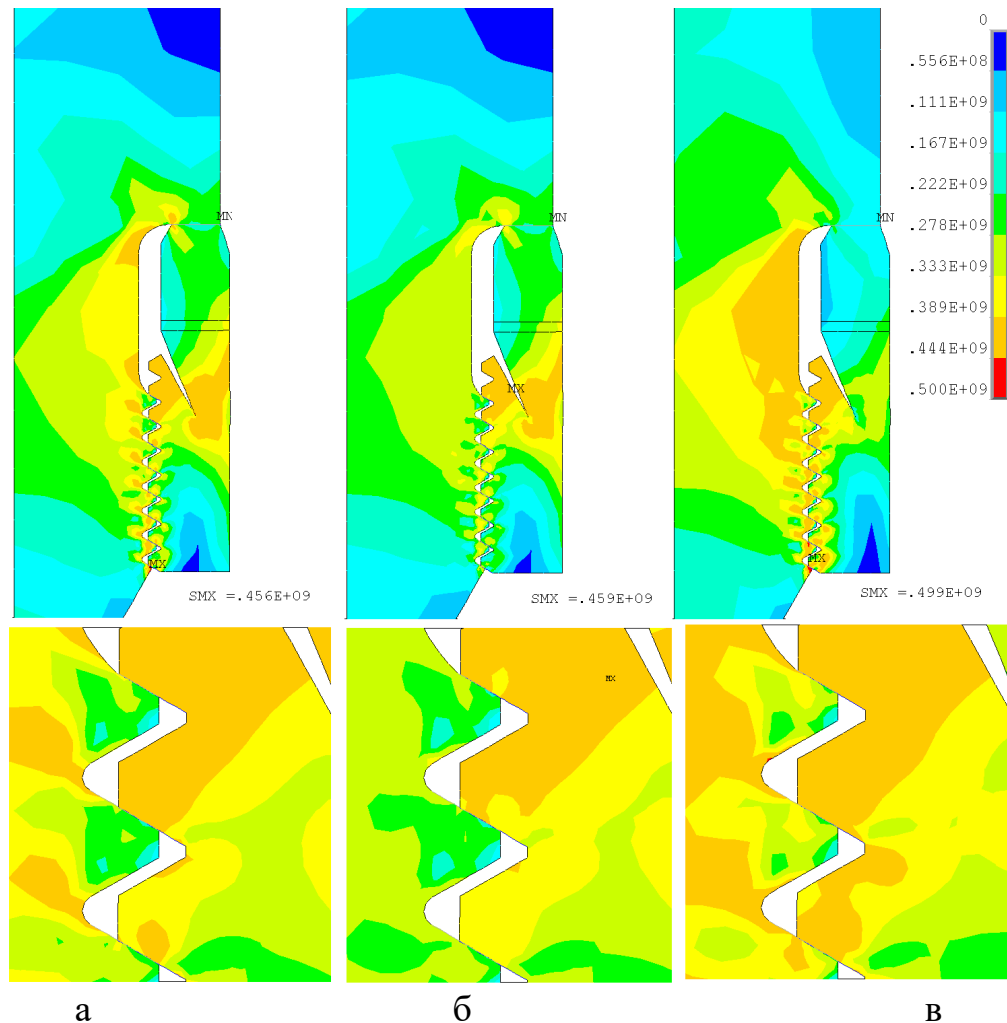


Рисунок 1.2 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з муфтою розтягу-стиску за зовнішнього навантаження: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)

Найменше значення D спостерігається у першій впадині різьби муфти. За циклів зовнішнього навантаження -13,8...55,2 МПа і 13,8...158,6 МПа воно більше значень коефіцієнта D в небезпечних зонах стандартного з'єднання, але за циклу 103,4...206,8 МПа зменшується в 7 раз. Однак, слід зазначити, що поява втомної тріщини в цій зоні менш небезпечна, ніж поява тріщини в ніпелі і руйнування розтягнутої частини муфти (навіть якщо воно буде можливе) не призведе до руйнування з'єднання в цілому. Для підвищення

значення D в цій зоні необхідно збільшити зовнішній діаметр розтягнутої частини муфти, що неможливо без збільшення зовнішнього діаметра муфти.

б) Зміна модуля пружності матеріалу муфти. Для звичайних різьбових з'єднань встановлено, що застосовуючи гайки з менш міцної сталі (з меншим модулем пружності та меншою границею текучості), можна підвищити границю витривалості з'єднань на 15-20% [2]. Це пояснюється більш рівномірним розподілом навантаження між витками. Однак застосування муфти з менш міцної сталі в муфтовому з'єднанні насосних штанг оправдане тільки тоді, коли буде гарантовано її надійний захист від спрацювання.

Застосування протекторних вставок із зносостійкого матеріалу дає можливість використовувати муфти з більш пластичного матеріалу без загрози спрацювання тіла муфти. Проведено аналіз стандартного муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм, в якому механічні характеристики матеріалу муфти змінено наступним чином: $E=2 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0.28$, $\sigma_m=400 \cdot 10^6$ Па, $\sigma_s=600 \cdot 10^6$ Па, а характеристики матеріалу ніпеля залишились ті ж. У порівнянні зі стандартним з'єднанням, напруження біля першого витка дещо менші при прикладенні максимального навантаження розтягу (рис. 1.3).

При зменшенні модуля пружності матеріалу муфти з $2,1 \cdot 10^{11}$ Па до $2 \cdot 10^{11}$ Па коефіцієнт запасу втомної міцності в зонах радіусів канавки майже не змінюється, проте, в зоні першої западини різьби штанги його значення зростає в 1-1,75 рази, а в зоні останньої западини різьби муфти майже в 2,75 рази.

в) Застосування покриття різьби муфти пластичним матеріалом. Введення пластичних прошарків між витками болта і гайки (бронзування, алюмініювання, цинкування, кадміювання) теж дає змогу, до деякої міри, вирівняти навантаження між витками. При цьому відсутні недоліки попереднього способу.

г) Зміна модуля пружності матеріалу ніпеля. Для болтових з'єднань

встановлено, що суттєве підвищення міцності досягається при збільшенні твердості болта [1]. Однак, для ніпеля штанги технологічно важко буде здійснити накатування різьби через низьку стійкість інструмента.

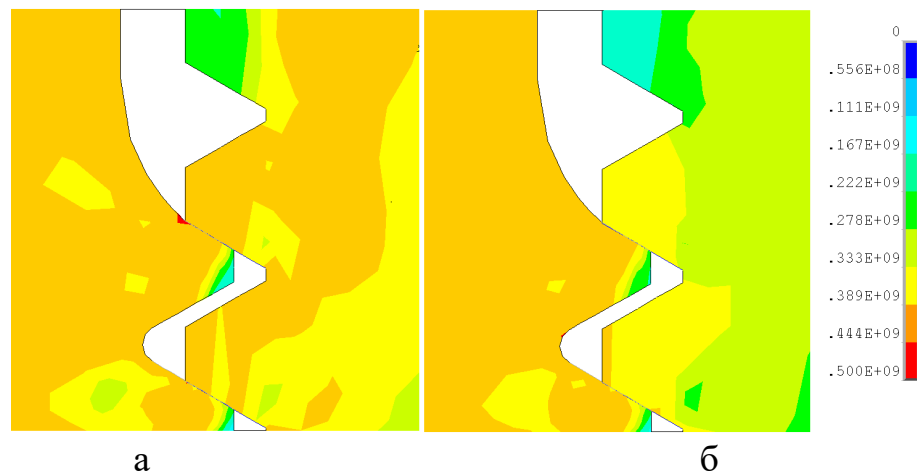


Рисунок 1.3 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з пластичною муфтою за зовнішнього навантаження: 0 МПа (а), 276 МПа (б)

д) Вибір оптимальної довжини згвинчування. Більша довжина згвинчування може до певної міри підвищити границю витривалості з'єднання за використання матеріалу гайки (муфти) з меншим модулем пружності, ніж у матеріалу болта (ніпеля) [1].

е) Застосування різьби ніпеля, утопленої в різьбі муфти. В таких з'єднаннях перший виток болта (ніпеля) більш податливий, що зменшує навантаження на нього [1]. Застосовується в муфтових з'єднаннях нової конструкції (ГОСТ 13877-80).

є) Застосування зрізу перших витків різьби муфти (рис. 1.1б). Зріз (корекція) витків гайки в найбільш навантаженій області під кутом 10-12° дає змогу зменшити навантаження на них і підвищити границю витривалості на 20% [1]. Підрізання профілю різьби штангової муфти під кутом 9° використовувалось для з'єднань старої конструкції [7] і під кутом 30° використовується в з'єднаннях нової конструкції, як найпростіший спосіб зменшити навантаження на перші витки. Однак, якщо в конструкції застосовуються і інші елементи для вирівнювання навантаження, вибір

оптимального кута зрізу потребує спеціального дослідження.

ж) Застосування розвантажувальної канавки оптимальної форми і розміру. Після введення в експлуатацію штанг з накатаною різьбою і зарізьбовою розвантажувальною канавкою, число поломок в ніпелі зменшилось на 60% [5]. Збільшення довжини розвантажувальної канавки (рис. 1.1г) зменшує навантаження на перші витки з'єднання [1]. Вибір профілю спряження стержня і головки ніпеля теж має велике значення. Показано, що незначна зміна радіуса профілю, або його форми, може суттєво підвищити довговічність з'єднання [1]. Застосування профілю спряження у вигляді піднутрення (рис. 1.1в) [7] в з'єднанні насосних штанг проблематично, так як потребує значного зменшення радіуса переходу поряд з незначним збільшенням довжини зарізьбової канавки.

У процесі роботи проаналізовано муфтові з'єднання з довжиною зарізьбової канавки 25 мм і 34 мм. Збільшення довжини канавки в два рази суттєво зменшує напруження в ніпелі, особливо за невеликих зовнішніх навантажень (рис. 1.4). Порівняно зі стандартним з'єднанням, у зоні першого витка різьби штанги не спостерігається напружень вищих границі текучості (444-500 МПа).

Значення коефіцієнта запасу втомної міцності в небезпечних зонах в кілька разів вищі, ніж в стандартному з'єднанні. Так, збільшення довжини канавки в два рази, підвищує коефіцієнт D в 3,5-4,5 рази в найбільш небезпечних зонах. Суттєво підвищується коефіцієнт запасу в зоні першого радіуса канавки та впадини різьби ніпеля, а в зоні останньої впадини різьби муфти - не на багато. Характерно, що коефіцієнт запасу в зоні другого радіусу канавки для з'єднання з канавкою довжиною 25 мм вищий, ніж для з'єднання з канавкою 34 мм.

з) Розтиск перших витків різьби муфти у радіальному напрямку. Відомі гайки з увігнутою опорною поверхнею [1], що дає змогу збільшити податливість перших витків і забезпечити обтиск останніх. Це призводить до

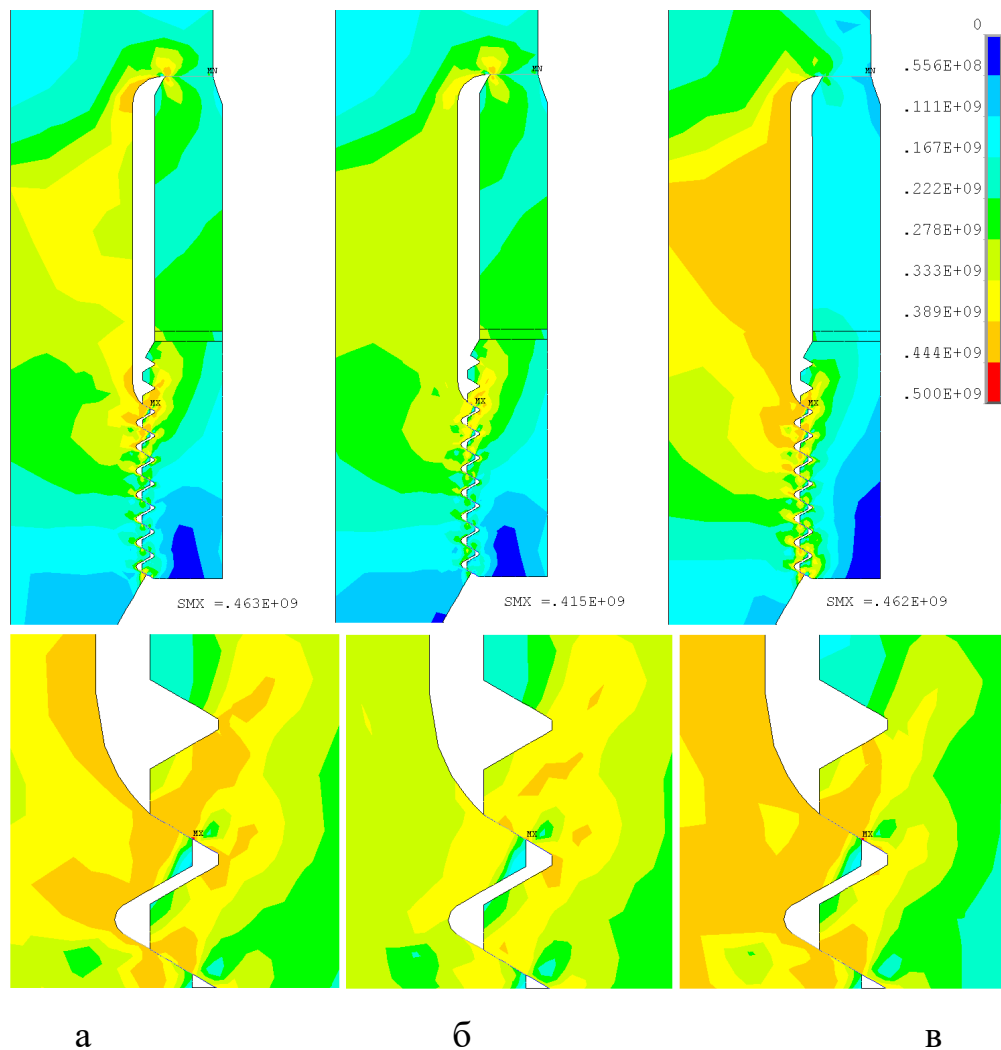


Рисунок 1.4 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з зарізьбовою канавкою довжиною 34 мм за зовнішнього навантаження: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)

вирівнювання навантаження по витках. Для з'єднання насосних штанг цей спосіб важко здійснити внаслідок малої товщини муфти і площі контакту на стику з'єднання (рис. 1.1д). Конструкція муфтового з'єднання з конічним заплечиком не дістала розповсюдження [7].

и) Обтиск останніх витків різьби муфти. Відомі гайки [1] з обтиснутими в радіальному напрямку останніми витками. Це призводить до збільшення жорсткості останніх витків і зменшення навантаження на перші витки. Для з'єднання насосних штанг обтиск останніх витків можна забезпечити у разі застосування муфти розтягу-стиску.

і) Розтиск останніх витків різьби ніпеля. Ефект аналогічний попередньому. Для муфтового з'єднання штанг цей спосіб можна реалізувати за допомогою наявності в муфті спеціальної конусної вставки (рис. 1.1е). Однак практично реалізувати його досить важко, оскільки необхідна підвищена точність виготовлення і складання деталей.

ї) Попереднє пластичне деформування перших витків ніпеля або муфти. Під час попереднього обтискання з'єднання високими зусиллями згвинчування, відбувається пластична деформація перших витків з'єднання. За наступного прикладення нормального зусилля згвинчування, навантаження в з'єднанні розподіляються більш рівномірно. Дослідниками [1], в результаті аналізу пружно-пластичних моделей різьбових з'єднань, висловлено припущення, що попередній "обтиск" з'єднань високими зусиллями згвинчування можна використовувати для зміцнення динамічно навантажених з'єднань. АНІ рекомендує надлишковий момент згвинчування з'єднань нових штанг, необхідний для зминання первинної шорсткості витків різьби і торців поверхонь.

Деякі дослідники [5,7] рекомендують у процесі спуску нових штанг з'єднання загвинтити із зусиллям згвинчування, рекомендованим для нових штанг, а потім послабити і загвинтити знову з зусиллям для уживаних штанг. Таким чином, буде виконано попереднє деформування з'єднання високим зусиллям згвинчування, яке, наприклад, для штанг діаметром 22 мм перевищуватиме рекомендоване на 18%. Це може призвести до зминання шорсткості в області перших витків з'єднання, але може бути не достатнім для досягнення максимального вирівнювання навантаження по витках різьби. Тому, недослідженим залишається вплив деформування з'єднання більш високими зусиллями згвинчування.

Попереднє пластичне деформування перших витків з'єднання високим зусиллям згвинчування може дещо вирівняти розподіл навантаження по витках різьби. При цьому, це зусилля повинно бути достатнім, щоб створити

напруження в перших витках різьби, вищі границі текучості і призвести до їх пластичного деформування на необхідну величину. Наприклад, попередня деформація зусиллям згвинчування, яке відповідає 5% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги під час згвинчування, зовсім не змінює коефіцієнт D , а 100% збільшення колового зміщення муфти може призвести до руйнування перших витків. Після попереднього згвинчування, з'єднання згвинчують із звичайним зусиллям. В результаті zdeформовані перші витки будуть сприймати менше навантаження. Для попереднього деформування застосовувалось зусилля згвинчування, яке відповідає 50% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги під час згвинчування ($d_c=10,7$ мм). Після цього з'єднання розгвинчувалось до величини $d_c=9,71$ мм, що відповідає рекомендованому моменту згвинчування. За такого попереднього пластичного деформування напруження, вищі границі текучості 444-500 МПа (рис. 1.5), виникають у перших двох витках різьби штанги (в западині витка та місці контакту з головкою витка різьби муфти). Після згвинчування зі звичайним зусиллям і прикладання робочого навантаження напруження в першому витку різьби штанги зменшується на 10-20% у порівнянні із стандартним з'єднанням (рис. 1.5б,в).

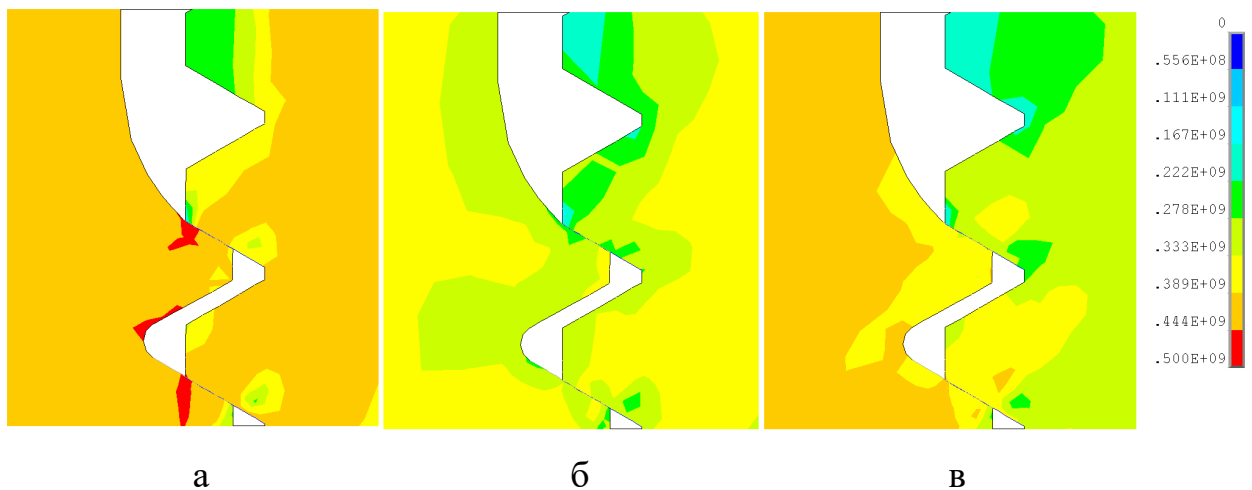


Рисунок 1.5 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в перших витках різьбового з'єднання штанг діаметром 22 за попереднього пластичного деформування (а) і зовнішньому навантаженні: 0 МПа (б), 276 МПа (в)

Коефіцієнт запасу втомної міцності в зонах першої западини різьби ніпеля і останньої западини різьби муфти змінюється не суттєво, а в зонах першого і другого радіусу канавки підвищується в 1,7 і 2,5 рази відповідно.

Отже, в зоні першої впадини різьби штанги, де на практиці спостерігається найбільше руйнувань з'єднання, найбільшу стійкість до втомного руйнування спостерігали у з'єднанні з довжиною зарізьбової канавки 34 мм. Однак, в зоні останньої впадини різьби муфти, де поломки теж можливі, стійкість до втомного руйнування підвищилась незначно на відміну від з'єднання з муфтою із пластичного матеріалу. Тому поєднання цих двох способів в одній конструкції могло б суттєво підвищити стійкість до руйнування з'єднання в усіх його небезпечних зонах.

Застосування муфти розтягу-стиску даної конструкції може бути вигідне тільки за незначного навантаження розтягу, наприклад, внизу колони. Згин низу колони призводить до інтенсивного спрацювання муфт, тому застосування протекторних вставок, в цьому випадку, підвищить їх довговічність.

Застосування попереднього пластичного деформування з'єднання високим зусиллям згвинчування призводить до суттєвого підвищення втомної міцності тільки в зоні зарізьбової канавки. Поєднання цього способу із застосуванням муфти із пластичного матеріалу теж може підвищити стійкість до руйнування з'єднання в усіх його небезпечних зонах. При цьому необхідно забезпечити захист муфти від спрацювання шляхом застосування протекторів та уникнути нерівномірного її спрацювання за допомогою штангообертача.

На рис. 1.6 показано тривимірну модель з'єднання насосних штанг зі спрацьованою муфтою [4]. Модель створювалась в системі SolidWorks/COSMOSWorks. Тут 1 - спрацьована ділянка муфти, 2 - різьба. Зусилля згвинчування моделювалось шляхом прикладання до 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 1.7 показано залежність еквівалентних напружень в останній робочій впадині різьби спрацьованої муфти від величини спрацювання.

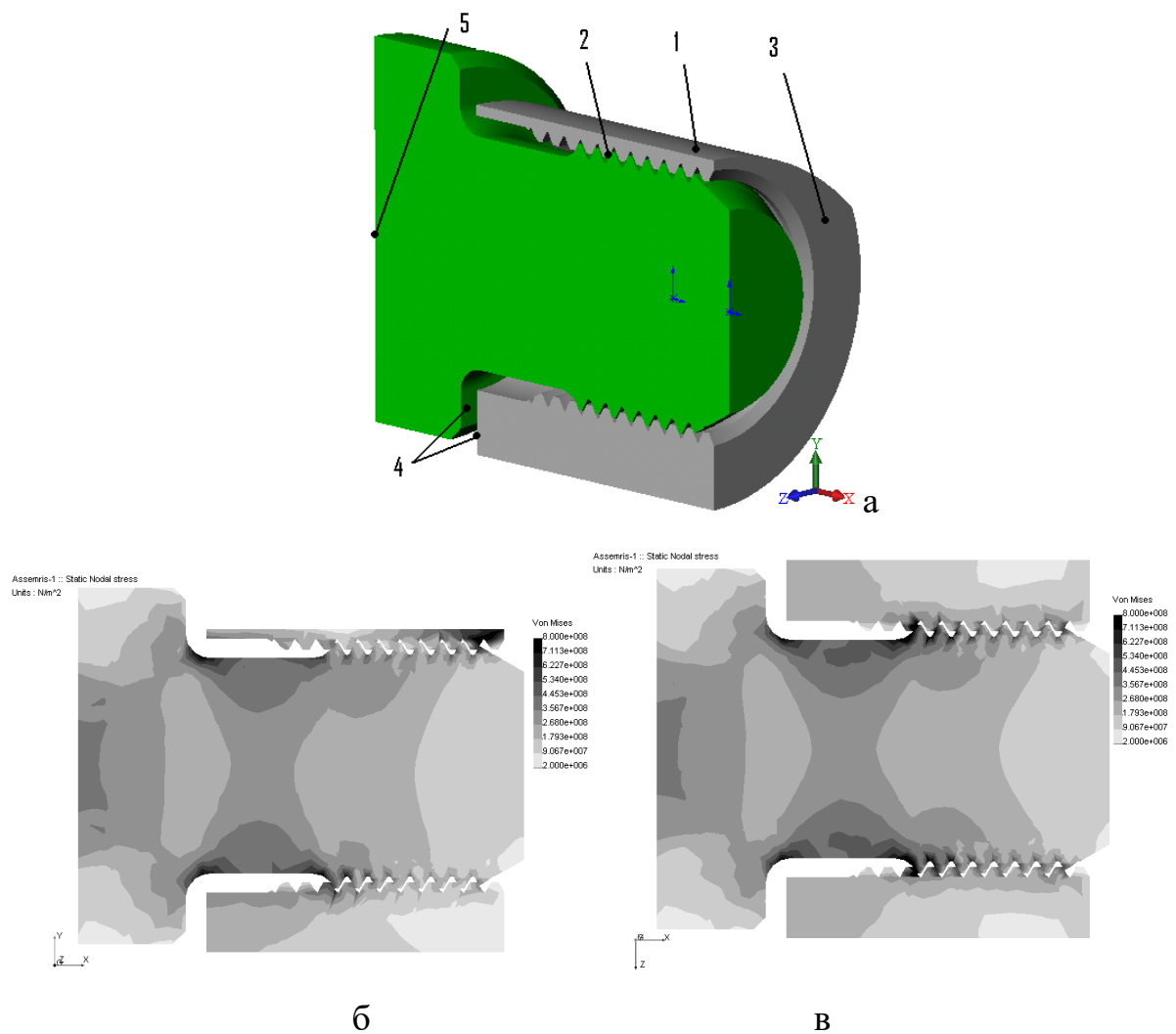


Рисунок 1.6 – Тривимірна параметрична модель з'єднання зі спрацьованою муфтою (а) та розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) при нерівномірному спрацюванні муфти глибиною 6 мм і зовнішньому навантаженні $p=276$ МПа: б – вигляд збоку; в – вигляд згори

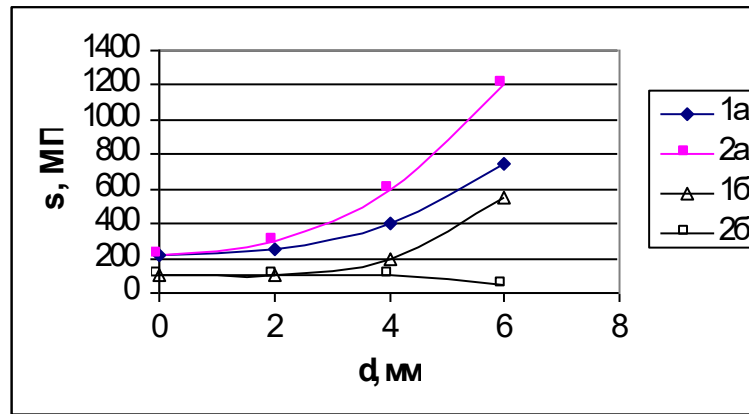


Рисунок 1.7 - Залежність напружень за критерієм Мізеса в останній робочій впадині різьби муфти при нерівномірному (1) і рівномірному (2) спрацюванні муфти від величини спрацювання d : а – $p=276$ МПа; б – $p=0$ МПа

Найчастіше зустрічаються такі відмови замкового різьбового з'єднання бурових труб (ГОСТ 5286-75) [9]: втомне руйнування ніпеля (внаслідок дії циклічного навантаження (осьового, крутного та згинального) та агресивного середовища), знос різьби (внаслідок багатократного згвинчування-розгвинчування з'єднання, недостатнього моменту згвинчування, обертання колони, її коливань), заїдання різьби (внаслідок використання невідповідного мастила і матеріалу деталей), втрата герметичності (внаслідок розмивання різьби буровим розчином), знос по зовнішньому діаметру (внаслідок тертя об породу). Відповідно основними напрямками підвищення надійності цих з'єднань є: зменшення концентрації напружень, оптимальний момент згвинчування, оптимальні матеріали деталей, оптимальна конструкція.

Основною відмовою муфтового різьбового з'єднання НКТ (ГОСТ 633-80) є втрата герметичності [9]. Її причинами є поява зазору у витках, розмив рідиною, недосконала конструкція, статичні і змінні осьові навантаження, викривлення свердловини, зношування по зовнішньому і внутрішньому діаметру з'єднання, використання невідповідного мастила, недотримання правил згвинчування і оптимального моменту згвинчування. Серед інших відмов поширеними є знос з'єднання, знос і заїдання різьби, корозійні відмови. Відповідно основними напрямками підвищення надійності

цих з'єднань є: оптимальна конструкція, оптимальні матеріали деталей, оптимальний момент згвинчування.

1.3 Принципи розробки бази знань з проблем надійності і довговічності різьбових з'єднань

Авторами запропоновано принципи розробки бази знань з проблем надійності і довговічності різьбових з'єднань. Ця база знань містить поняття відмов та факторів, які збільшують чи зменшують імовірність відмов, і причинно-наслідкові зв'язки між цими поняттями. Вона може бути використана інженерами-конструкторами при проектуванні різьбових з'єднань та вченими, які займаються питаннями підвищення надійності і довговічності різьбових з'єднань. В якості джерел експертної інформації були вибрані літературні джерела [1, 2]. Для подання знань були вибрані семантичні мережі, які кодувались мовою опису онтологій OWL Lite.

Мова Веб-Онтологій OWL (ontology web language) [10] була розроблена для реалізації концепції семантичної павутини в межах всесвітньої павутини (WWW) і є розширенням мови RDF (Resource Description Framework) [11] - мови розмітки на основі XML, яка використовується для подання тверджень про ресурси в вигляді придатному для машинної обробки. Твердження, що висловлюється про ресурс RDF, має вигляд «суб'єкт - предикат - об'єкт» і називається триплетом. Наприклад: «циклічне навантаження» - «є причиною» - «втоми». Множина RDF-тверджень утворює орієнтований граф, в якому вершини є суб'єктами та об'єктами, а ребра - предикатами.

Для полегшення розробки бази знань використовували редактор онтологій і середовище для побудови баз знань Protégé [12].

Після того як були визначені задачі і мета розробки, користувачі, джерела експертної інформації, виконувався змістовний аналіз предметної області, виявлялись поняття і їх взаємозв'язки. Будувалась ієрархія класів понять:

Фактор	Фактор
Відмова	Концентрація напружень
Втомна відмова	Матеріал
Статична відмова	Навантаження
...	Середовище
Деталі	Складання
Болт	Момент згвинчування
Гайка	...
...	...

Індивідами OWL (*Individual*) називають представників класу. Для пов'язування індивідів між собою використовуються властивості (*rdf:Property*). Так в нашу онтологію додані об'єктні властивості «є причиною» і «є наслідком». В онтологію додана також властивість «величина», яка характеризує відносну величину фактора (великий, малий, оптимальний). Для прикладу, її значення «великий» може означати: «збільшення», «підвищення», «значний», «наявність» і т.д. Ця властивість дозволяє створювати такі індивіди як «висока концентрація напружень», «низька концентрація напружень», «оптимальна довжина за різьбової канавки» і т.д.

Далі інформація з джерел перетворювалась в чітко формалізований вигляд для того, щоб її можна було закласти в базу знань. Це найбільш відповідальний і складний етап, оскільки не будь-які вихідні факти можна легко формалізувати. Наприклад, твердження «міцність згвинченого з'єднання при змінних навантаженнях вища, ніж не згвинченого» [1] можна формалізувати наступним чином (табл. 1.1).

Покажемо приклад створення індивідів «Збільшення втомних відмов» та «Зменшення втомних відмов». Для першого індивіда значенням властивості «величина» є «великий», значеннями властивості «є наслідком» будуть індивіди «Значне циклічне навантаження», «Висока концентрація

Таблиця 1.1 – Факти бази знань у формалізованому вигляді

Ч/ч	Суб'єкт	Предикат	Об'єкт
1	«згвинчування» (індивід класу Фактор)	«є причиною» (об'єктна властивість)	«зменшення втоми» (індивід класу Фактор)
2	«зменшення втоми» (індивід класу Фактор)	«є наслідком» (об'єктна властивість)	«згвинчування» (індивід класу Фактор)

напружень», «Неоптимальний момент згвинчування» і т.д. Для другого індивіда властивість «величина» має значення «малий», а властивість «є наслідком» - «Низька концентрація напружень», «Оптимальний момент згвинчування», «Оптимальне співвідношення характеристик матеріалів болта та гайки» і т.д.

Protégé містить засоби перевірки онтології на наявність логічних протиріч, має багато додаткових модулів, зокрема для візуалізації онтології (рис. 1.8), а також засоби розробки запитів до бази знань, наприклад мовою SPARQL [13]. Усе це дозволяє використовувати Protégé разом з розробленою базою знань як повноцінну експертну систему.

Наступний запит SPARQL знаходить усі прямі (безпосередні) причини зменшення втомних відмов.

```
SELECT ?x
```

```
WHERE
```

```
{?x :є_причиною :Зменшення_втомних_відмов}
```

Запропоновані принципи побудови баз знань можуть бути використані для розробки повноцінної бази знань та експертної системи з проблем надійності і довговічності різьбових з'єднань. Перевагою такого підходу до побудови бази знань є простота розробки та підтримка найсучасніших перспективних технологій інженерії знань.

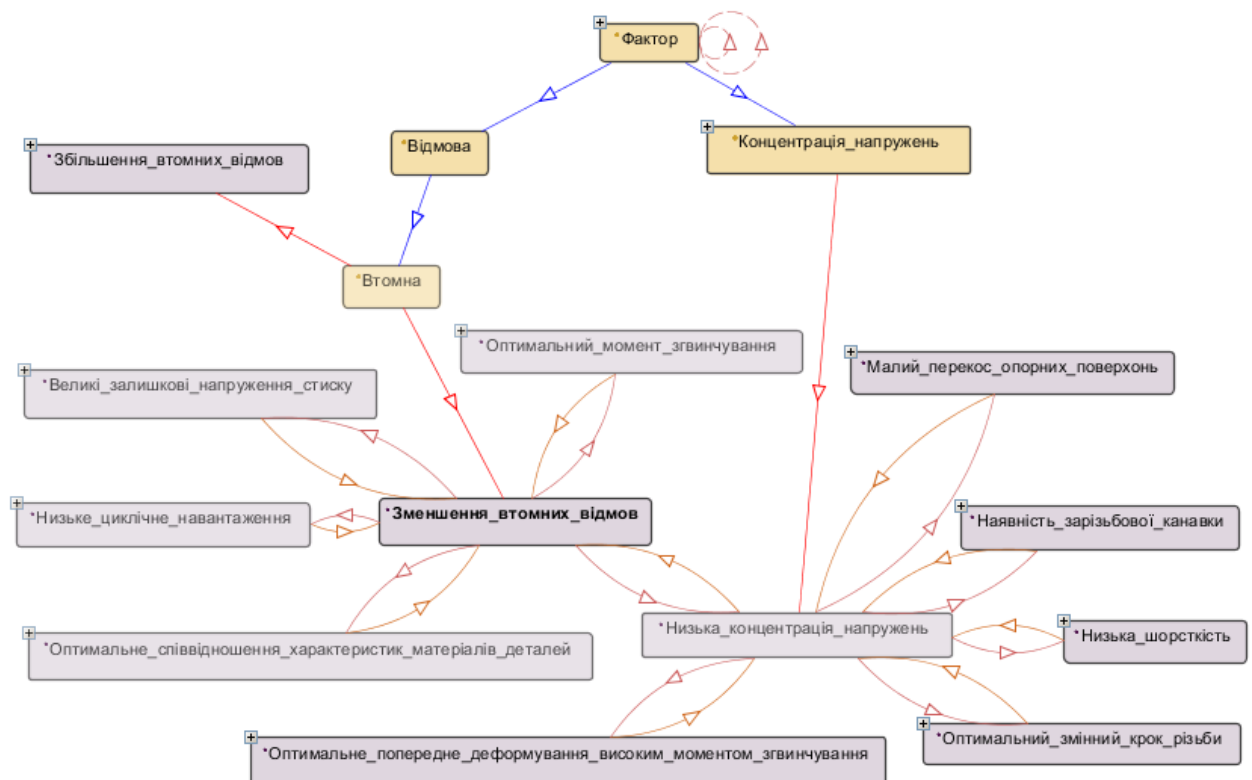


Рисунок 1.8 - Візуалізація частини онтології у вигляді семантичної мережі:
 дугами показані інверсні властивості «є наслідком»-«є причиною»,
 прямими лініями – предикати «має підклас» та «має екземпляр»

Висновки до розділу

1 Аналіз конструкцій типових різьбових з'єднань, їх відмов, умов роботи та способів удосконалення конструкції дозволяє зробити висновок, що основними напрямками підвищення надійності різьбових з'єднань є оптимізація їх геометричних параметрів, моменту згвинчування та механічних характеристик матеріалів.

2 Основними видами відмов різьбових з'єднань нафтогазового обладнання є статичні та втомні руйнування, знос та втрата герметичності. Основними напрямками підвищення надійності цих з'єднань є зменшення концентрації напружень та забезпечення необхідних контактних тисків в з'єднанні, що можна досягти оптимізацією конструкції, моменту згвинчування, та характеристик матеріалів деталей.

3 Запропоновано принципи розробки бази знань з проблем надійності і довговічності різьбових з'єднань, яка містить поняття відмов та факторів, які збільшують чи зменшують імовірність відмов і причинно-наслідкові зв'язки між цими поняттями. Ці принципи можуть лягти в основу розробки експертних систем для проектування різьбових з'єднань.

2 ПОБУДОВА ПАРАМЕТРИЧНИХ СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИХ МОДЕЛЕЙ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

2.1 Застосування систем CAD/FEA для оптимізації різьбових з'єднань

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®. Поєднання CAD з комп'ютеризованою системою скінченно-елементного аналізу (Finite Element Analysis - FEA) дає широкі можливості параметричної оптимізації конструкції. FEA реалізує метод скінченних елементів (MCE) – ефективний чисельний метод розв'язування рівнянь математичної фізики. MCE на даний час широко застосовується для розв'язування різноманітних задач механіки деформівного твердого тіла, електромагнетизму, гідрогазодинаміки та термодинаміки. На практиці MCE 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 моделювання CAD з програмою скінченно-елементного аналізу FEA (рис. 2.1).

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).

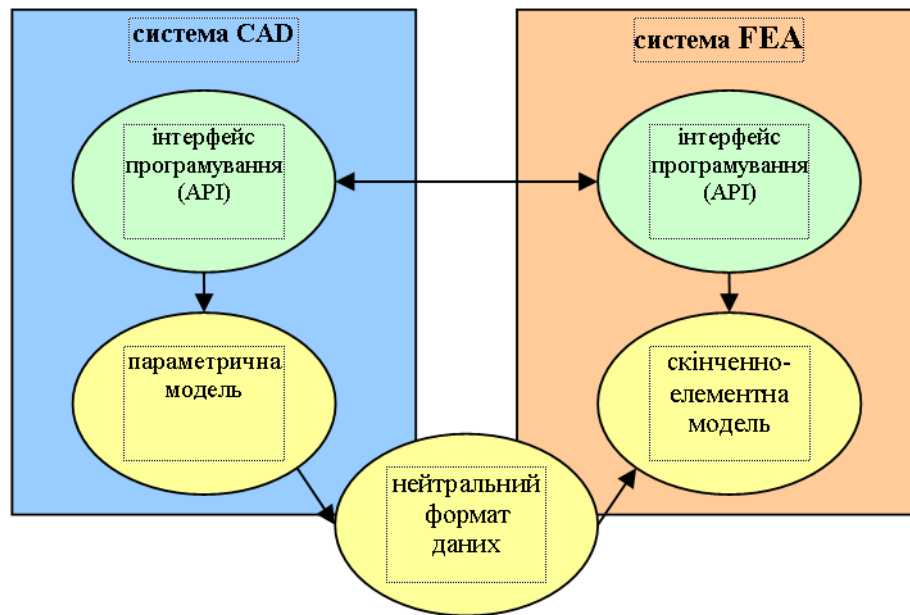


Рисунок 2.1 - Схема взаємодії систем CAD/ FEA

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. Нижче наведено код сценарію Abaqus на мові Python, який змінює значення параметра активного документа (3D моделі) SolidWorks.

```

# -*- 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

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 систем 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 прикладах розрахунку і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання. Зокрема система CAD/FEA уможлиблює розв'язання таких задач [14]:

а) оптимізація геометричних параметрів різьбового з'єднання (оптимізація профілю різьби, 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;

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

в) оптимізація зусилля згвинчування;

г) розрахунок довговічності з'єднання з втомною тріщиною та іншими дефектами.

Ці оптимізаційні обчислення можуть виконуватись за критеріями:

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

б) зносостійкості, захисту від механічного спрацювання різьби та інших поверхонь з'єднання;

в) зусилля згвинчування, вібрацій і динамічних навантажень, які призводять до самовідгвинчування або заїдання з'єднання;

г) 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 2.1). У тривимірній моделі MCE розв'язується просторова задача, а в плоскій і осесиметричній - двовимірною. Тривимірною моделлю 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.

Таблиця 2.1 - Скінченно-елементні моделі різьбових з'єднань

Характеристики	Моделі різьбових з'єднань			
	тривимірні		двовимірні	
	з гвинтовою різьбою	з квазірізьбою	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

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:

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

$$M \approx 0.5 F_0 d_2 \left(\frac{p}{\pi d_2} + f / \cos(\alpha/2) \right), \quad (2.1)$$

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, α - кут профілю, f - коефіцієнт тертя.

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

$$\Delta = \frac{p \cdot d_c}{\pi \cdot D_f}, \quad (2.2)$$

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

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

г) температурною деформацією Δl частини з'єднання з заданим коефіцієнтом лінійного розширення в осьовому напрямку;

д) шляхом задавання поля деформації згвинченого з'єднання.

Отже для масштабного дослідження і оптимізації різноманітних різьбових з'єднань важливими 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®.

2.2 Принципи розробки параметричних скінченно-елементних моделей різьбових з'єднань в Abaqus®

Abaqus® - комп'ютеризована система скінченно-елементного аналізу (Finite Element Analysis - FEA) [15]. Abaqus реалізує ефективний чисельний метод розв'язування різноманітних задач механіки деформівного твердого тіла - метод скінченних елементів (MCE). Abaqus дає змогу розв'язувати

статичні і динамічні задачі, а також сильно нелінійні перехідні швидкоплинні динамічні задачі. Він має зручний інтерфейс користувача, підтримує велику кількість типів скінченних елементів, дає змогу розв'язувати контактні і інші нелінійні задачі, має інтерфейси для відомих CAD, модулі для розв'язування вузькоспеціалізованих задач, наприклад, механіки руйнування. Abaqus успішно конкурує з такими відомими програмами FEA, як Ansys®, Nastran®, Comsol®, Cosmos®. Основною перевагою, яка відрізняє його від інших програм, є наявність інтерфейсу прикладного програмування (API) популярною мовою Python [16,17].

Python – розповсюджена мова програмування загального призначення, яка характеризується простотою використання, підтримкою усіх основних парадигм програмування (в тому числі об'єктно-орієнтованого програмування), динамічною типізацією, зручними високорівневими структурами даних та великою бібліотекою стандартних функцій. Python API надає Abaqus широкі можливості ефективної автоматизації роботи і створення прикладних програм для побудови скінченно-елементних моделей, їх аналізу і розв'язування оптимізаційних задач.

Розробка і аналіз моделей в системах FEA, як правило, виконується в такій послідовності: побудова геометричної моделі; задання характеристик матеріалів, кроків навантаження, граничних умов, параметрів контакту і навантажень; побудова мережі скінченних елементів; розрахунок і аналіз результатів [18]. Розробляти і аналізувати модель в Abaqus можна вручну, заповнюючи потрібні елементи дерева побудови (табл. 2.2), і автоматизовано - за допомогою Python програм. Переваги другого методу очевидні, зокрема можна створювати моделі з можливістю легкої зміни будь-якого її параметра (параметричні моделі). Розглянемо принципи розробки прикладної програми для побудови і аналізу скінченно-елементних осесиметричних моделей різьбових з'єднань нафтогазового обладнання [19].

Відомо, що об'єктно-орієнтований підхід у програмуванні дає змогу створити абстрактні програмні моделі реальних предметів і понять, що суттєво полегшує розробляння складного програмного забезпечення, уможливорює повторне використання окремих програмних компонентів і спрощення їх модифікації. В об'єктній моделі Abaqus об'єкти програми (геометричні моделі деталей, матеріали, зборки, кроки навантаження, контактні взаємодії, зовнішні навантаження, мережа скінченних елементів, двовимірні ескізи тощо) описані у вигляді класів і їх ієрархій мовою Python.

Для підключення модулів з класами Abaqus (модулі `part`, `material`, `section`, `assembly`, `step`, `interaction`, `load`, `mesh`, `job`, `sketch`, `visualization`) інтерпретатору Python слід виконати команду **import**, наприклад:

```
from part import *
```

Прикладний програміст може розробити власні класи і їх ієрархії, які описують певні поняття. Так, автором розроблено клас, що описує поняття розміру деталі. Будь-який розмір деталі має властивості: номінальне значення, верхнє відхилення, нижнє відхилення і дійсне значення. Використовуючи ці дані можна обчислити максимальний і мінімальний допустимі розміри. Отже клас **Dim** містить такі члени-дані: `n`, `ei`, `es`, `v` і члени-функції: `__init__()`, `min()`, `max()`.

```
class Dim:
```

```
    '''Клас описує поняття розміру'''
```

```
    n=0.0 #номінальний розмір
```

```
    ei=0.0 #нижнє відхилення
```

```
    es=0.0 #верхнє відхилення
```

```
    v=0.0 #дійсне значення
```

```
    def __init__(self,n,ei,es):
```

```
        '''конструктор'''
```

```
        self.n=n
```

```
        self.ei=ei
```

```
        self.es=es
```

```

def min(self):
    '''повертає мінімальний розмір'''
    return self.n+self.ei

def max(self):
    '''повертає максимальний розмір'''
    return self.n+self.es

```

Таблиця 2.2 - Дерево побудови моделі муфтового різьбового з'єднання НКТ в ABAQUS 6.8

	Моделі
	Скінченно-елементна модель
	Геометричні моделі деталей
	Матеріали
	Секції
	Збирання і елементи
	Кроки навантаження
	Опис контактної взаємодії
	Властивості контакту
	Навантаження
	Граничні умови
	Ескізи деталей з'єднання
	Аналіз моделі
	Задачі
	Розрахована модель

Розроблено також клас, який описує поняття матеріалу. Клас **Material** містить члени-дані, які описують механічні характеристики пружності і пластичності, та члени-функції, які повертають ці механічні характеристики в заданому форматі.

Бібліотека матеріалів може бути створена за допомогою типу Python - словник:

```
matlib={
'40':Material (E=210000.0e+6,mu=0.28,st=314.0e+6,
sb=559.0e+6,delta=16.0,psi=45.0) ,
'20H2M':Material (E=210000.0e+6,mu=0.28,st=382.0e+6,
sb=588.0e+6,delta=21.0,psi=56.0) }
```

Тут кожен елемент словника є парою "рядок назва матеріалу"-*"об'єкт класу Material"*.

Словник розмірів різьбового з'єднання певного типорозміру описується, наприклад, так:

```
nkt114={
'D':Dim(114.3,0.0,0.0),#зовнішній діаметр труби
'd':Dim(100.3,0.0,0.0),#внутрішній діаметр труби
}
```

Тут кожен елемент словника є парою "рядок назва розміру"-*"об'єкт класу Dim"*.

Словник стандартних топорозмірів різьбових з'єднань відповідно ГОСТ:

```
nkt={114:nkt114,102:nkt102}
```

Тоді присвоїти дійсне значення розміру з назвою 'd' з'єднання типорозміром 114 можна так:

```
d=nkt[114]
d['d'].v=d['d'].max()/2
```

Створюємо ескізи профілів заготовок деталей з'єднання та профілів їх різьби в осьовому перетині. Наприклад, наступний код створює ескіз, лінію з прив'язкою, розмір і відповідний йому параметр:

```
s=model.ConstrainedSketch(name='Sketch-1', sheetSize=200.0)
g2=s.Line(point1=(0.0, -15.0), point2=(0.0, 15.0))
s.VerticalConstraint(entity=g2)
dl=s.VerticalDimension(vertex1=g2.getVertices()[0],
vertex2=g2.getVertices()[1],textPoint=(0.0, 0.0))
s.Parameter(name='p_n', path='dimensions[0]')
```

Для пошуку геометричних елементів моделі (точок, кромek, площин) в Abaqus Python API використовується функція `findAt`, параметром якої є

послідовність з трьох координат точок. Тому потрібно задати характерні точки кромки моделі, на яких задаватимуться навантаження, граничні умови чи параметри контакту, наприклад:

```
en1=((d['D'].v+d['d'].v)/2,d['L'].v+20,0.0) #верхній торець  
ніпеля
```

Надаємо значення параметрам розмірів моделі, наприклад:

```
model=mdb.models['Model-1']  
s=model.sketches['Sketch-1']  
s.parameters['ln'].setValues(expression=str(d['L'].v+20))
```

Створюємо осесиметричну геометричну модель (Part) заготовки деталі з'єднання, наприклад, ніпеля:

```
model.Part(dimensionality=AXISYMMETRIC, name=n,  
           type=DEFORMABLE_BODY)  
model.parts[n].BaseShell(sketch=model.sketches[s])
```

Тут *n* - ім'я деталі, *s* - ескіз заготовки ніпеля.

Аналогічно створюємо іншу деталь - муфту.

Побудова профілю різьби деталей з'єднання є найскладнішим завданням, оскільки неточна побудова може призвести до некоректної геометрії або геометрії з дуже дрібними елементами. Наступна функція (**createCut**) створює частину профілю різьби шляхом послідовного переміщення ескізу профілю на величину кроку і створення ним вирізу:

```
def createCut(Part,Sketch,Begin,P,Fi,Len,X,Y,dx,dy):  
    i=Begin#номер витка (0-перший)  
    while i*P<=Len:#довжина різьби  
        s=model.ConstrainedSketch(name='__profile__',sheetSize=200.)  
        model.parts[Part].projectReferencesOntoSketch(filter=  
            COPLANAR_EDGES, sketch=s)  
        s.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0), point2=(0.0, 10.0))  
        s.retrieveSketch(sketch=model.sketches[Sketch])  
        s.delete(objectList=(s.vertices.findAt((0.0,0.0),),), )  
        s.move(objectList=s.geometry.values(),  
              vector=(X+dx*P*tan(Fi*pi/180)*i,Y+dy*P*i))
```

```

model.parts[Part].Cut(sketch=s)
del s
i=i+1
return i-1

```

Тут Part - назва деталі, Sketch - назва ескізу, Begin - початок різьби (ціле), P - крок різьби, Fi - кут конуса конічної різьби (градуси), Len - довжина різьби, X, Y - початкові координати центра профілю, dx - радіальний напрямок подачі під час "нарізання" різьби (+1 - вправо, -1 - вліво), dy - осьовий напрямок подачі (+1 - вверх, -1 - вниз).

Наприклад, основна частина профілю різьби ніпеля створюється так:

```

createCut(Part='Part-1',Sketch='Sketch-3',
          Begin=0,P=d['P'].v,Fi=d['fi'].v,Len=d['L'].v-12.7,
          X=dsr,Y=d['L'].v-12.7,dx=-1,dy=-1)

```

Тут dsr - середній діаметр різьби в основній площині.

Використовуючи функцію createCut можна створювати циліндричні і конічні різьби, збіги різьби і інші різьбові поверхні.

Створюємо матеріали деталей з'єднання і присвоюємо їм механічні характеристики:

```

m=model.Material(name=n)
m.Elastic(table=et)
m.Plastic(table=pt)

```

Тут n - ім'я матеріалу, et - пружні характеристики, pt - пластичні характеристики.

Створюємо і присвоюємо секції (частини з одного матеріалу) деталям:

```

model.HomogeneousSolidSection(material=m,name=n,thickness=None)
model.parts[p].SectionAssignment(region=
    Region(faces=model.parts[p].faces), sectionName=n)

```

Тут n - ім'я секції, m - матеріал, p - деталь.

Створюємо елементи зборки різьбового з'єднання:

```

model.rootAssembly.Instance(dependent=OFF,
    name=n,part=model.parts[p])

```

Тут n - ім'я елемента, p - деталь.

Створюємо кроки статичного навантаження:

```
model.StaticStep(name=n, previous=pr)
```

Тут n - ім'я кроку, pr - попередній крок. Можна, наприклад, створити два кроки навантаження. На першому задається згинчування з'єднання, на другому - зовнішнє навантаження.

Створюємо множину кромek, що контактують:

```
model.rootAssembly.regenerate()
ae=model.rootAssembly.instances[i].edges
e=ae.findAt(*ep) #*ep - розпакування кортежу
p=[x.pointOn for x in ae if x not in e]
model.rootAssembly.Set(name=n, edges=ae.findAt(*p))
```

Тут n - ім'я множини, i - елемент зборки, ep - кортеж точок кромek не для контакту (наприклад, $ep=((em1,), (em2,),))$).

Створюємо властивості контакту, в яких, зокрема, вказуємо формулювання контакту і коефіцієнт тертя:

```
model.ContactProperty('IntProp-1')
model.interactionProperties['IntProp-1'].TangentialBehavior(
    dependencies=0, directionality=ISOTROPIC,
    elasticSlipStiffness=None, formulation=PENALTY,
    fraction=0.005, maximumElasticSlip=FRACTION,
    pressureDependency=OFF, shearStressLimit=None,
    slipRateDependency=OFF, table=((0.05, ), ),
    temperatureDependency=OFF)
model.interactionProperties['IntProp-1'].NormalBehavior(
    allowSeparation=ON, constraintEnforcementMethod=DEFAULT,
    pressureOverclosure=HARD)
```

Створюємо контакт:

```
sm=model.rootAssembly.sets['Master']
ss=model.rootAssembly.sets['Slave']
model.SurfaceToSurfaceContactStd(adjustMethod=NONE,
    clearanceRegion=None, createStepName='Step-1',
    datumAxis=None, enforcement=SURFACE_TO_SURFACE,
```

```

initialClearance=OMIT, interactionProperty='IntProp-1',
interferenceType=SHRINK_FIT, master=
Region(sideEdges=sm.edges), name='Int-1',
slave=Region(sideEdges=ss.edges), sliding=SMALL,
surfaceSmoothing=NONE, thickness=ON)

```

Створюємо множини кромок для навантаження і граничних умов:

```

s=model.rootAssembly.Set(edges=
model.rootAssembly.instances[i].edges.findAt(ep), name=n)

```

Тут n - ім'я множини, i - елемент зборки, ep - кортеж характерних точок кромок (наприклад, $ep=(em1,)$).

Створюємо навантаження і граничні умови на кожному кроці навантаження. Наприклад, гранична умова, яка робить неможливим переміщення муфти:

```

s=model.rootAssembly.sets['Encastre']
model.EncastreBC(createStepName='Step-1',
name='BC-2', region=Region(edges=s.edges))

```

Від розміру і кількості скінченних елементів суттєво залежить точність результатів і тривалість розрахунку. Задаємо загальний розмір скінченних елементів і кількість елементів вздовж дрібних кромок (наприклад, кромок різьби). Створюємо мережу скінченних елементів:

```

model.rootAssembly.seedPartInstance(deviationFactor=0.1,
regions=(model.rootAssembly.instances['Part-1-1'],
model.rootAssembly.instances['Part-2-1']), size=2.6)
sm=model.rootAssembly.sets['Master']
ss=model.rootAssembly.sets['Slave']
model.rootAssembly.seedEdgeByNumber(edges=sm.edges, number=4)
model.rootAssembly.seedEdgeByNumber(edges=ss.edges, number=4)
model.rootAssembly.generateMesh(regions=(
model.rootAssembly.instances['Part-1-1'],
model.rootAssembly.instances['Part-2-1']))

```


Моделювання згвинчування муфтового різьбового з'єднання НКТ виконується шляхом осового зміщення муфти відносно ніпеля на величину, яка кратна кроку різьби (3.175):

```
model.rootAssembly.translate(instanceList=('Part-2-1', ),
    vector=(0.0, 2*3.175, 0.0))
#моделювання згвинчування (0 (вручну), 1, 2 (станок))
```

Моделювання згвинчування муфтового різьбового з'єднання насосних штанг або замкового різьбового з'єднання бурильних труб можна реалізувати за допомогою функції BoltLoad, якою задається видовження ніпеля або скорочення муфти під час згвинчування.

Формулюємо задачу і розв'язуємо її:

```
myJob = mdb.Job(name=model.name, model=model.name)
myJob.submit()
# Чекати поки задача не буде розв'язана
myJob.waitForCompletion()
```

Читаємо базу даних результатів. В кожному кроці навантаження знаходимо максимальне значення напруження за критерієм Мізеса в зоні з'єднання з іменем 'SET-6':

```
myOdb = openOdb(path=model.name + '.odb')
es=myOdb.rootAssembly.elementSets['SET-6']
#для кожного кроку
for s in myOdb.steps.values():
    fo=s.frames[-1].fieldOutputs['S'].getSubset(region=
        es,position=INTEGRATION_POINT)
    #знайти максимальне напруження за критерієм Мізеса
    max=0
    for v in fo.values:
        if v.mises>max: max=v.mises
    print max
```

Наступним етапом є порівняння знайденого максимального напруження за критерієм Мізеса в заданій зоні з'єднання з допустимим напруженням. За результатами порівняння може бути прийняте рішення про перехід до

наступного наближення (зміни певного вхідного параметра, перебудови і розрахунку моделі), або про завершення ітерації. Таким чином реалізується оптимізація конструкції різьбового з'єднання.

Використовуючи ці принципи, автором розроблено програми для побудови і аналізу моделей муфтових різьбових з'єднань насосних штанг, НКТ і замкових різьбових з'єднань бурильних труб. Така методика ефективна для комплексного аналізу і оптимізації фактично будь-яких конструкцій. Для зменшення трудомісткості побудови параметричних геометричних моделей слід використовувати такі САПР як SolidWorks®, CATIA®, Pro/ENGINEER® та їх інтерфейси з Abaqus.

2.3 Розробка моделі муфтового з'єднання насосних штанг

Розглянемо програмну модель муфтового з'єднання насосних штанг (додаток А, модуль **gost13877_96.py**). Геометрія моделі з'єднання відповідає ГОСТ 13877-96. Геометричні параметри деталей з'єднання описуються в програмі словниками `rod19`, `rod22`, `rod25`, а типорозміри з'єднань - словником `rod`. Кожен параметр має номінальне значення, та верхнє и нижнє допустимі відхилення. Розраховувався найменш міцний стандартний варіант з'єднання - з мінімальними допустимими розмірами різьби ніпеля і максимальними допустимими розмірами різьби муфти. Словник `d` містить значення розмірів ескізів деталей. Діаметральні розміри перетворюються в радіусні, наприклад:

```
d['d_n']=d['d_n'].min()/2 #зовнішній діаметр різьби/2
```

Створюються допоміжні параметри моделі, наприклад, точка, яка належить верхньому торцю штанги:

```
en1=(d['dn']/2, d['l1n']+20, 0.0)
```

Матеріали задаються за допомогою словника `matlib`, який містить бібліотеку матеріалів з механічними характеристиками відповідно ГОСТ (клас `Material`).

В класі *Material* істинне напруження та деформація визначаються так:

$$\sigma = \sigma_{ном} (1 + \varepsilon_{ном}), \quad (2.3)$$

$$\varepsilon = \ln(1 + \varepsilon_{ном}), \quad (2.4)$$

де $\sigma_{ном}$, $\varepsilon_{ном}$ - номінальне напруження і деформація.

Ділянка від σ_m до σ_δ описується за допомогою степеневої залежності, яка потім апроксимується лініями

$$\varepsilon = \varepsilon_m \left(\frac{\sigma}{\sigma_m} \right)^n, \quad (2.5)$$

де σ , ε - напруження та відповідна деформація,

σ_m , ε_m - границя текучості та відповідна деформація,

n - показник, який визначається з умови проходження через точку $(\varepsilon_\delta, \sigma_\delta)$.

Істинна границя міцності та відповідна деформація визначаються так:

$$\sigma_\delta = \sigma_{\delta,ном} (1 + k\delta), \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_\delta = \ln(1 + k\delta), \quad (2.7)$$

де k - коефіцієнт (приймали $k=0,4$),

δ - відносне видовження.

Діаграма деформування на ділянці від σ_δ до σ_k описуються лінійною залежністю. Істинне напруження та деформація в момент руйнування:

$$\sigma_k = K \sigma_{\delta,ном} (1 - \psi), \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_k = \ln(1 / (1 - \psi)), \quad (2.9)$$

де ψ - відносне звуження,

K - коефіцієнт руйнуючого навантаження (приймали $K=0,8$).

На рис.2.2 показані істинні діаграми деформування сталей для насосних штанг і муфт (пластична ділянка).

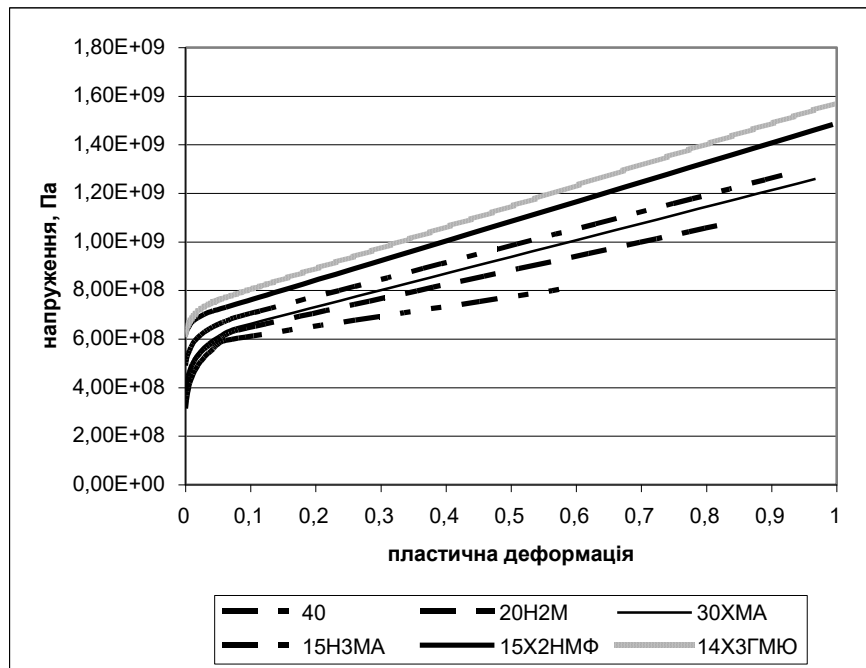


Рисунок 2.2 - Істинні діаграми деформування сталей для насосних штанг і муфт

Функція `power(8)` повертає словник елестичних і пластичних властивостей:

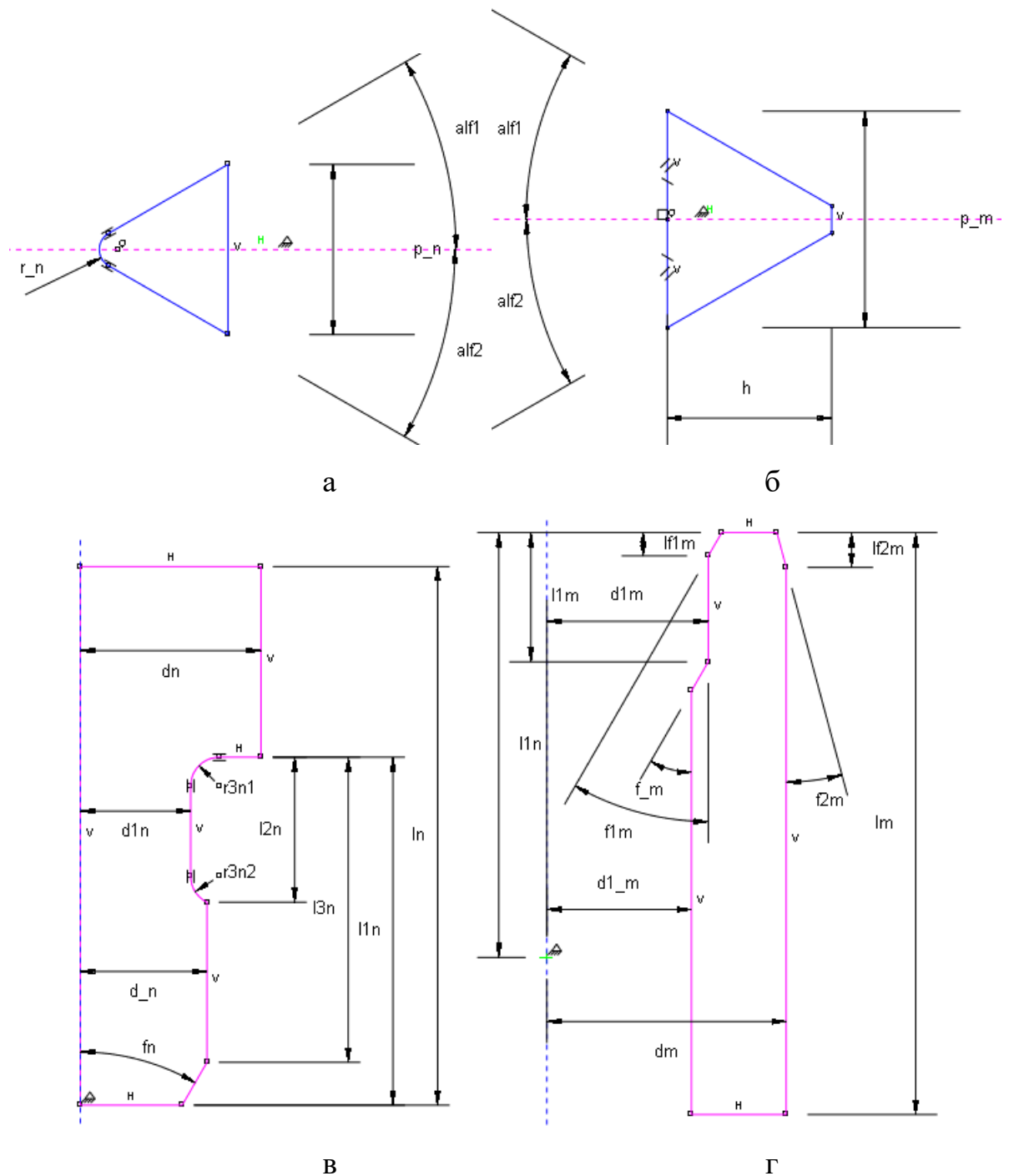
```
mat1=matlib['40'].power(8)
```

Тут 8 - кількість ліній для апроксимації пластичної ділянки.

Зовнішнє навантаження задається відповідно напруженню в тілі штанги діаметром `d0`, тому величина напруження множиться на `d['d0']/d['dn']`, де `dn` - діаметр бурта ніпеля. Наприклад:

```
load2=-155.1e+6*d['d0']/d['dn']
```

Функція `create_nipple_coupling()` створює геометрію за ескізами заготовок деталей. Параметричні ескізи (рис. 2.3) можуть бути створені вручну або програмним шляхом (за допомогою функцій `createSketch1()`, `createSketch2()`, `createSketch3()`, `createSketch4()`).



а - ескіз для побудови профілю різьби ніпеля, б - ескіз для побудови профілю різьби муфти, в - ескіз для побудови заготовки ніпеля, г - ескіз для побудови заготовки муфти

Рисунок 2.3 - Ескізи для побудови деталей з'єднання

Функція `set_values()` присвоює значення параметрам ескізу. Функція `createPart()` створює осесиметричну деталь, а функція `createProfile()` - профіль різьби муфти і ніпеля.

Іншим способом побудови геометрії є функції `create_nipple_coupling2()` і `create_nipple_coupling3()`, які будують геометрію з простих елементів. Для цього розроблено класи `Line` (лінія) та `N_angle` (багатокутник зі скругленнями). Ці класи мають функцію `drawAbaqus()`, яка рисує об'єкт на заданому ескізі моделі Abaqus. Функція `part_builder()` дозволяє будувати деталі з простих елементів шляхом додавання або вирізання площі.

Розроблено також функції для побудови тривимірних моделей. Назва таких функцій закінчується на "3D", наприклад, `createPart3D()`. Перелік інших функцій для побудови моделі, наведено нижче в порядку їх виклику. Усі ці функції є незалежними від моделі і описані в модулі `tools.py`.

`createPartition()` - ділить поверхню деталі лінією. Це необхідно для моделювання згвинчування з'єднання функцією `boltload`.

`createMaterial()` - створює механічні характеристики матеріалу.

`createSectionAssign()` - створює і присвоює секції деталі.

`createAssemblyInstance()` - створює елемент зборки.

`createStep()` - створює крок навантаження.

`createContactSet()` - створює множину кромок для контакту.

`createContactProperty()` - задає властивості контакту.

`createContact()` - створює контакт

`createBCSet()` - створює множину кромок для граничних умов.

`createBC_Pressure()` - створює зовнішнє навантаження (рис.2.4).

`createBC_Axis()` - створює граничні умови на осі (неможливість переміщення в радіальному напрямку (рис. 2.4)).

`createBC_Encastre()` - створює закріплення (рис. 2.4).

`createBC_BoltLoad()` - створює зусилля згвинчування (рис. 2.4).

`createMesh()` - створює сітку скінченних елементів (рис. 2.4).

`createEdgesSet()` - створює множину кромок для результатів.

`createVerticesSet()` - створює множину вершин для результатів.

`createJobSubmit()` - створює задачу і виконує її.

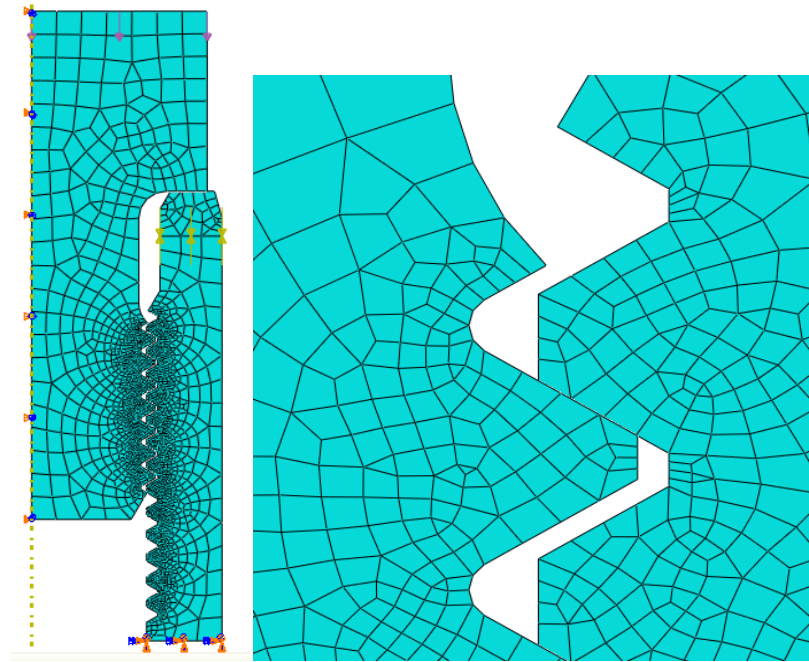


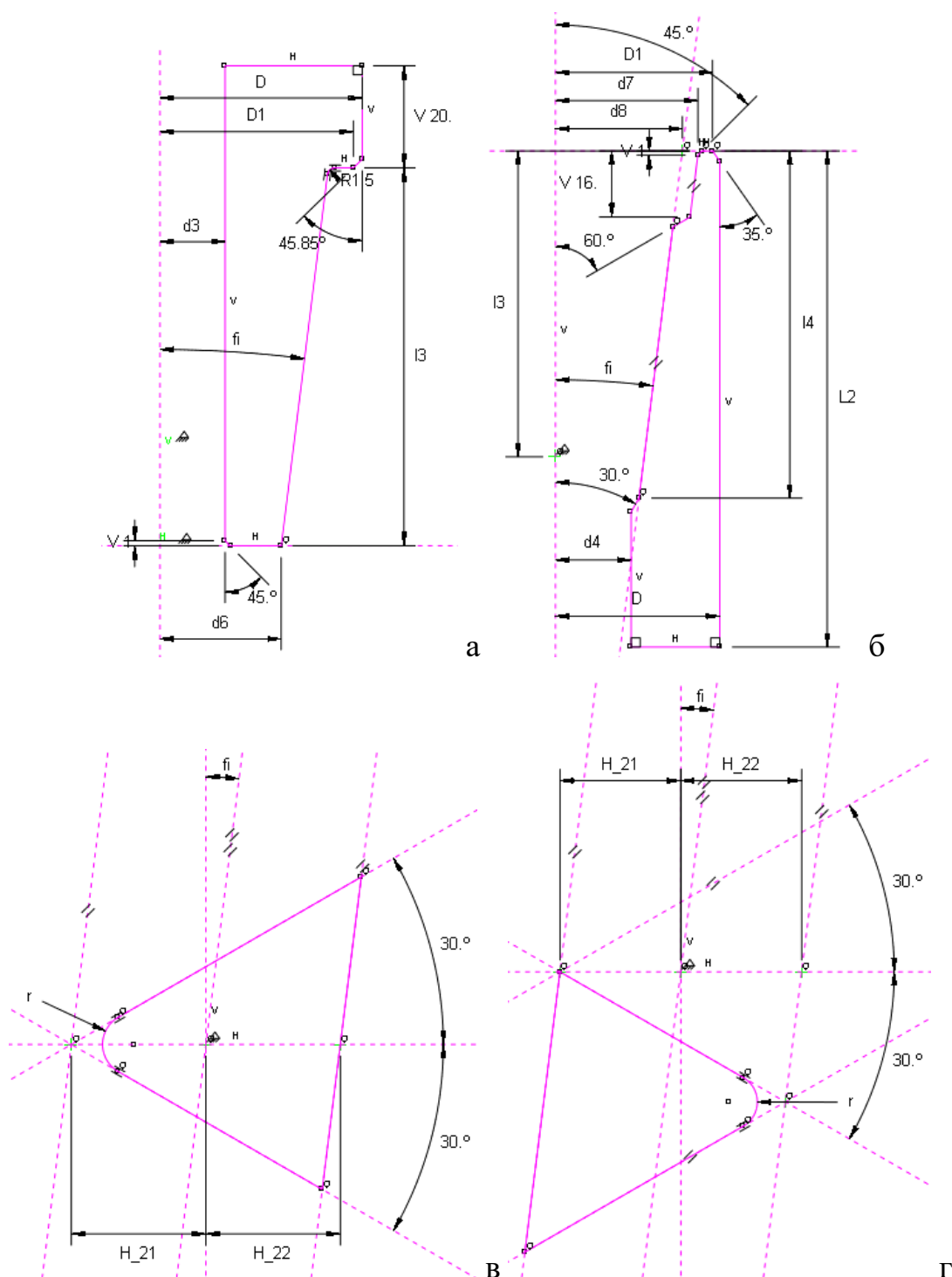
Рисунок 2.4 - Осесиметрична скінченно-елементна модель муфтового різьбового з'єднання насосних штанг діаметром 19мм

Результати створюються шляхом виклику функції `createResults()`. Її реалізація залежить від постановки задачі. Наприклад, функція `SF_field()` розраховує поле коефіцієнта запасу втомної міцності, а функція `readODB_set()` (або `readODB_set2()`, `readODB_path()`) читає результати з останнього фрейму вказаного кроку навантаження на заданій множині геометричних елементів.

2.4 Розробка моделі замкового з'єднання бурильних труб

Для побудови моделі замкового з'єднання бурильних труб використовуються ті ж принципи, що і для попередньої (додаток А, модуль **gost5286_75.py**). Геометрія моделі з'єднання відповідає ГОСТ 5286-75. Геометричні параметри деталей з'єднання описуються в програмі словниками `zn80`, `zn95`, а типорозміри з'єднань - словником `замок`. На

рис.2.5 показні параметричні ескізи для побудови моделі з'єднання, а на рис. 2.6 - скінченно-елементна модель з'єднання.



а - ескіз для побудови заготовки ніпеля, б - ескіз для побудови заготовки муфти, в - ескіз для побудови профілю різьби ніпеля, г - ескіз для побудови профілю різьби муфти

Рисунок 2.5 - Ескізи для побудови деталей з'єднання

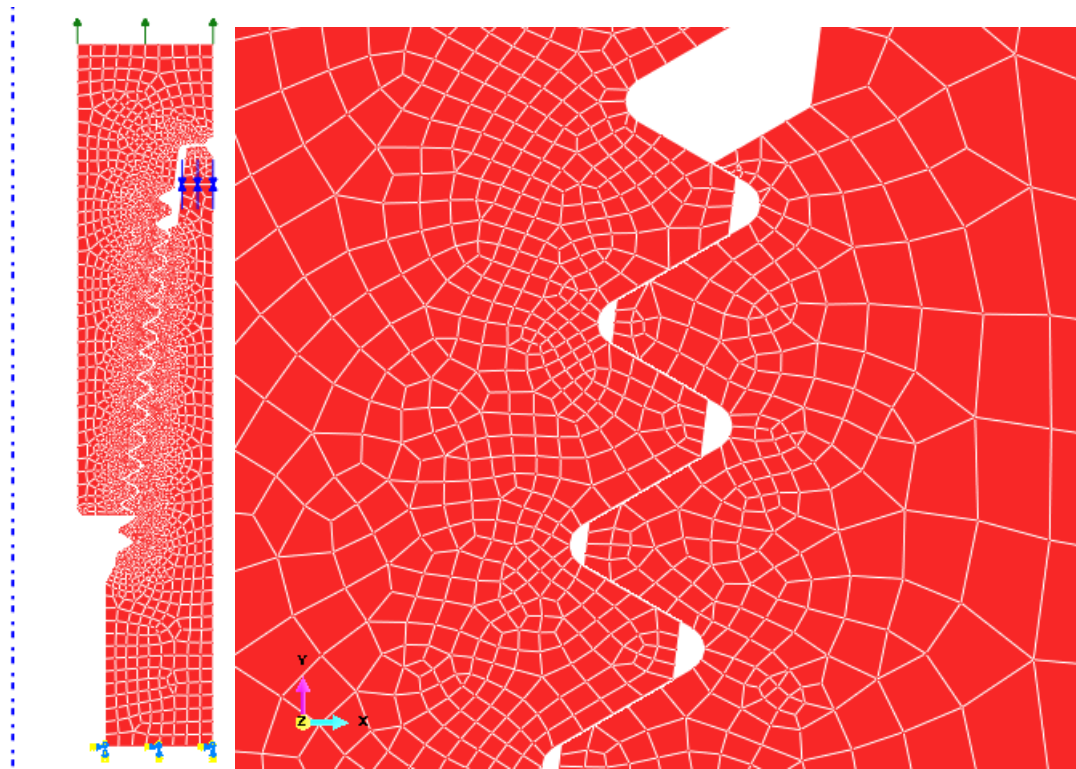
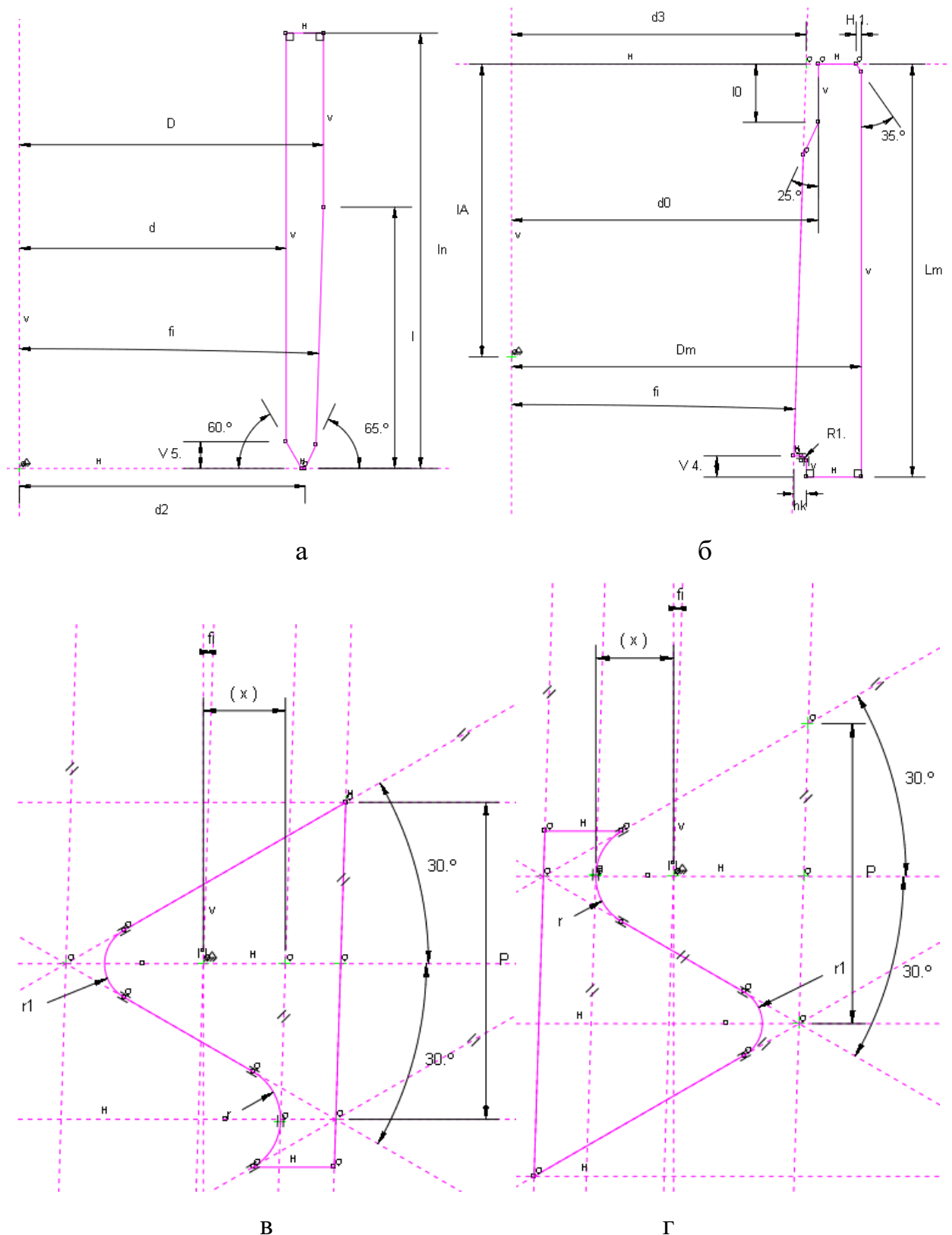


Рисунок 2.6 - Осесиметрична скінченно-елементна модель замкового різьбового з'єднань бурильних труб

2.5 Розробка моделі муфтового з'єднання насосно-компресорних труб

Для побудови моделі муфтового з'єднання насосно-компресорних труб використовуються ті ж принципи, що і для попередньої (додаток А, модуль **gost633_80.py**). Геометрія моделі з'єднання відповідає ГОСТ 633-80. Геометричні параметри деталей з'єднання описуються в програмі словниками `nkt114`, `nkt102`, а типорозміри з'єднань - словником `nkt`. На рис. 2.7 показні параметричні ескізи для побудови моделі з'єднання, а на рис. 2.8 - скінченно-елементна модель з'єднання.



а - ескіз для побудови заготовки ніпеля, б - ескіз для побудови заготовки муфти, в - ескіз для побудови профілю різьби ніпеля, г - ескіз для побудови профілю різьби муфти

Рисунок 2.7 - Ескізи для побудови деталей з'єднання

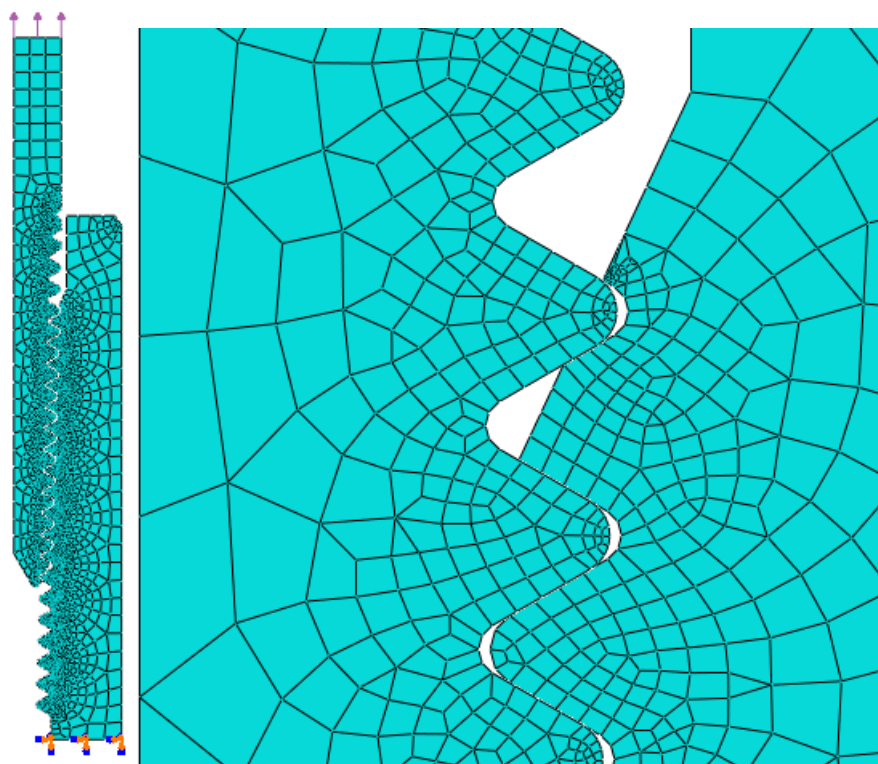


Рисунок 2.8 - Осесиметрична скінченно-елементна модель муфтового різьбового з'єднання НКТ

Висновки до розділу

1 Виявлено, що для масштабного дослідження і оптимізації різноманітних різьбових з'єднань важливими є розрахункові можливості системи FEA та наявність в ній інтерфейсу прикладного програмування. Враховуючи це, ефективним є використання системи Abaqus®.

2 Запропонована ефективна методика для побудови параметричних скінченно-елементних моделей різьбових з'єднань в Abaqus®, яка може бути використана для їх комплексного аналізу і оптимізації.

3 Розроблено програмні скінченно-елементні моделі різьбових з'єднань нафтогазового обладнання (муфтового з'єднання насосних штанг, замкового з'єднання бурильних туб, муфтового з'єднання НКТ), які володіють можливістю зміни будь-яких їх параметрів.

3 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТА КОМПЛЕКСНА ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

3.1 Опис методики оптимізації різьбових з'єднань

Основними вимогами для здійснення оптимізаційних обчислень є наявність системи FEA Abaqus 6.10 та набору програмних компонентів tools.py (додаток А), розроблених авторами.

1 Постановка задачі

1.1 Постановка оптимізаційної задачі. Вибір керованих змінних (параметрів), їх обмежень та критеріїв оптимізації. Параметрами можуть бути геометричні параметри, механічні характеристики матеріалів, зусилля згвинчування, зовнішні навантаження. Оптимізація може бути виконана за критеріями статичної і втомної міцності, герметичності, стійкості до самовідгвинчування. Відповідними числовими критеріями є еквівалентне напруження за критерієм Мізеса-Губера, коефіцієнт запасу втомної міцності, контактний тиск між витками різьби та іншими поверхнями з'єднання.

1.2 Визначення виду скінченно-елементної моделі в залежності від наявності в ній несиметричної геометрії і навантажень. Модель може бути тривимірною з гвинтовою різьбою, тривимірною з квазірізьбою, плоскою, осесиметричною.

1.3 Визначення способу моделювання моменту згвинчування в залежності від виду різьбового з'єднання і його моделі. Згвинчування можна моделювати: моментом згвинчування, зміщенням контактних поверхонь, болтовим навантаженням, температурною деформацією, полем деформації.

1.4 Визначення виду і величини зовнішніх навантажень (статичних, динамічних, температурних). Якщо одним з критеріїв оптимізації є коефіцієнт запасу втомної міцності, то вибирають два значення зовнішнього навантаження - мінімальне і максимальне навантаження циклу.

1.5 Визначення параметрів вихідної моделі. Наприклад, відповідно ГОСТ на задане різьбове з'єднання визначаються значення параметрів з'єднання потрібного типорозміру (геометричні параметри, механічні характеристики матеріалів, моменти згвинчування тощо).

2 Побудова параметричної скінченно-елементної моделі різьбового з'єднання

2.1 Створення бази даних параметрів вихідної моделі. Параметри вихідної моделі кодуються мовою Python. Визначаються допоміжні параметри, необхідні для побудови моделі і отримання результатів.

2.2 Побудова параметричної геометричної моделі різьбового з'єднання. Вибирають спосіб побудови геометричної моделі. Для можливості простої модифікації геометрії в широких межах рекомендується розбити геометрію деталі з'єднання на сукупність елементів простої форми, здатних до легкої модифікації. Засобами Python ці елементи можна описати у вигляді класів. За відсутності необхідності модифікації геометрії в широких межах кількість і складність форми елементів можна обмежити.

3 Оптимізація параметрів різьбового з'єднання.

3.1 Створення алгоритму розрахунків та бази даних результатів. Для оптимізації можуть бути використані методи планування експерименту. Це дозволить суттєво зменшити час розрахунків. Зокрема, для побудови поверхонь відклику і знаходження їх екстремумів рекомендується побудова центральних композиційних планів. В найпростішому випадку алгоритм розрахунків базується на методі повного перебору. Наприклад (рис.3.1):

3.2 Обробка результатів. Для обробки результатів можуть бути використані різноманітні статистичні і інші математичні системи, наприклад, Excel, SPSS, Statistica, Maple. Наприклад, функція Maple Fit підганяє модель функції до даних методом найменших квадратів, функція NLPSolve знаходить екстремум функції в заданих межах аргументів, функції plot3d і plot будують графіки функцій двох і однієї змінної відповідно.

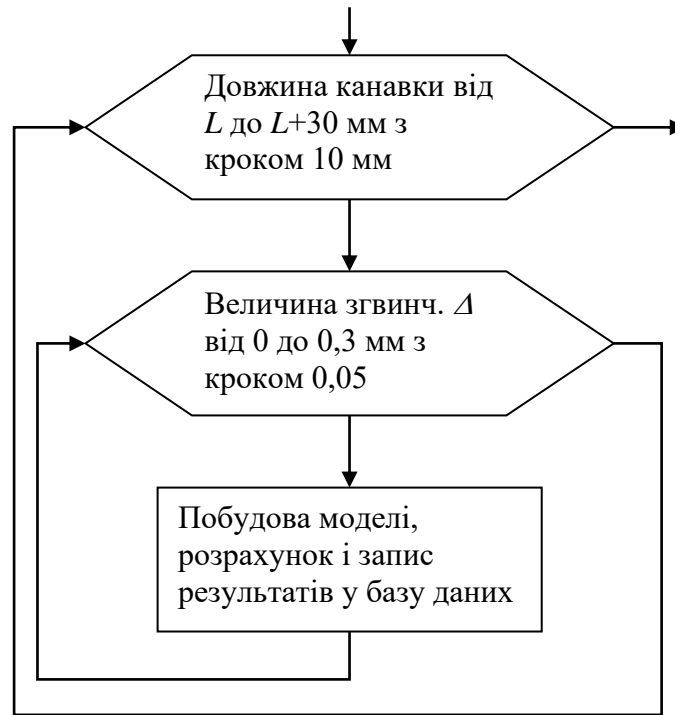


Рисунок 3.1 - Приклад алгоритму розрахунків

3.3 Оптимізація за критерієм статичної міцності. Отримують залежність максимального еквівалентного напруження (або еквівалентного напруження в небезпечній зоні) від параметрів оптимізації. Знаходять мінімальне значення еквівалентного напруження і значення відповідних параметрів моделі.

3.4 Оптимізація за критерієм втомної міцності. Отримують залежність максимального коефіцієнта запасу втомної міцності (або коефіцієнта запасу втомної міцності в небезпечній зоні) від параметрів оптимізації. Знаходять максимальне значення коефіцієнта запасу втомної міцності і значення відповідних параметрів.

3.5 Оптимізація за критерієм герметичності. Отримують залежність контактного тиску від параметрів оптимізації. Знаходять максимальне значення контактного тиску і значення відповідних параметрів.

3.6 Оптимізація за кількома критеріями. Найчастіше може бути кілька критеріїв оптимізації, наприклад, максимальний коефіцієнт запасу втомної міцності і максимальний контактний тиск. В такому випадку отримують

залежності цих критеріїв від параметрів оптимізації і наносять на один графік. З графіка знаходять екстремальне значення одного критерію, тоді як інші повинні знаходитись в допустимих межах.

3.2 Оптимізація параметрів різьбового з'єднання насосних штанг за критерієм статичної міцності

На рисунку 3.2 зображено результати розрахунку осесиметричних моделей стандартних муфтових різьбових з'єднань насосних штанг діаметром 19, 22, 25 мм (ГОСТ 13877-96) в Abaqus. Ці результати узгоджуються з даними, отриманими за допомогою інших систем FEA [4,20,21,22,23].

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° кутом профілю різьби ніпеля (рис. 3.3). Помітно, що збільшення кроку різьби муфти не зменшує напруження у перших впадинах різьби ніпеля, але вирівнює його вздовж витків (рис. 3.3в). У з'єднанні з подовженою зарізьбовою канавкою дещо зменшуються напруження, навіть після збільшення величини згвинчування Δl до 0,134 мм (рис. 3.3б) [24]. Суттєве зменшення напружень у перших впадинах різьби ніпеля спостерігається при корекції перших витків різьби муфти (рис. 3.3г) і збільшенні кута профілю різьби ніпеля (рис. 3.3д).

Проаналізуємо вплив на розподіл еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля таких параметрів з'єднання: зусилля згвинчування, довжини зарізьбової канавки, кроку різьби муфти, кута зрізу перших витків різьби муфти, кута профілю різьби ніпеля, радіуса впадин різьби ніпеля, зовнішнього діаметра різьби ніпеля, внутрішнього діаметра різьби муфти, радіуса скруглень зарізьбової канавки [25,26,27]. Відомі подібні дослідження

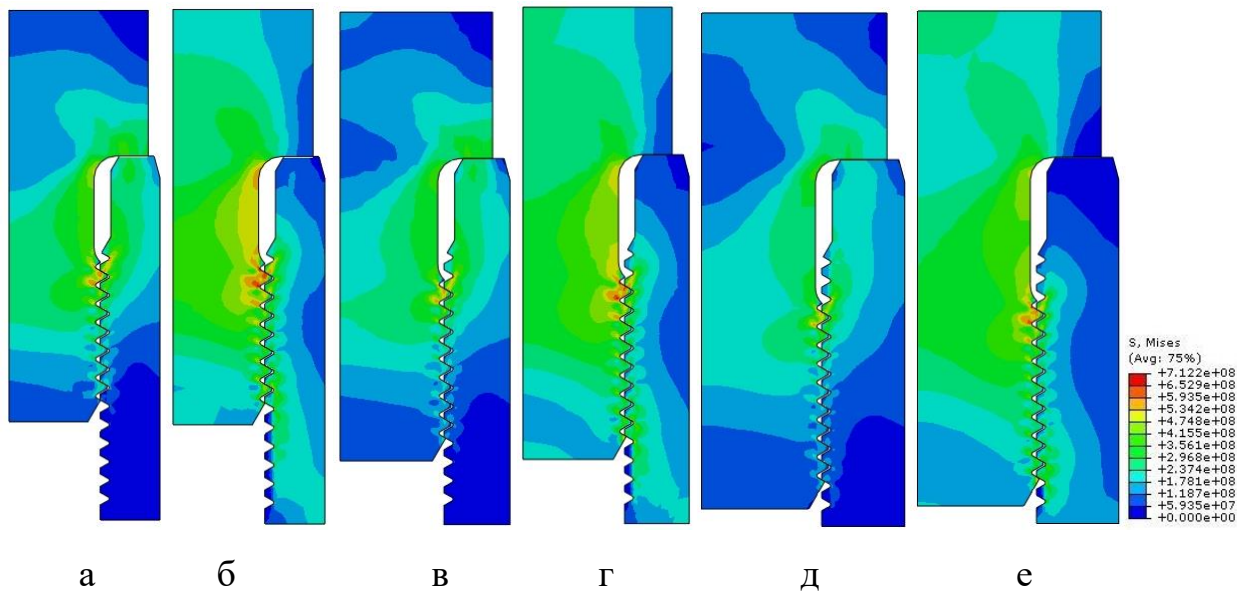
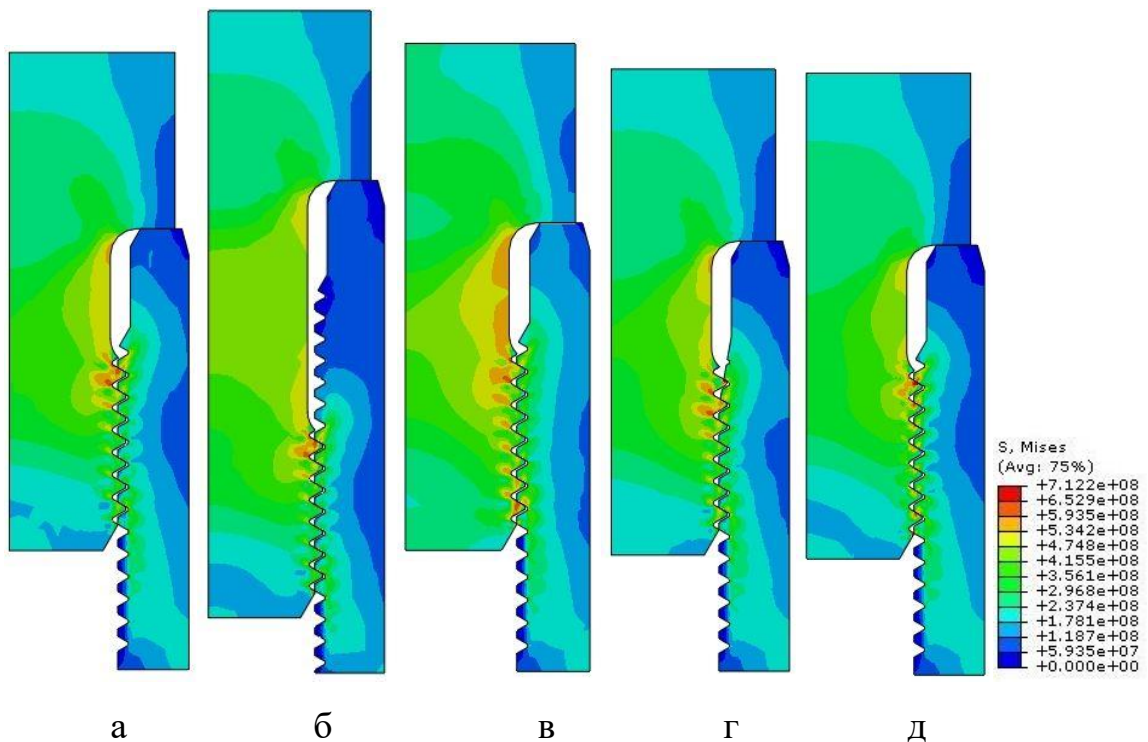


Рисунок 3.2 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 19мм(а,б), 22мм (в,г) і 25мм (д,е) під дією зовнішнього навантаження 0 МПа (а,в,д) і 276 МПа (б,г,е) і величини згвинчування $\Delta l=0.1\text{мм}$



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° , д - кут профілю різьби ніпеля 65°

Рисунок 3.3 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 19 мм під дією зовнішнього навантаження 276 МПа і величини згвинчування $\Delta l=0.1\text{мм}$

для різьбових з'єднань іншого типу і призначення [1].

На рис. 3.4 зображено графік розподілу еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера у впадинах різьби ніпеля від величини згвинчування Δl . Як бачимо, навантаження зростає від останніх до перших витків за законом гіперболічного косинуса. Для з'єднань такого типу це підтверджується і іншими джерелами [1]. При цьому помітно, що збільшення моменту згвинчування призводить до більш рівномірного розподілу навантаження.

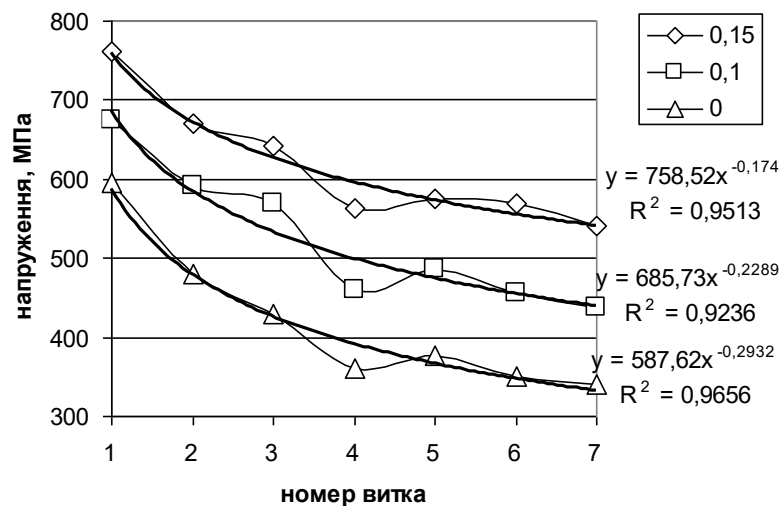
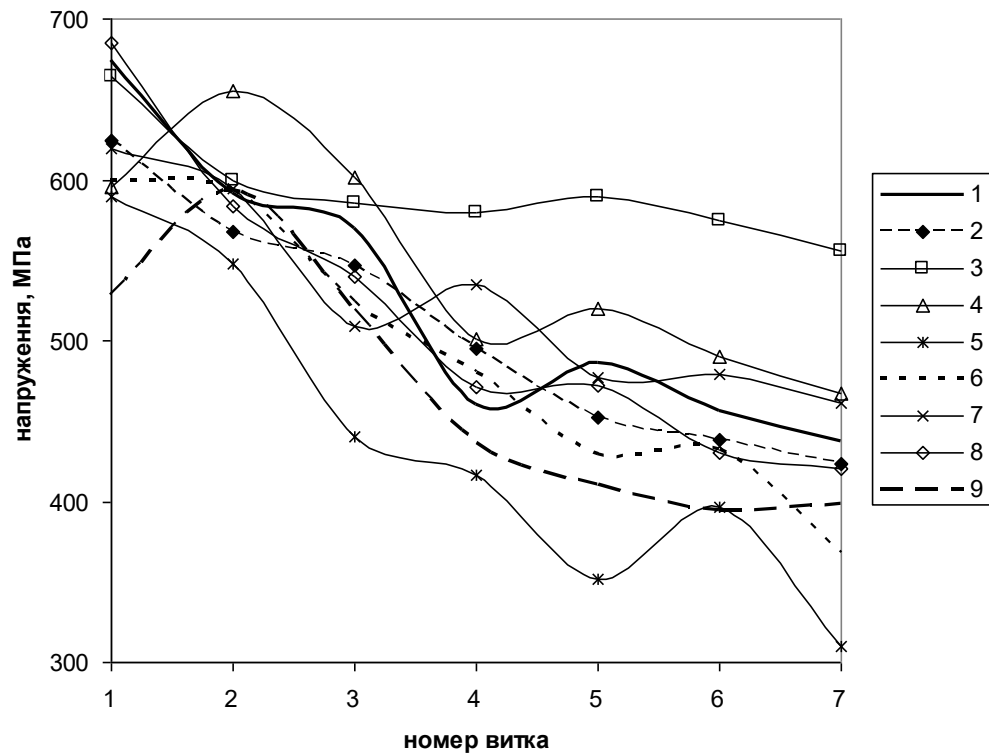


Рисунок 3.4 - Розподіл еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля з'єднання штанг 19мм за різних величин згвинчування Δl і зовнішнього навантаження 276 МПа

У разі збільшення довжини зарізьбової канавки удвічі, збільшується податливість ніпеля. Враховуючи це, для забезпечення зусилля згвинчування, яке відповідає напруженню розтягу в ніпелі $0,6\sigma_m$, потрібно збільшити величину Δl до 0,134 мм. Проте, навіть після збільшення величини згвинчування, у перших трьох впадинах різьби ніпеля спостерігаються менші напруження, ніж у стандартного з'єднання (рис.3.5(2)).



- 1 - найбільш небезпечна конфігурація стандартного з'єднання,
- 2 - довжина зарізьбової канавки 30 мм,
- 3 - крок різьби муфти 2,545 мм,
- 4 - кут зрізу перших витків різьби муфти 10°,
- 5 - кут профілю різьби ніпеля 65°,
- 6 - максимальний допустимий радіус впадин різьби ніпеля,
- 7 - максимальний допустимий зовнішній діаметр різьби ніпеля,
- 8 - мінімальний допустимий внутрішній діаметр різьби муфти,
- 9 - комплексна зміна параметрів

Рисунок 3.5 - Розподіл еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля з'єднання штанг 19мм за величини згвинчування 0,1мм і зовнішнього навантаження 276 МПа

Збільшення кроку різьби муфти на 0,005мм призводить до суттєвого вирівнювання напружень у витках різьби ніпеля, але напруження в перших витках майже не зменшуються (рис.3.5(3)). Напруження у зарізьбовій канавці зростають.

Зменшення кута зрізу (корекції) перших витків різьби муфти утричі (до 10°) дає змогу розвантажити лише перший виток ніпеля (рис.3.5(4)). При цьому зменшується також напруження в зарізьбовій канавці.

Збільшення кута профілю різьби ніпеля на 5° суттєво зменшує напруження у впадинах його різьби (рис.3.5(5)). Це пояснюється зміною області контакту витків: більше навантажується основа витка різьби ніпеля [3]. Зменшується також напруження в зарізьбовій канавці.

Збільшення радіуса впадин різьби ніпеля до максимального допустимого (0,36мм) зменшує напруження в усіх впадинах ніпеля, але збільшує напруження в зарізьбовій канавці, оскільки зростає жорсткість різьбової частини ніпеля. (рис.3.5(6)).

У з'єднанні з максимальним допустимим зовнішнім діаметром різьби ніпеля (рис.3.5(7)) напруження у першій впадині менші, ніж у з'єднання з мінімальним допустимим внутрішнім діаметром різьби муфти (рис.3.5(8)), тому допуск на зовнішній діаметр різьби ніпеля повинен бути якомога меншим.

Зміна радіусів скруглення зарізьбової канавки може впливати на напруження як у самій зарізьбовій канавці, так і у перших впадинах різьби ніпеля (рис.3.6). З рисунка видно, що оптимальна величина радіуса лежить в межах 3,2...3,6 мм.

Проаналізуємо з'єднання з комплексною зміною параметрів (кут зрізу перших витків різьби муфти - 10° , кут профілю різьби ніпеля - 65° , радіус заокруглення зарізьбової канавки ніпеля - 3,2 мм, радіус впадин різьби ніпеля - 0,36 мм, максимальний зовнішній діаметр різьби ніпеля - 26,952 мм, мінімальний внутрішній діаметр різьби муфти - 24,25 мм).

З рисунка 3.5(9) видно, що одночасна комплексна зміна параметрів не завжди підсумовує позитивні ефекти від окремих змін, проте, спостерігається значне зменшення напружень порівняно з вихідним варіантом (рис. 3.5, 3.7).

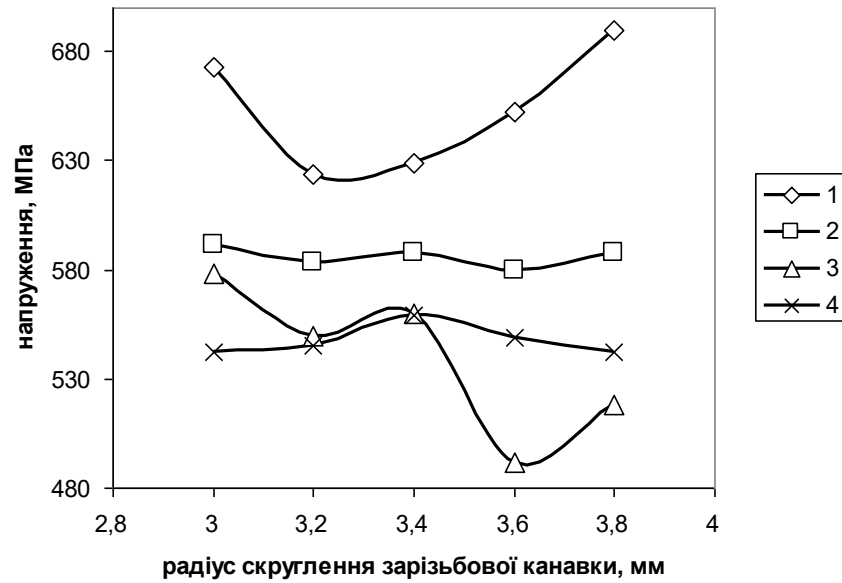


Рисунок 3.6 - Залежність еквівалентних напружень від величини радіусів скруглення зарізьбової канавки:

1,2 - у першій і другій впадинах різьби ніпеля,

3,4 - у першому і другому радіусі скруглення зарізьбової канавки

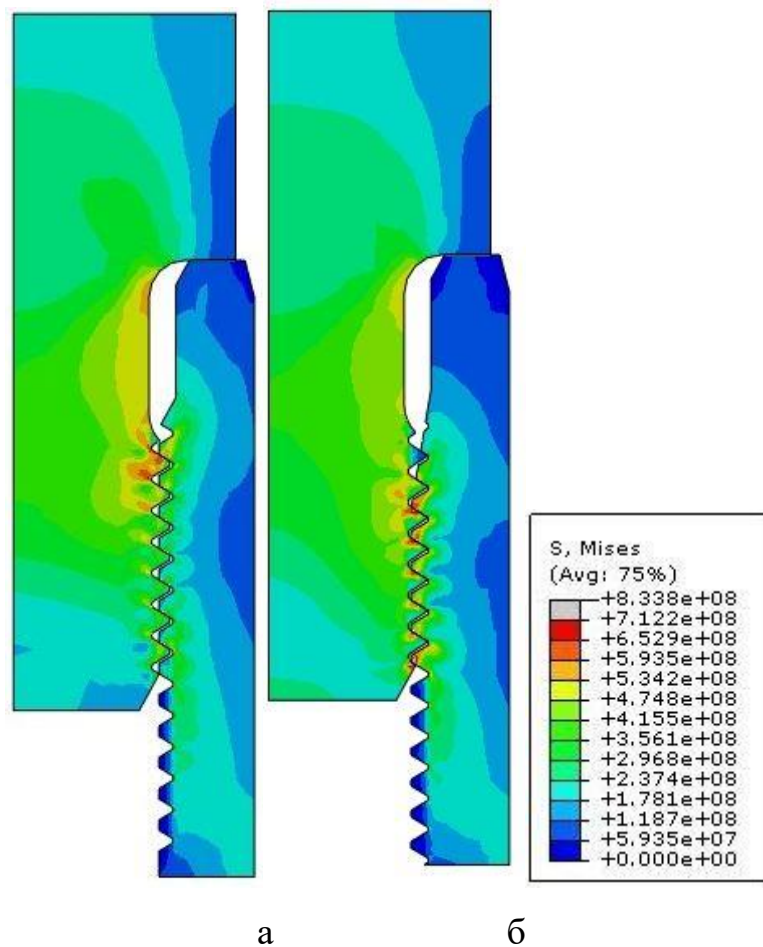


Рисунок 3.7 - Розподіл еквівалентних напружень за критерієм Мізеса (Па) у стандартному (а) і покращеному (б) з'єднаннях штанг діаметром 19 мм

Відомо також, що величина нерівномірності напружень в з'єднанні залежать від матеріалів його деталей [1]. ГОСТ 13877-96 рекомендує виготовляти штанги зі сталей 40, 20Н2М, 30ХМА, 15Н3МА, 15Х2НМФ, 15Х2ГМФ, 14Х3ГМЮ, а муфти - 20Н2М, 20ХН2М (для штанг зі сталі 15Н3МА), 40, 45 (для штанг з усіх інших сталей). За подібністю механічних характеристик ці сталі можна поділити на такі групи: перша (40, 45), друга (20Н2М, 20ХН2М, 30ХМА), третя (15Н3МА), четверта (15Х2НМФ, 15Х2ГМФ, 14Х3ГМЮ). Авторами поставлена задача виявити залежність напружень в небезпечних зонах з'єднання від характеристик стандартних матеріалів деталей [28].

Досліджувалось стандартне муфтове з'єднання штанг діаметром 19мм. Величина згвинчування - 0,1мм. До з'єднання прикладалось зовнішнє навантаження розтягу, яке створює в тілі штанги напруження 276 МПа. Матеріал деталей з'єднання - сталь з такими механічними характеристиками: модуль пружності $2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона 0,28. Характеристики пластичності задаються в Abaqus® у вигляді пластичної ділянки істинної діаграми деформування (ε - σ).

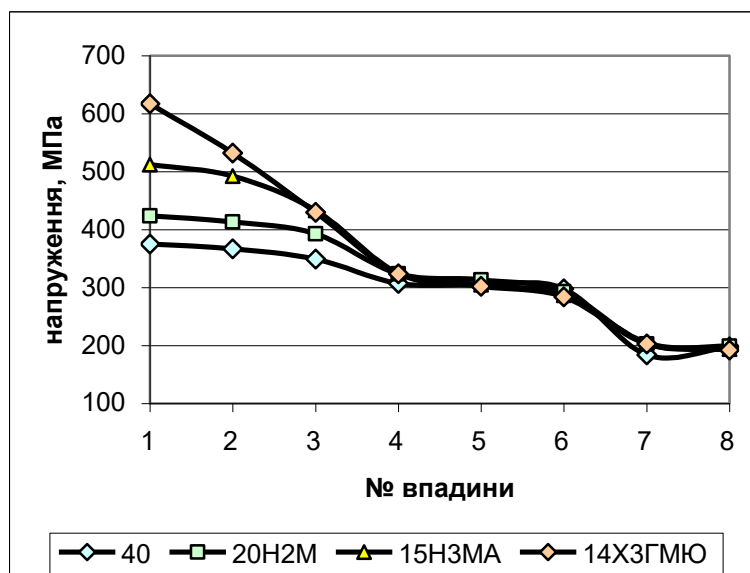
Результати досліджень наведено в табл.3.1 та на рис. 3.8. Помітно, що зі збільшенням міцності сталі ніпеля напруження в небезпечних зонах з'єднання зростають. Підвищується нерівномірність розподілу навантажень по виткам різьби ніпеля, особливо при малих зовнішніх навантаженнях. Підвищення міцності сталі муфти практично не впливає на напруження в небезпечних зонах ніпеля, проте підвищуються напруження в останній робочій западині муфти.

Зауважимо, що отримані результати мають орієнтовний характер. Для їх уточнення необхідно в моделях для кожної комбінації матеріалів ніпеля і муфти створювати оптимальний момент згвинчування шляхом підбору величини згвинчування [29].

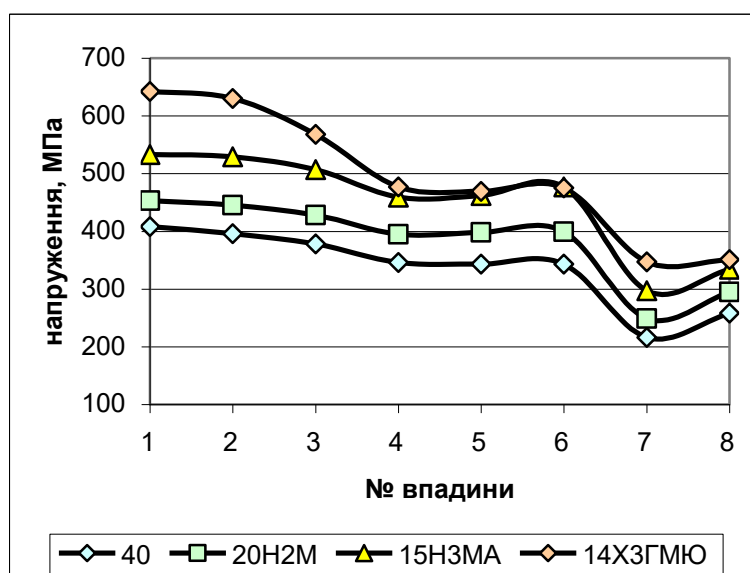
Таблиця 3.1 - Залежність еквівалентних напружень (МПа) в місцях концентрації напружень муфтового різьбового з'єднання насосних штанг діаметром 19 мм (ГОСТ 13877-96) від матеріалів деталей з'єднання

Сталь ніпеля		40	20Н2М	15Н3МА	14Х3ГМЮ
Без зовнішнього навантаження, величина згвинчування 0.1мм Для сталей муфти 40, 20Н2М, 15Н3МА*, 14Х3ГМЮ* (в середньому)					
Зарізьбова канавка ніпеля		339	391	446	463
Впадина різьби ніпеля №	1	375	424	512	617
	2	367	413	492	532
	3	349	393	433	430
	4	307	324	325	324
	5	305	313	305	302
	6	298	293	287	284
	7	184	203	205	203
	8	198	199	194	192
Остання робоча впадина різьби муфти		196			
Зовнішнє навантаження, яке відповідає напруженню в тілі штанги 276 МПа Для сталей муфти 40, 20Н2М, 15Н3МА*, 14Х3ГМЮ* (в середньому)					
Зарізьбова канавка ніпеля		366	416	503	585
Впадина різьби ніпеля №	1	408	453	533	642
	2	396	445	529	630
	3	378	428	507	568
	4	346	395	459	477
	5	343	398	462	469
	6	343	399	477	475
	7	216	249	297	347
	8	258	295	334	351
Сталь муфти		Остання робоча впадина різьби муфти			
40		341	350	360	362
20Н2М		383	396	404	406
15Н3МА*		426	445	463	467
14Х3ГМЮ*		460	489	510	515

*Не рекомендується ГОСТ 13877-96



а



б

Рисунок 3.8 - Залежність еквівалентних напружень у впадинах різьби ніпеля від матеріалу ніпеля: а - без зовнішнього навантаження, б - зовнішнє навантаження 276 МПа

3.3 Оптимізація параметрів різьбового з'єднання насосних штанг за критерієм втомної міцності

Розглянемо модель з'єднання штанг діаметром 19 мм. Матеріал деталей з'єднання - сталь 40 (ГОСТ 13877-96).

До з'єднання прикладалось зовнішнє навантаження розтягу, яке створює в тілі штанги напруження σ . Задавались два кроки навантаження, які відповідають мінімальному і максимальному навантаженню циклу. Довжину зарізьбової канавки змінювали від стандартної довжини L до $L+30$ з кроком 10 мм. Величину згвинчування Δ змінювали від 0 до 0,3 мм з кроком 0,05 мм. Алгоритм розрахунків для здійснення оптимізації реалізується у модулі main.py (додаток А).

Критерієм оптимальності конструкції з'єднання, яке працює в умовах циклічних навантажень, може бути значення коефіцієнта запасу втомної міцності D в найбільш небезпечних зонах з'єднання (перехідні радіуси зарізьбової канавки, перші западини різьби ніпеля та останні робочі западини різьби муфти [6]).

$$D = \frac{\sigma_N - m \frac{(\sigma_{m1} + \sigma_{m2} + \sigma_{m3})}{3}}{\sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a3} - \sigma_{a1})^2]}}, \quad (3.1)$$

де σ_{ai} – компонент амплітуди нормального напруження, $\sigma_{ai} = (\sigma_{i \max} - \sigma_{i \min})/2$;

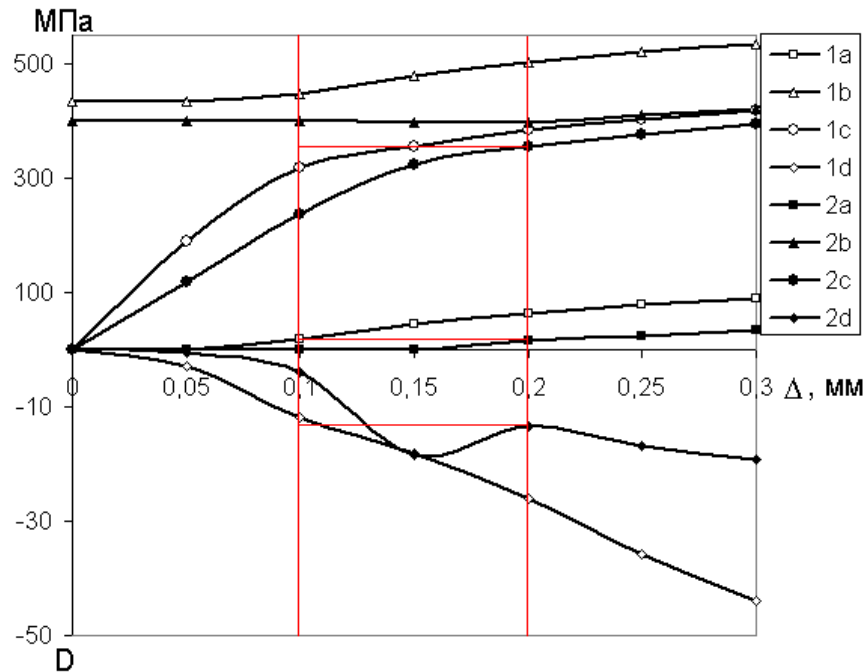
σ_{mi} – компонент середнього нормального напруження, $\sigma_{mi} = (\sigma_{i \max} + \sigma_{i \min})/2$;

σ_N – границя витривалості, $\sigma_N = 207$ МПа;

m – коефіцієнт впливу середнього напруження, $m = 1$ [6].

Розглянемо цикл навантаження $\sigma = 0 \dots 276$ МПа. Таке високе навантаження розтягу було вибрано щоб можна було підібрати величину згвинчування, яка б забезпечила нерозкриття стику з'єднання. Результати розрахунків показали, що з'єднання з канавкою $L+20$ є найкращим з точки зору втомної міцності. З діаграми (рис.3.9) можна визначити оптимальну величину згвинчування для заданого контактного тиску на стику, або

заданого напруження в тілі ніпеля при максимальному навантаженні. Для стандартного з'єднання оптимальне значення $\Delta \approx 0,1$ мм, для з'єднання з канавкою $L+20$ $\Delta \approx 0,2$ мм. Помітно, що оптимально згвинчене з'єднання з канавкою $L+20$ має менші еквівалентні напруження в першій западині ніпеля і майже той самий D у порівнянні з стандартним.



1 - стандартна довжина зарізьбової канавки;

2 - довжина зарізьбової канавки збільшена на 20 мм;

a - величина контактного тиску в місці стику при максимальному навантаженні;

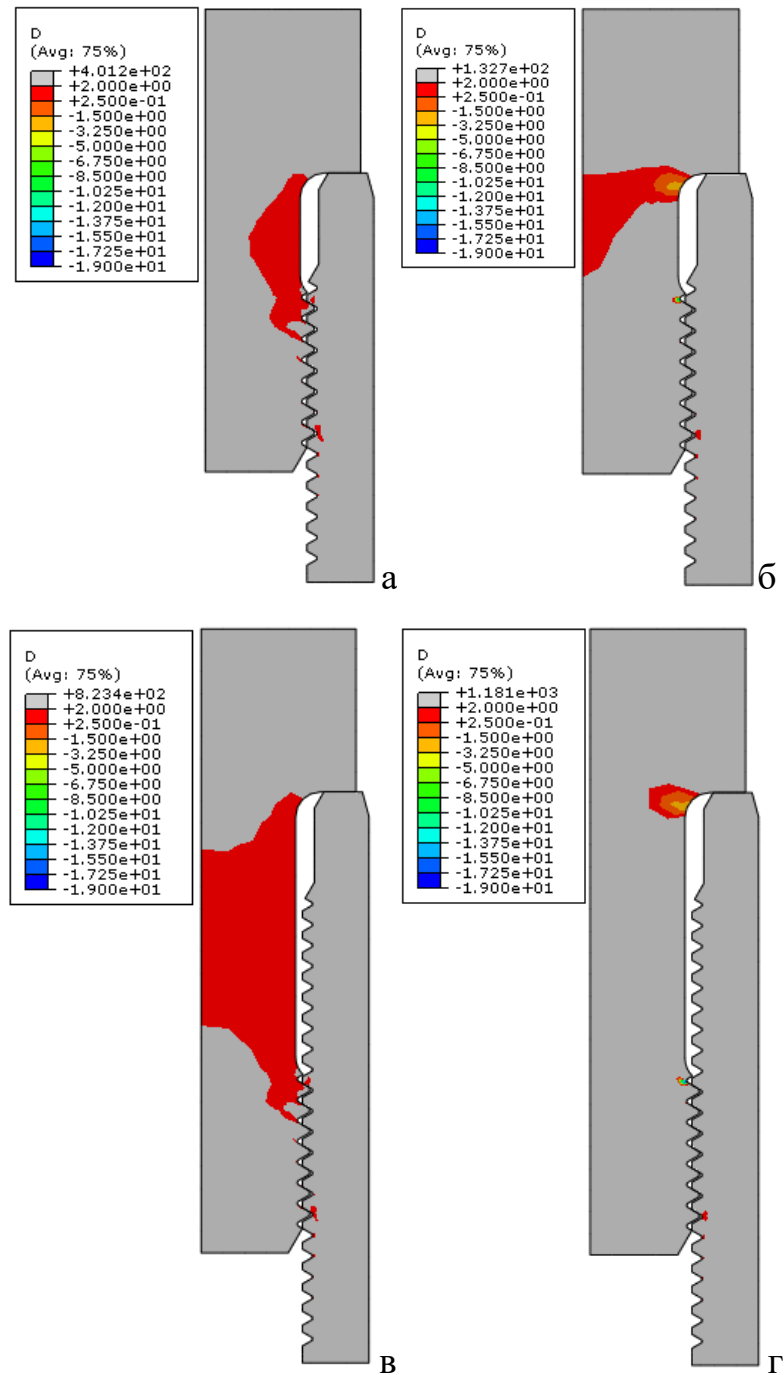
b - напруження за критерієм Мізеса-Губера в першій западині різьби ніпеля при максимальному навантаженні;

c - напруження за критерієм Мізеса-Губера в центрі зарізьбової канавки при максимальному навантаженні;

d - коефіцієнт запасу втомної міцності D в першій западині різьби ніпеля

Рисунок 3.9 - Діаграма для визначення оптимальної величини згвинчування Δ для циклу навантаження 0...276 МПа

На рис. 3.10 показано розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності для циклу навантаження $\sigma = 0...155,1$ МПа. Помітно, що при відсутності зусилля згвинчування зона з низьким значенням D поширюється на більшу площу, проте в найбільш небезпечних зонах саме значення D є більшими (рис. 3.9).

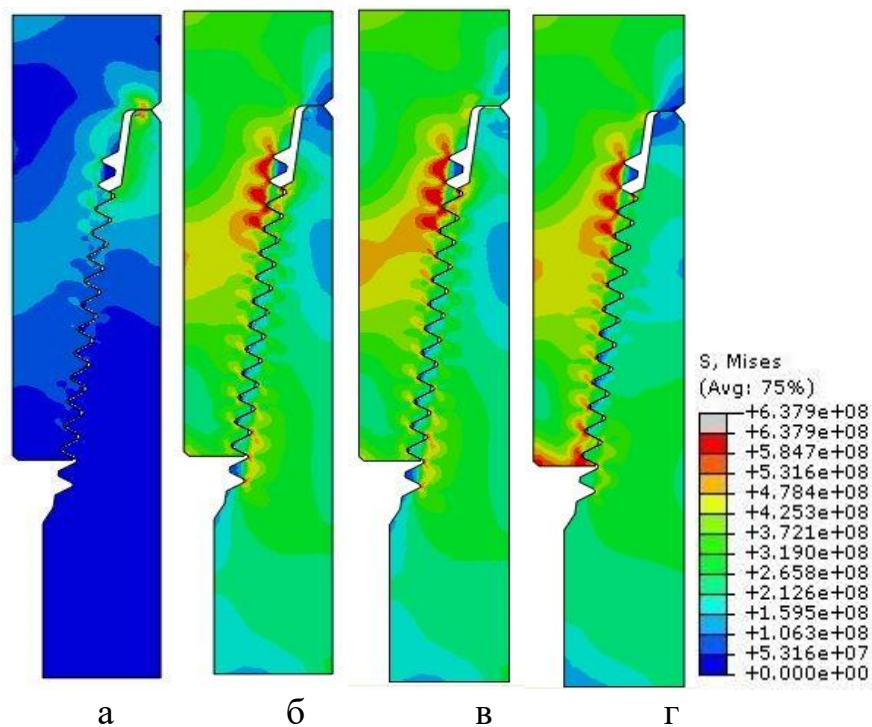


- а, б - стандартна довжина зарізьбової канавки;
 в, г - довжина зарізьбової канавки збільшена на 20 мм;
 а, в - величина згвинчування 0;
 б - величина згвинчування 0,1 мм;
 г - величина згвинчування 0,2 мм

Рисунок 3.10 - Розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності для циклу навантаження 0...155.1 МПа

3.3 Оптимізація параметрів замкового з'єднання бурильних труб за критерієм втомної міцності

На рисунку 3.11 показано розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в осесиметричній моделі замкового різьбового з'єднання 3-66 бурового замка ЗН-80 з нормальним прохідним отвором (ГОСТ 5286-75), згвинченого оптимальним крутним моментом ($\Delta l=0.1\text{мм}$), при зовнішньому навантаженні 0 Н і 1 МН. Матеріал деталей з'єднання - сталь 40. Розрахунок проводився в середовищі Abaqus з врахуванням тертя між поверхнями контакту і пластичності матеріалу (нелінійна задача) [14,25,26]. Збільшення величини згвинчування (рис.3.11в) і застосування муфти з пластичнішого матеріалу (рис.3.11г) 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 [30-32].



а - навантаження 0 МН, $\Delta l=0,1\text{мм}$; б - навантаження 1 МН, $\Delta l=0,1\text{мм}$; в - навантаження 1 МН, $\Delta l=0,2\text{мм}$; г - навантаження 1 МН, $\Delta l=0,1\text{мм}$, муфта з пластичнішого матеріалу

Рисунок 3.11 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в замковому різьбовому з'єднанні 3-66 замка ЗН-80

Для розрахунків на втому до з'єднання прикладалось зовнішнє навантаження розтягу, яке створює в тілі труби напруження σ . Задавались два кроки навантаження, які відповідають мінімальному і максимальному навантаженню циклу - 0 і 155,1 МПа. Границю текучості матеріалу муфти змінювали так: 300, 400, 500 МПа. Величину згвинчування Δ змінювали від 0 до 0,3 мм з кроком 0,05 мм. Алгоритм розрахунків для здійснення оптимізації реалізується у модулі main2.py (додаток А). На рис. 3.12 показаний розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності в замковому з'єднанні. Помітно, що найбільш небезпечними зонами є перші три западини ніпеля.

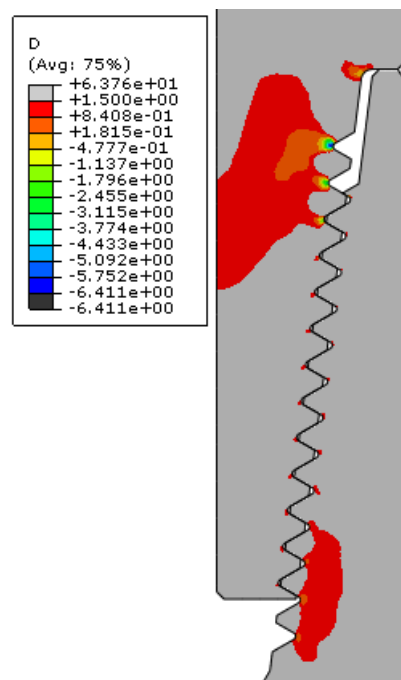
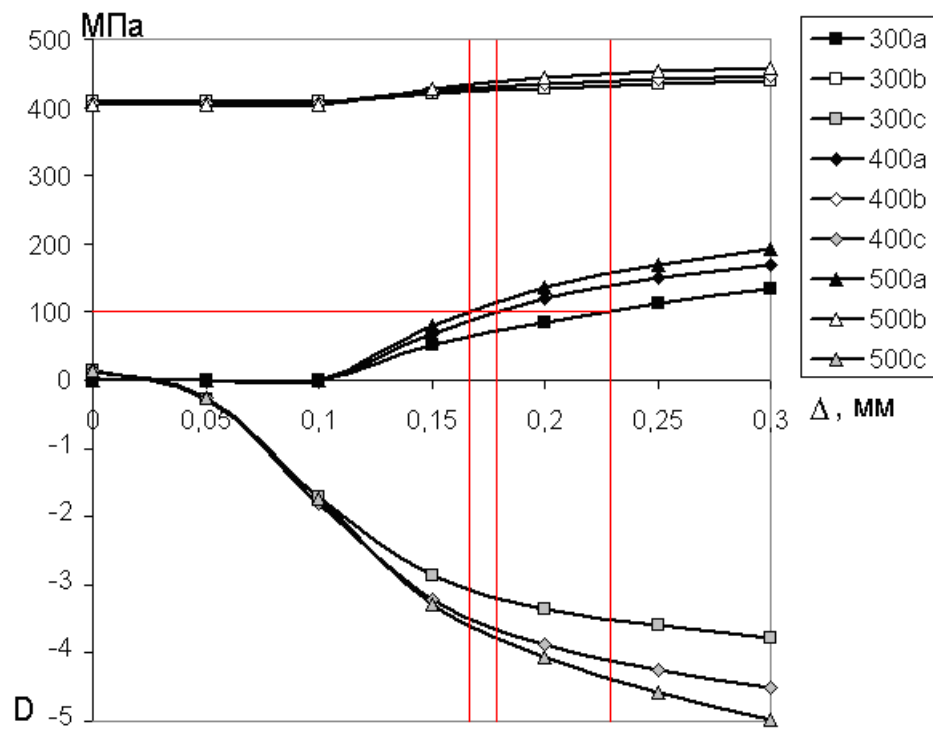


Рисунок 3.12 - Розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності для циклу навантаження 0...155,1 МПа

Результати розрахунків (рис.3.13) показали, що з'єднання з муфтою зі сталі з $\sigma_T=300$ МПа є дещо кращим з точки зору втомної міцності. Проте така сталь володіє меншою стійкістю до зношування. Тому її застосування може бути не доцільним. Дану діаграму можна використовувати для обґрунтування вибору матеріалу муфти та величини згвинчування.



a - величина контактного тиску в місці стику при максимальному навантаженні;

b - напруження за критерієм Мізеса-Губера в першій робочій западині різьби ніпеля при максимальному навантаженні;

c - коефіцієнт запасу втомної міцності D в першій робочій западині різьби ніпеля

Рисунок 3.13- Діаграма для визначення оптимальної величини згвинчування Δ для циклу навантаження 0...155,1 МПа і границі текучості матеріалу муфти 300, 400 і 500 МПа

3.4 Оптимізація параметрів з'єднання насосно-компресорних труб за критерієм герметичності

На рисунку 3.14 показано 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 (згвинчування вручну), 3,325 мм, 0,15 мм (згвинчування на верстаті) і при зовнішньому навантаженні, яке створює напруження в тілі труби 100 МПа. Матеріал деталей з'єднання - сталь 40. 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 [14,25,26]. Подібні результати були отримані за допомогою інших систем FEA [33, 34].

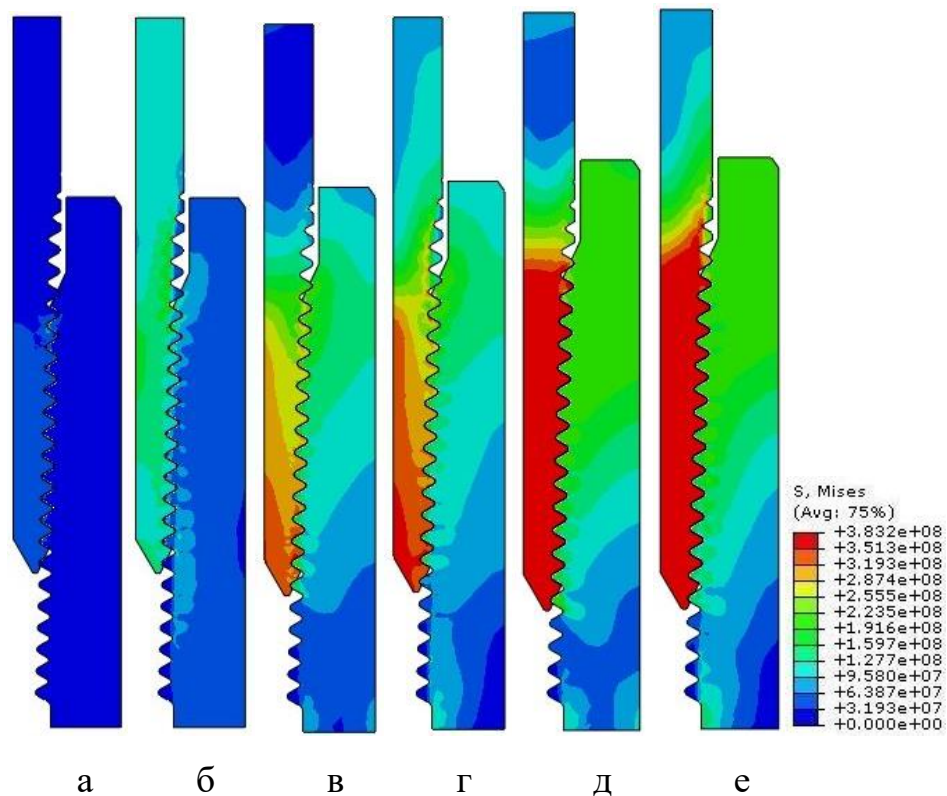


Рисунок 3.14 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в муфтовому різьбовому з'єднанні НКТ з умовним діаметром 114мм без зовнішнього навантаження (а,в,д) і при навантаженні, яке створює напруження розтягу в тілі труби 100 МПа (б,г,е), при різних значеннях натягу: а,б – 6,5мм; в,г – 3,325мм; д,е – 0,15мм

На рис.3.15 показана емпірична залежність середнього контактного тиску на сторонах витків різьби від величини натягу при різних значеннях зовнішнього навантаження. Середній контактний тиск підраховувався на перших 13 витках різьби ніпеля (від його торця). Для побудови цієї залежності натяг змінювали так: 0; 3,175; 6,35 мм, а зовнішнє навантаження

так: 0, 100, 200, 300 МПа. Алгоритм розрахунків для здійснення оптимізації реалізується у модулі main3.py (додаток А). Під робочими сторонами витків слід розуміти ті, які при зовнішньому навантаженні розтягу сприймають більше навантаження. Ця залежність дозволяє обґрунтувати вибір натягу з'єднання для забезпечення його максимальної герметичності.

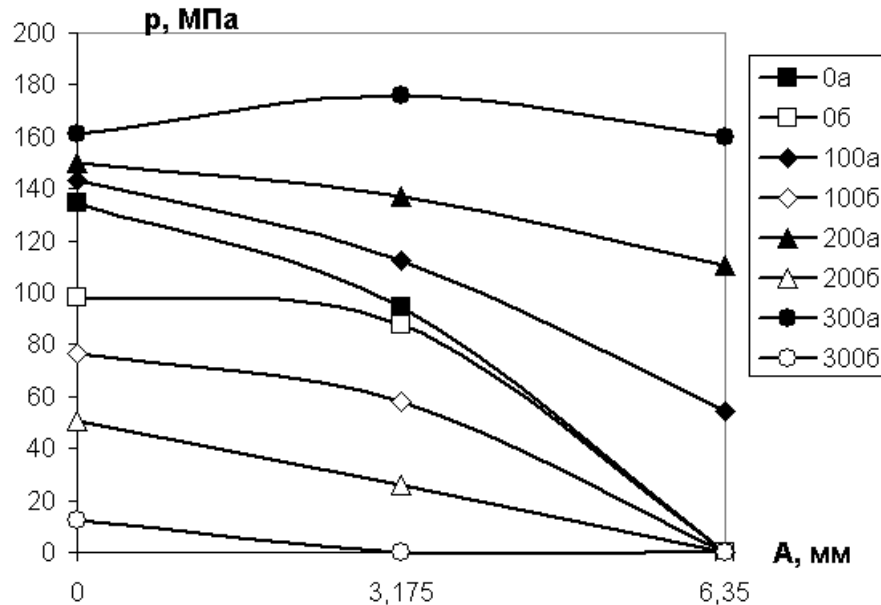


Рисунок 3.15- Емпірична залежність середнього контактного тиску p на робочих (а) і неробочих (б) сторонах витків різьби від величини натягу A для величин зовнішнього навантаження σ 0, 100, 200, 300 МПа

Розподіл контактних тисків по конкретним виткам можна побачити на рис. 3.16.

Використовуючи ці дані, за допомогою програми Maple, отримано теоретичні залежності у вигляді поліномів і знайдено їх максимуми. Для робочих сторін витків:

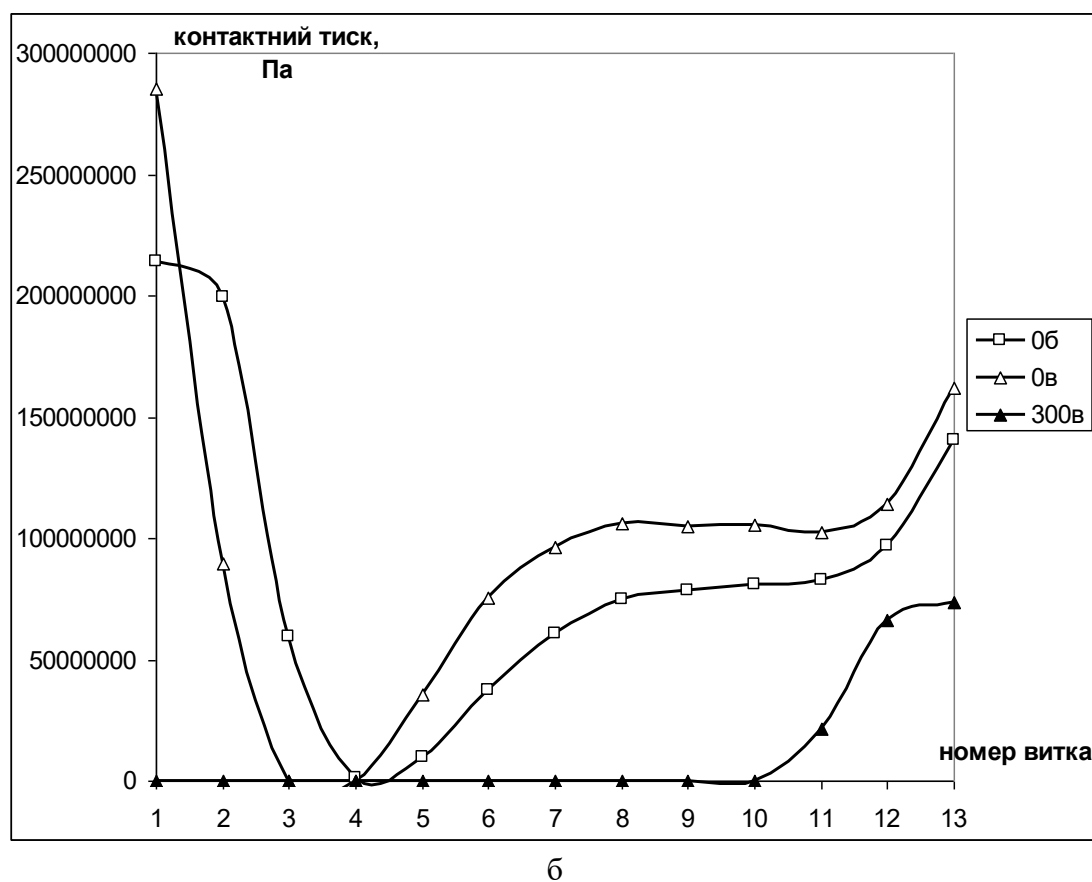
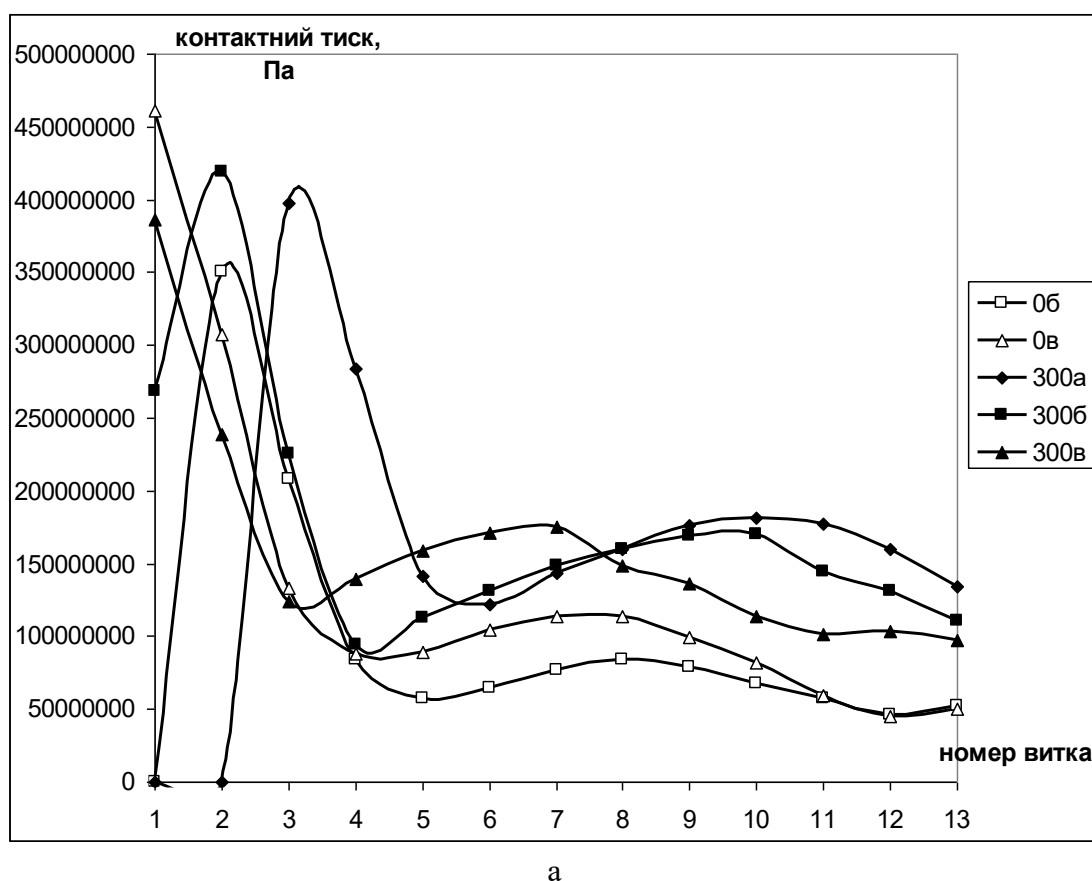
$$p = 137755875.728 + 26208.467\sigma + 153.641\sigma^2 - 11034648.201A - 1565917.372A^2 + 70672.940\sigma A \text{ (Па)},$$

$$p_{\max} = 175949722.8 \text{ Па}, (\sigma = 300. \text{ МПа}, A = 3.246 \text{ мм}).$$

Для неробочих сторін витків:

$$p = 108534427.316 - 300357.627\sigma - 112.730\sigma^2 - 7775735.702A - 1305561.992A^2 + 44603.412\sigma A \text{ (Па)},$$

$$p_{\max} = 108534427.316 \text{ Па}, (\sigma = 0. \text{ МПа}, A = 0. \text{ мм}).$$



а - $A=6,35\text{мм}$; б - $A=3,175\text{ мм}$; в - $A=0\text{ мм}$

Рисунок 3.16 - Контактний тиск на робочих (а) і неробочих (б) сторонах витків різби для величин зовнішнього навантаження 0 і 300 МПа

На рис. 3.17 можна побачити відповідні графіки та визначити теоретичні максимуми контактної тиску для $\sigma = 100, 200, 300$ МПа.

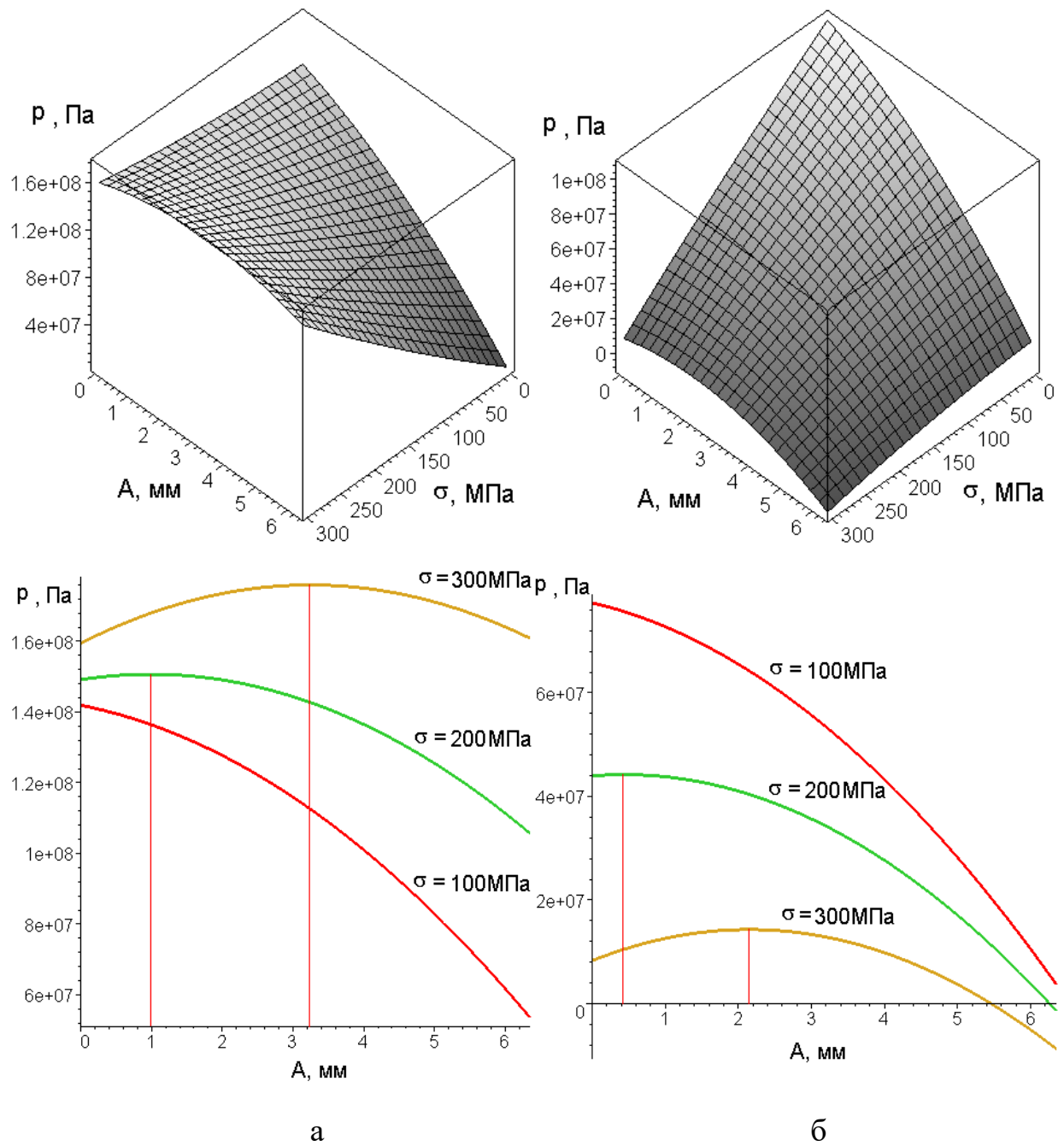


Рисунок 3.17 - Теоретична залежність середнього контактної тиску на робочих (а) і неробочих (б) сторонах витків різьби ніпеля p від величини натягу A і величини зовнішнього навантаження σ

Висновки до розділу

1 Проведені дослідження свідчать, що вибір оптимальних геометричних параметрів муфтового різьбового з'єднання насосних штанг дозволяє зменшити величину еквівалентних напружень в небезпечних зонах на 10...20%.

2 Результати дослідження можуть бути використані для обґрунтування вибору матеріалів муфтового різьбового з'єднання насосних штанг з врахуванням умов його роботи.

3 Отримано залежності для визначення оптимальної величини згвинчування різьбового з'єднання насосних штанг. Виявлено, що збільшення довжини зарізьбової канавки на 20 мм вимагає збільшення оптимальної величини згвинчування з 0,1 до 0,2 мм та призводить до підвищення втомної міцності з'єднання. На основі цих досліджень розроблено інструкцію по розрахунку моментів згвинчування насосних штанг (додаток Б).

4 Отримано залежності для визначення оптимальної величини згвинчування замкового різьбового з'єднання бурильних труб. Виявлено, що зменшення границі текучості сталі муфти з 500 до 300 МПа вимагає збільшення оптимальної величини згвинчування з 0,16 до 0,23 мм та призводить до підвищення втомної міцності з'єднання.

5 Отримано залежності для визначення оптимального натягу муфтового різьбового з'єднання НКТ за критерієм максимальної герметичності для різних значень зовнішнього навантаження розтягу.

ВИСНОВКИ

1 Основними напрямками підвищення надійності різьбових з'єднань є оптимізація їх геометричних параметрів, моменту згвинчування та механічних характеристик матеріалів.

2 Запропоновано принципи розробки бази знань з проблем надійності і довговічності різьбових з'єднань, яка містить поняття відмов та факторів, які збільшують чи зменшують імовірність відмов і причинно-наслідкові зв'язки між цими поняттями. Ці принципи можуть лягти в основу розробки експертних систем для проектування різьбових з'єднань.

3 Розроблена методика скінченно-елементного аналізу і оптимізації різьбових з'єднань, яка придатна для усіх основних типів з'єднань та уможливорює проведення повної (комплексної) оптимізації усіх основних параметрів різьбових з'єднань (геометричних, механічних характеристик матеріалу, моменту згвинчування) за декількома критеріями. Впровадження методики скінченно-елементного аналізу і оптимізації різьбових з'єднань дозволить підвищити продуктивність і якість проектування нових різьбових з'єднань.

4 Розроблені в Abaqus програмні параметричні скінченно-елементні моделі різьбових з'єднань нафтогазового обладнання можуть ефективно використовуватись для ґрунтового різностороннього аналізу і оптимізації. Зокрема, можна оптимізувати зусилля згвинчування, геометричні параметри, механічні характеристики матеріалів, обґрунтовувати застосування нових конструктивних елементів, визначати характеристики втомної міцності, аналізувати конструкцію під дією динамічних навантажень. На основі цих моделей можуть розв'язуватись також просторові задачі для дослідження асиметричних конструктивних елементів, дефектів і навантажень.

5 Оптимізація геометричних параметрів муфтового різьбового з'єднання насосних штанг дозволила зменшити величину еквівалентних напружень в

небезпечних зонах на 10...20%. Обґрунтовано вибір матеріалів муфтового різьбового з'єднання насосних штанг з врахуванням умов його роботи.

6 Отримано залежності для визначення оптимальної величини згвинчування за критерієм втомної міцності (для муфтового з'єднання насосних штанг та замкового з'єднання бурильних труб) та герметичності (для муфтового з'єднання НКТ). На основі цих досліджень розроблено інструкцію по розрахунку моментів згвинчування насосних штанг.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Биргер, И. А. Резьбовые и фланцевые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.
- 2 Якушев, А.И. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А.И. Якушев, Р.Х. Мустаев, Р.Р. Мавлютов. – М.: Машиностроение, 1979. – 215 с.: ил.
- 3 Якухин, В. Г. Изготовление резьбы: Справочник / В. Г. Якухин, В. А. Ставров. – М.: Машиностроение, 1989. – 192с.
- 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 Круман, Б.Б. Глубиннонасосные штанги / Б.Б. Круман. - М.: Недра, 1977. - 181с.
- 6 Hoffman, Edward L. Finite Element Analysis of Sucker Rod Couplings with Guidelines for Improving Fatigue Life: Sandia report / Edward L. Hoffman - Sandia National Laboratories, 1997. - 66 pp.
- 7 Фаерман, И. Л. Штанги для глубинных насосов / И. Л. Фаерман. - Баку: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.
- 8 Пат. UA 58828 А, МПК E21B17/04. Муфтове різьбове з'єднання насосних штанг / Копей В.Б., Петрина Ю.Д., Стеліга І.І. - № 2002118793; Заявлено 06.11.2002; Опубл. 15.08.2003. Бюл. №8. – 2с.
- 9 Сароян, А.Е. Трубы нефтяного сортамента: справочник / А.Е. Сароян и др. – М.: Недра, 1987. – 488с.
- 10 OWL Web Ontology Language. Overview [Електронний ресурс]: W3C Recommendation 10 February 2004 / W3C. - Режим доступу: <http://www.w3.org/TR/owl-features/>
- 11 Resource Description Framework (RDF): Concepts and Abstract Syntax [Електронний ресурс]: W3C Recommendation 10 February 2004 / W3C. - Режим доступу: <http://www.w3.org/TR/rdf-concepts/>

- 12 A Practical Guide To Building OWL Ontologies Using The Protégé-OWL Plugin and CO-ODE Tools [Електронний ресурс] / Matthew Horridge, Holger Knublauch, Alan Rector, Robert Stevens, Chris Wroe. - Edition 1.0. – Manchester: The University Of Manchester, 2004. - Режим доступу: <http://www.co-ode.org/resources/tutorials/ProtegeOWLTutorial.pdf>
- 13 SPARQL Query Language for RDF [Електронний ресурс]: W3C Recommendation 15 January 2008 / W3C. - Режим доступу: <http://www.w3.org/TR/rdf-sparql-query/>
- 14 Копей, В.Б. Застосування системи CAD/FEA для розрахунку і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання / В. Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - № 3(32). – 2009. - С.43-49.
- 15 Манилык, Т. Практическое применение программного комплекса ABAQUS в инженерных задачах. Версия 6.5 / Тарас Манилык, Кирилл Ильин. — М.: МФТИ, ТЕСИС, 2006. — 67с.
- 16 Лутц, Марк. Программирование на Python / Марк Лутц; перевод с английского. — СПб.: Символ-Плюс, 2002. — 1136 с.
- 17 Сузи, Р. А. Python. Наиболее полное руководство / Р.А. Сузи. — СПб.: БХВ-Петербург, 2002. — 768 с.
- 18 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.
- 19 Копей, В.Б. Розробляння та аналіз параметричних скінченно-елементних моделей різьбових з'єднань в Abaqus® / В. Б. Копей // Нафтогазова енергетика. - № 1(12). - 2010. - С.31-36.
- 20 Копей, Б.В. Моделювання різьб насосних штанг методом скінченних елементів / 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.

- 21 Копей, Б.В. Моделювання різьб насосних штанг методом скінченних елементів / Б. В. Копей, В. В. Михайлюк, В. Б. Копей // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. - № 2(20). - 2009. - С.61-67.
- 22 Копей, В.Б. Аналіз способів підвищення ресурсу муфтового різьбового з'єднання насосних штанг / 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.
- 23 Копей, В.Б. Аналіз способів підвищення ресурсу муфтового різьбового з'єднання насосних штанг / В. Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - № 4(29). - 2008. - С.66-72.
- 24 Скінчено-елементний аналіз насосних штанг з зарізьбовими канавками / Б.В. Копей, В.Б. Копей, Ю.Д. Петрина, В.В. Михайлюк // Анотації Міжнародної науково-технічної конференції "Нафтогазова енергетика: проблеми і перспективи". Івано-Франківськ, 20-23 жовтня 2009 р. - Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. - С.67.
- 25 Копей, В.Б. Скінченно-елементний аналіз та оптимізація різьбових з'єднань / В. Б. Копей // Тези доповідей XI міжнародної науково-технічної конференції "Прогресивна техніка і технологія - 2010", м. Київ, 18-21 травня 2010 р. - К: НТУУ «КПІ», 2010. - С.99.
- 26 Копей, В.Б. Скінченно-елементний аналіз та оптимізація різьбових з'єднань / В. Б. Копей // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. - № 58. - 2010. - С.42—47.
- 27 Копей, В.Б. Дослідження впливу геометричних параметрів муфтового різьбового з'єднання насосних штанг на напруження у впадинах різьби ніпеля / В. Б. Копей // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. - № 2(24). - 2010. - С.81-85.
- 28 Копей, В.Б. Дослідження залежності напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг від характеристик матеріалів деталей з'єднання /

- В.Б. Копей, А.Г. Панчук // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19-23 квітня 2010 р. – Суми: Вид-во СумДУ, 2010. - Ч. II. - С.122-123.
- 29 Копей, Б.В. Оптимізація затягнення різьб при згвинчуванні насосних штанг / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, В.Б. Копей // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. - № 2(18). - 2008. - С.32-39.
- 30 Копей, Б.В. Моделювання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів / 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.
- 31 Kopey, B. Tool-joint thread modeling by finite element method / Bohdan Kopey, Volodymyr Kopey, Mykhailo Lyskanych // Wiertnictwo, Nafta, Gaz. - r.22/1. - 2005. - P.201-204.
- 32 Kopey, B. Finite element method of tool-joint thread simulation / Bohdan Kopey, Volodymyr Kopey // Recueil des resumes. 3rd International symposium on hydrocarbons and chemistry, 27-29 March, 2006, Ghardaïa, Algeria. - Boumerdes: University of Boumerdes, 2006. - P.54-55.
- 33 Використання скінченно-елементного методу для аналізу різьб насосно-компресорних труб / Б.В. Копей, В.Б. Копей, С.Ф. Савула, В.В. Михайлюк // Сб. трудов V международ. науч.-технич. конф., 3-10 декабря 2006г., “Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов”, м. Шарм эль Шейх (Египет). - Хмельницький: ХНУ, 2006. - С.105-109.
- 34 Finite-element analysis of the tubing thread / Bohdan Kopey, Volodymyr Kopey, Stanislaw Bebnarz, Stepan Savula // Wiertnictwo, Nafta, Gaz. - r.23/2. - 2006. - P.681-685.

ДОДАТКИ

Додаток А

Код програми для побудови скінченно-елементних моделей різьбових з'єднань і оптимізації їх параметрів

main.py

```
#-*-coding:cp1251 -*-
'''Розрахунок муфтового різьбового з'єднання на сосних штангах'''
_my_thread_model=1
import csv
csv_file=open("results.csv", "wb")
writer=csv.writer(csv_file, delimiter=';')
writer.writerow(['boltload', 'groove', 'cont', 'D', 'first', 'centr'])
for my_iter2 in [10*x for x in range(0, 3+1, 1)]:
    ... for my_iter1 in [x/100.0 for x in range(0, 30+5, 5)]:
        .... execfile('tools.py')
        .... execfile('gost13877_96.py')
        .... print 'my_iters=', my_iter1, my_iter2
        .... Mdb()
        .... session.viewports['Viewport:1'].setValues(displayedObject=None)
        csv_file.close()
```

main2.py

```
#-*-coding:cp1251 -*-
'''Розрахунок замкового різьбового з'єднання'''
_my_thread_model=2
import csv
csv_file=open("results.csv", "wb")
writer=csv.writer(csv_file, delimiter=';')
writer.writerow(['boltload', 'sv', 'cont', 'Dfirst', 'Sfirst'])
for my_iter2 in [100*x for x in range(3, 5+1, 1)]: # границя текучості матеріалу муфти, МПа
    ... for my_iter1 in [x/100.0 for x in range(0, 30+5, 5)]: # величина згвинчування, мм
        .... execfile('tools.py')
        .... execfile('gost5286_75.py')
        .... print 'my_iters=', my_iter1, my_iter2
        .... Mdb()
        .... session.viewports['Viewport:1'].setValues(displayedObject=None)
        csv_file.close()
```

main3.py

```
#-*-coding:cp1251 -*-
'''Розрахунок кризбового з'єднання НКТ'''
_my_thread_model=3
import csv
csv_file=open("results.csv", "wb")
writer=csv.writer(csv_file, delimiter=';')
writer.writerow(['boltload', 'press', 'n', 'cont_work', 'cont_nwork'])
for my_iter2 in [0.000001, 100, 200, 300]:
    ... for my_iter1 in [0, 1, 2]:
        .... execfile('tools.py')
        .... execfile('gost633_80.py')
        .... print 'my_iters=', my_iter1, my_iter2
        .... Mdb()
        .... session.viewports['Viewport:1'].setValues(displayedObject=None)
        csv_file.close()
```

tools.py

```

#-*-coding:cp1251-*-
'''компонентидляпобудовимодели'''
frommathimport*
frompartimport*
frommaterialimport*
fromsectionimport*
fromassemblyimport*
fromstepimport*
frominteractionimport*
fromloadimport*
frommeshimport*
fromjobimport*
fromsketchimport*
importregionToolset
fromvisualizationimport*
fromconnectorBehaviorimport*
if_my_thread_model==2:openMdb(pathName='C:/Temp/zamok.cae')
if_my_thread_model==3:openMdb(pathName='C:/Temp/nkt.cae')
model=mdb.models['Model-1']
classDim:
... "Класописуєпоняттярозміру"
... n=0.0#номінальнийрозмір
... ei=0.0#нижнєвідхилення
... es=0.0#верхнєвідхилення
... v=0.0#дійснєзначення
... def__init__(self,*x):
... .. "конструктор,х-кортеж"
... .. self.n=x[0][0]
... .. self.ei=x[0][1]
... .. self.es=x[0][2]
... .. defmin(self):
... .. "повертаємінімальнийрозмір"
... .. returnself.n+self.ei
... .. defmax(self):
... .. "повертаємаксимальнийрозмір"
... .. returnself.n+self.es
... classLine(object):
... .. "'Лінія(відрізокабопряма)"
... .. p1,p2-першаідругаточки
... .. len-довжина
... .. angle-кутдо0Хвґрадусах
... .. '''
... .. def__init__(self,p1,p2=None,len=None,angle=None):
... .. self.p1=p1
... .. x1,y1=self.p1[0],self.p1[1]
... .. iflen==Noneandp2==None:
... .. .. len=1.0
... .. .. ifangle!=None:
... .. .. .. angle=radians(angle)
... .. .. .. ifp2==None:
... .. .. .. self.p2=(x1+len*cos(angle),y1+len*sin(angle))
... .. .. .. else:
... .. .. .. self.p2=p2
... .. .. .. x2,y2=self.p2[0],self.p2[1]

```

```

... ..#коефіцієнтирівнянняAx+By+C=0
... ..self.A=y1-y2
... ..self.B=x2-x1
... ..self.C=x1*y2-x2*y1
... ..defpoints(self):
... ..'''повертаєx1,y1,x2,y2'''
... ..returnself.p1[0],self.p1[1],self.p2[0],self.p2[1]
... ..defangleOX(self):
... ..'''кутнахилудоохврадiанах'''
... ..returnatan(-self.A/self.B)
... ..deflen(self):
... ..'''довжина'''
... ..x1,y1,x2,y2=self.points()
... ..returnsqrt((y2-y1)**2+(x2-x1)**2)
... ..defx(self,y):
... ..'''координатахточкилініїзакоординатую'''
... ..x1,y1,x2,y2=self.points()
... ..return(y-y1)*(x2-x1)/(y2-y1)+x1#x
... ..defy(self,x):
... ..'''координатауточкилініїзакоординатох'''
... ..x1,y1,x2,y2=self.points()
... ..return(x-x1)*(y2-y1)/(x2-x1)+y1#y
... ..defmpoint(self):
... ..'''середняточка'''
... ..x1,y1,x2,y2=self.points()
... ..return((x2-x1)/2+x1,(y2-y1)/2+y1)
... ..defdist(self,point):
... ..'''відстаньвідлініїдоточкиpoint'''
... ..x,y=point[0],point[1]
... ..returnabs((self.A*x+self.B*y+self.C)/sqrt(self.A**2+self.B**2))
... ..defcros_point(self,line):
... ..'''точкаперетинузлінієюline'''
... ..x=(self.B*line.C-line.B*self.C)/(self.A*line.B-line.A*self.B)
... ..y=(self.C*line.A-line.C*self.A)/(self.A*line.B-line.A*self.B)
... ..return(x,y)
... ..defdrawAbaqus(self,sketch):
... ..'''рисуватиAbaqus'''
... ..g=sketch.Line(point1=self.p1,point2=self.p2)
... ..returng
... ..classN_angle(object):
... ..'''N-кутникзіскругленнями
... ..L-списокліній(попорядку)
... ..R-списокрадіусівскруглень(попорядку).
... ..Наприклад,R[0]-скругленняміжL[0]іL[1]
... ..Приклад:
... ..L1=Line(p1=(1.0,1.0),len=2.0,angle=170)
... ..cp=Line(p1=L1.p1,angle=90+30).cros_point(Line(p1=L1.p2,angle=90-30))
... ..L2=Line(p1=L1.p1,p2=cp)
... ..L3=Line(p1=L1.p2,p2=cp)
... ..T1=N_angle([L1,L2,L3],[0.05,0.05,0.05])
... ..'''
... ..def__init__(self,L,R):
... ..self.N=len(L)#кількістьліній(кутів)
... ..L.append(L[0])#добавитивсписоклінійпершу:[L1,L2,L3,L1]
... ..self.V=range(self.N)#списоквершин
... ..foriinrange(self.N):
... ..self.V[i]=self.Vert(L[i],L[i+1],R[i])

```

```

    ...def Vert (self, La, Lb, R) :¶
    .....'''повертає вершину в форматі:¶
    .....(точка, перша лінія, друга лінія, радіус скруглення).¶
    .....Якщо перша точка першої лінії співпадає з першою¶
    .....або другою точкою другої лінії, то вона є вершиною'''¶
    .....if La.p1==Lb.p1 or La.p1==Lb.p2:¶
    .....V=(La.p1, La, Lb, R)¶
    .....else: V=(Lb.p2, La, Lb, R)¶
    .....return V¶
    ...def drawAbaqus (self, sketch) :¶
    .....'''рисувати в Abaqus'''¶
    .....g=range (self.N)¶
    .....for i in range (self.N) :#рисувати лінії¶
    .....g[i]=self.V[i][1].drawAbaqus (sketch)¶
    .....g.append (g[0]) #добавити в список ліній першу: [g1, g2, g3, g1]¶
    .....for i in range (self.N) :#рисувати скруглення¶
    .....if self.V[i][3]!=0: #якщо радіус скруглення не 0¶
    .....sketch.FilletByRadius (curve1=g[i], curve2=g[i+1], nearPoint1=self.V[i][1]
    .....    .mpoint(), nearPoint2=self.V[i][2].mpoint(), radius=self.V[i][3])¶
    .....class Material:¶
    .....'''Клас описує поняття матеріалу¶
    .....В Abaqus задається істинна діаграма деформування (див. Stress and strain measure
    .....s)¶
    .....E-модуль пружності, Па¶
    .....mu-коефіцієнт Пуассона¶
    .....st-границя текучості, Па¶
    .....et-деформація для st¶
    .....sb-істинна границя міцності, Па (sv-умовна границя)¶
    .....eb-істинна деформація, яка відповідає границі міцності¶
    .....delta-відносне видовження¶
    .....psi-відносне звуження¶
    .....'''¶
    .....def __init__ (self, E, mu, st, sv, delta, psi) :¶
    .....    '''конструктор'''¶
    .....    self.E=E#модуль пружності¶
    .....    self.mu=mu#коефіцієнт Пуассона¶
    .....    self.st=st#границя текучості¶
    .....    self.et=st/E#деформація для st¶
    .....    self.delta=delta/100.0#відносне видовження після розриву¶
    .....    self.psi=psi/100.0#відносне звуження після розриву¶
    .....    k=0.4#коефіцієнт (eb=(0.1...0.4, 0.2...0.8) delta)¶
    .....    self.sv=sv#границя міцності¶
    .....    self.sb=sv*(1+k*self.delta)#істинна границя міцності¶
    .....    self.eb=log (1+k*self.delta)#істинна деформація, яка відповідає границі міцн
    .....        ості¶
    .....    #істинне напруження і деформація в момент руйнування¶
    .....    self.sk=0.8*self.sv/(1-self.psi)#0.8-коефіцієнт руйнування навантаження¶
    .....    #self.sk=self.sv*(1+1.35*self.psi)¶
    .....    self.ek=log (1/(1-self.psi))¶
    .....    def bilinear (self) :¶
    .....        '''Повертає словник еластичних і пластичних властивостей'''¶
    .....        return { 'el': ((self.E, self.mu),), ¶
    .....            'pl': ((self.st, 0.0), #білінійна залежність¶
    .....                (self.sb, self.eb)) } #або (self.sk, self.ek)¶
    .....    def e (self, s, n) :¶
    .....        '''Степенева залежність e(s)¶
    .....        n-ступінь¶

```

```

.....'''
.....return self.et*(s/self.st)**n
.....def power(self,k):
.....'''Повертає словник елестичних і пластичних властивостей
.....k-кількість ліній для апроксимації пластичної ділянки(2,4,8...)
.....'''
.....#n визначається з умови проходження через точку (eb+et,sb), n=6...10
.....n=log((self.et+self.et)/self.et)/log(self.sb/self.st)
.....ds=self.sb-self.st
.....#степеневая залежність
.....k=float(k)
.....s_e=[(self.st+i/k*ds,self.e(self.st+i/k*ds,n)-
.....self.et) for i in range(0,k+1)]
.....#s_e=[(self.st+i*ds,self.e(self.st+i*ds,n)-
.....self.et) for i in [0.0,0.25,0.5,0.75,1.0]]
.....s_e.append((self.sk,self.ek)) #добавити точку руйнування
.....return {'el':((self.E,self.mu)),
.....'pl':tuple(s_e)}
.....matlib={
.....'40':Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=314.0e+6,sv=559.0e+6,delta=16.0,
.....psi=45.0),
.....'20H2M':Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=382.0e+6,sv=588.0e+6,delta=2
.....1.0,psi=56.0),
.....'30ХМА':Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=392.0e+6,sv=598.0e+6,delta=2
.....0.0,psi=62.0),
.....'15H3МА':Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=490.0e+6,sv=637.0e+6,delta=
.....22.0,psi=60.0),
.....'15Х2НМФ':Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=617.0e+6,sv=686.0e+6,delta
.....=16.0,psi=63.0),
.....'15Х2ГМФ':Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=617.0e+6,sv=686.0e+6,delta
.....=16.0,psi=63.0),
.....'14Х3ГМЮ':Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=617.0e+6,sv=725.0e+6,delta
.....=16.0,psi=63.0),
.....}
.....steel20={'el':((210000000000.0,0.28)),
.....'pl':((620000000.0,0.0),
.....(640000000.0,0.02),
.....(800000000.0,0.04),
.....(860000000.0,0.08),
.....(864000000.0,0.11))}
.....steel45={'el':((210000000000.0,0.28)),
.....'pl':((620000000.0,0.0),
.....(640000000.0,0.02),
.....(800000000.0,0.04),
.....(860000000.0,0.08),
.....(864000000.0,0.11))}
.....def delCutExtrude():
.....'''Знищує усі елементи, назва яких починається з 'Cutextrude' i 'Partitionface-
.....1'''
.....if model.parts['Part-2'].features.has_key('Partitionface-1'):
.....del model.parts['Part-2'].features['Partitionface-
.....1'] #знищує Partitionface
.....for fin in model.parts['Part-1'].features.values():
.....if fin.name[:11]=='Cutextrude':
.....model.parts['Part-1'].deleteFeatures((fin.name,))
.....for fin in model.parts['Part-2'].features.values():

```

```

...iff.name[:11]=='Cutextrude':model.parts['Part-
    2'].deleteFeatures((f.name,))
    defset_values(sketch,p):
...'''
...Присвоє значення параметра мєскіза
...Приклад:
...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':0,'Rext':dn.v,'len':11n.v+20}
...set_values(sketch='nipple',p=par)
...'''
...s=model.sketches[sketch]
...for k,v in p.items():
...s.parameters[k].setValues(expression=str(v))
    defset_values2(sketch,base,p):
...'''
...Присвоє значення параметра мєскіза
...Приклад:
...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':0,'Rext':dn.v,'len':11n.v+20}
...set_values2(sketch='nipple',base='Quad_h',p=par)
...'''
...s=model.ConstrainedSketch(name=sketch,objectToCopy=mdb.models['Model-
    1'].sketches[base])
...for k,v in p.items():
...s.parameters[k].setValues(expression=str(v))
    defpart_builder(part,sketch='Sketch-
        1',vector=(0.0,0.0),oper='shell'):
...'''Додає до деталі виріза боперхню задану єскізом
...Приклад:
...part_builder(p,'groove',(0,0),'cut')
...'''
...s=model.ConstrainedSketch(name='__profile__',sheetSize=200.)
...part.projectReferencesOntoSketch(filter=COPLANAR_EDGES,sketch=s)
...s.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,10.0))
...s.retrieveSketch(sketch=model.sketches[sketch])
...s.move(objectList=s.geometry.values(),vector=vector)
...if oper=='shell':part.Shell(sketch=s)
...if oper=='cut':part.Cut(sketch=s)
...dels
    defcreatePart(n,s):
...'''Створює деталь
...n-ім'я
...s-єскіз
...'''
...model.Part(dimensionality=AXISYMMETRIC,name=n,type=DEFORMABLE_BODY)
...model.parts[n].BaseShell(sketch=model.sketches[s])
    defcreatePart3D(frompart,sketch,part):
...'''Створює 3D деталь на основі осесиметричної деталі
...Створюється єскіз sketch як проекція осесиметричної деталі'''
...s=model.ConstrainedSketch(name=sketch,sheetSize=200.)
...tmp=model.ConstrainedSketch(name='__profile__',sheetSize=200.)
...#s.sketchOptions.setValues(viewStyle=AXISYM)
...model.parts[frompart].projectReferencesOntoSketch(filter=COPLANAR_EDGE
    S,sketch=tmp)
...ln=tmp.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,10.0))
...tmp.FixedConstraint(entity=ln)
...tmp.assignCenterline(line=ln)
...s.retrieveSketch(sketch=tmp)
...#s.sketchOptions.setValues(constructionGeometry=ON)

```

```

...p=model.Part(dimensionality=THREE_D,name=part,type=DEFORMABLE_BODY)¶
...p.BaseSolidRevolve(angle=360.0,flipRevolveDirection=OFF,sketch=s)¶
...defcreateCut(Part,Sketch,Begin,P,Fi,Len,X,Y,dx,dy):¶
...'''Створює частину профіля різьби¶
...Part-деталь (рядок)¶
...Sketch-ескіз (рядок)¶
...Begin-початок різьби (ціле)¶
...P-крок різьби (дійсне)¶
...Fi-кут конуса конічноі різьби (градуси)¶
...Len-довжина різьби (дійсне)¶
...X,Y-початкові координати центра профілю¶
...dx-радіальний напрямок подачі (+1-вправо,-1-вліво)¶
...dy-осьовий напрямок подачі (+1-вверх,-1-вниз)¶
...'''¶
...#можна це зробити також за допомогою LinearInstancePattern¶
...i=Begin#номер витка (0-перший)¶
...while i*P<=Len:#довжина різьби¶
...    s=model.ConstrainedSketch(name='__profile__',sheetSize=200.)¶
...    model.parts[Part].projectReferencesOntoSketch(filter=COPLANAR_EDGES,sketch=s)¶
...    s.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,10.0))¶
...    s.retrieveSketch(sketch=model.sketches[Sketch])¶
...    s.delete(objectList=(s.vertices.findAt((0.0,0.0),),))¶
...    s.move(objectList=s.geometry.values(),vector=(X+dx*P*tan(Fi*pi/180)*i,Y+dy*P*i))¶
...    model.parts[Part].Cut(sketch=s)¶
...    dels¶
...    i=i+1¶
...return i-1¶
...defcreatePartition(part,offset):¶
...'''Ділить поверхню деталі лінією(0.0,offset,0.0),(2000.0,offset,0.0)'''¶
...model.parts[part].PartitionFaceByShortestPath(faces=¶
...model.parts[part].faces[0],point1=(0.0,offset,0.0),point2=(2000.0,offset,0.0))¶
...defcreatePartition3D(part,offset):¶
...'''Ділить об'єм деталі площиною зміщеною від XZPLANE на відстань offset'''¶
...p=model.parts[part]¶
...p.DatumPlaneByPrincipalPlane(principalPlane=XZPLANE,offset=offset)¶
...dp=p.datums.values()[-1]¶
...p.PartitionCellByDatumPlane(datumPlane=dp,cells=p.cells[0])¶
...defcreateMaterial(n,et,pt):¶
...'''Створює матеріал¶
...n-ім'я¶
...et-пружні характеристики¶
...pt-пластичні характеристики¶
...'''¶
...m=model.Material(name=n)¶
...m.Elastic(table=et)¶
...m.Plastic(table=pt)¶
...defcreateSectionAssign(n,m,p):¶
...'''Створює і присвоює секції деталі¶
...n-ім'я¶
...m-матеріал¶
...p-деталь¶
...'''¶
...model.HomogeneousSolidSection(material=m,name=n,thickness=None)¶
...model.parts[p].SectionAssignment(region=Region(

```



```

... .. faces=model.parts[p].faces),sectionName=n) ¶
    def createSectionAssign3D(n,m,p): ¶
    ... '''Створює і присвоює секції деталі ¶
    ... n-ім'я ¶
    ... m-матеріал ¶
    ... p-деталь ¶
    ... ''' ¶
    ... if model.parts[p].sectionAssignments: ¶
... .. del model.parts[p].sectionAssignments[0] ¶
    ... model.HomogeneousSolidSection(material=m,name=n,thickness=None) ¶
    ... model.parts[p].SectionAssignment(region=Region(cells=model.parts[p].cells),sectionName=n) ¶
    ... ¶
    ... def createAssemblyInstance(n,p): ¶
    ... '''Створює елемент зборки ¶
    ... n-ім'я ¶
    ... p-деталь ¶
    ... ''' ¶
    ... model.rootAssembly.Instance(dependent=OFF,name=n,part=model.parts[p]) ¶
    ... def createAssemblyInstance3D(n,p): ¶
    ... '''Створює елемент зборки ¶
    ... n-ім'я ¶
    ... p-деталь ¶
    ... ''' ¶
    ... #model.rootAssembly.DatumCsysByDefault(CARTESIAN) ¶
    ... model.rootAssembly.Instance(dependent=OFF,name=n,part=model.parts[p]) ¶
    ... def createStep(n,pr): ¶
    ... '''Створює крок ¶
    ... n-ім'я ¶
    ... pr-попередній крок ¶
    ... ''' ¶
    ... model.StaticStep(name=n,previous=pr) ¶
    ... def createContactSet(n,i,ep): ¶
    ... '''Створює набір для контакту ¶
    ... n-ім'я ¶
    ... i-елемент зборки ¶
    ... ep-кортеж точок кромки для контакту ¶
    ... ''' ¶
    ... model.rootAssembly.regenerate() ¶
    ... ae=model.rootAssembly.instances[i].edges ¶
    ... e=ae.findAt(*ep) #*ep-розпакування кортежу ¶
    ... p=[x.pointOnforxinae if x not in e] ¶
    ... model.rootAssembly.Set(name=n,edges=ae.findAt(*p)) ¶
    ... def createContactSet3D(n,i,ep): ¶
    ... '''Створює набір для контакту ¶
    ... n-ім'я ¶
    ... i-елемент зборки ¶
    ... ep-кортеж точок кромки для контакту ¶
    ... ''' ¶
    ... model.rootAssembly.regenerate() ¶
    ... ae=model.rootAssembly.instances[i].faces ¶
    ... e=ae.findAt(*ep) #*ep-розпакування кортежу ¶
    ... p=[x.pointOnforxinae if x not in e] ¶
    ... model.rootAssembly.Set(name=n,faces=ae.findAt(*p)) ¶
    ... def createContactProperty(): ¶
    ... '''Створює властивість контакту''' ¶
    ... model.ContactProperty('IntProp-1') ¶

```

```

...model.interactionProperties['IntProp-1'].TangentialBehavior(¶
...dependencies=0,directionality=ISOTROPIC,elasticSlipStiffness=None,¶
...formulation=PENALTY,fraction=0.005,maximumElasticSlip=FRACTION,¶
...pressureDependency=OFF,shearStressLimit=None,slipRateDependency=OFF,¶
...table=((0.05,)),temperatureDependency=OFF)¶
...model.interactionProperties['IntProp-1'].NormalBehavior(¶
...allowSeparation=ON,constraintEnforcementMethod=DEFAULT,presureOverclo
sure=HARD)¶
...def createContact():¶
...'''Створює контакт'''¶
...sm=model.rootAssembly.sets['Master']¶
...ss=model.rootAssembly.sets['Slave']¶
...#model.SurfaceToSurfaceContactStd(adjustMethod=None,¶
...#clearanceRegion=None,createStepName='Step-1',datumAxis=None,¶
...#initialClearance=OMIT,interactionProperty='IntProp-
1',interferenceType=¶
...#SHRINK_FIT,master=Region(sideEdges=sm.edges),name='Int-1',¶
...#slave=Region(sideEdges=ss.edges),sliding=FINITE,smooth=0.2)¶
...model.SurfaceToSurfaceContactStd(adjustMethod=None,¶
...clearanceRegion=None,createStepName='Step-
1',datumAxis=None,enforcement=¶
...SURFACE_TO_SURFACE,initialClearance=OMIT,interactionProperty='IntProp-
1',¶
...interferenceType=SHRINK_FIT,master=Region(sideEdges=sm.edges),name='I
nt-1',¶
...slave=Region(sideEdges=ss.edges),sliding=SMALL,surfaceSmoothing=None,
¶
...thickness=ON)¶
...def createContact3D():¶
...'''Створює контакт'''¶
...sm=model.rootAssembly.sets['Master']¶
...ss=model.rootAssembly.sets['Slave']¶
...model.SurfaceToSurfaceContactStd(adjustMethod=None,¶
...clearanceRegion=None,createStepName='Step-1',datumAxis=None,¶
...initialClearance=OMIT,interactionProperty='IntProp-1',master=Region(¶
...sideFaces=sm.faces),name='Int-1',slave=Region(¶
...sideFaces=ss.faces),sliding=FINITE,smooth=0.2)¶
...def createBCSet(n,i,ep):¶
...'''Створює набір для граничної умови¶
...n-ім'я¶
...i-елемент зборки¶
...ep-кортеж точок кромки для граничної умови¶
...'''¶
...s=model.rootAssembly.Set(edges=model.rootAssembly.instances[i].edges.f
indAt(ep),name=n)¶
...def createBCSet3D(n,i,ep):¶
...'''Створює набір для граничної умови¶
...n-ім'я¶
...i-елемент зборки¶
...ep-кортеж точок кромки для граничної умови¶
...'''¶
...s=model.rootAssembly.Set(faces=model.rootAssembly.instances[i].faces.f
indAt(ep),name=n)¶
...¶
...def createBC_Pressure(step):¶
...'''Створює тиск. Приклад:¶

```

```

...createBC_Pressure([('Step-1',-1.0),('Step-2',-
276.0e+6*d0.v/dn.v)])'''
...s=model.rootAssembly.sets['Pressure']
...model.Pressure(amplitude=UNSET,createStepName=step[0][0],
...distributionType=UNIFORM,field='',magnitude=step[0][1],name='Pressure'
...,
...region=Region(sidelEdges=s.edges))
...forxinstep:
...model.loads['Pressure'].setValuesInStep(magnitude=x[1],stepName=x[0])
defcreateBC_Axis():
...'''Створює граничні умови на осі (для осесиметричних моделей)'''
...s=model.rootAssembly.sets['Axis']
...model.DisplacementBC(amplitude=UNSET,createStepName='Step-1',
...distributionType=UNIFORM,fieldName='',fixed=OFF,localCsys=None,name=
...'Axis',region=Region(edges=s.edges),u1=0.0,u2=UNSET,ur3=0.0)
defcreateBC_Encastre():
...'''Створює закріплення'''
...s=model.rootAssembly.sets['Encastre']
...model.EncastreBC(createStepName='Step-
1',name='Encastre',region=Region(edges=s.edges))
defcreateBC_BoltLoad(part,point,value):
...'''Створює BoltLoad. Приклад:'''
...createBC_BoltLoad('Part-2-1',em3,-0.1)'''
...model.BoltLoad(boltMethod=ADJUST_LENGTH,createStepName='Step-
1',datumAxis=
...model.rootAssembly.instances[part].datums[1],
...magnitude=value,name='BoltLoad',region=Region(
...sidelEdges=model.rootAssembly.instances[part].edges.findAt((point,)))
...
defcreateBC_Pressure3D(step):
...'''Створює тиск. Приклад:'''
...createBC_Pressure([('Step-1',-1.0),('Step-2',-
276.0e+6*d0.v/dn.v)])'''
...s=model.rootAssembly.sets['Pressure']
...model.Pressure(amplitude=UNSET,createStepName=step[0][0],
...distributionType=UNIFORM,field='',magnitude=step[0][1],name='Pressure'
...,
...region=Region(sidelFaces=s.faces))
...forxinstep:
...model.loads['Pressure'].setValuesInStep(magnitude=x[1],stepName=x[0])
defcreateBC_Encastre3D():
...'''Створює закріплення'''
...s=model.rootAssembly.sets['Encastre']
...model.EncastreBC(createStepName='Step-
1',name='Encastre',region=Region(faces=s.faces))
defcreateBC_BoltLoad3D(part,point,value):
...'''Створює BoltLoad. Приклад:'''
...createBC_BoltLoad('Part-2-1',em3,-0.1)'''
...model.BoltLoad(boltMethod=ADJUST_LENGTH,createStepName='Step-
1',datumAxis=
...model.rootAssembly.instances[part].datums[1],
...magnitude=value,name='BoltLoad',region=Region(
...sidelFaces=model.rootAssembly.instances[part].faces.findAt((point,)))
...
defcreateMesh():
...'''Створює сітку'''
...model.rootAssembly.seedPartInstance(deviationFactor=0.1,

```

```

...regions=(model.rootAssembly.instances['Part-1-1'],
...model.rootAssembly.instances['Part-2-1']),size=2.6)
...sm=model.rootAssembly.sets['Master']
...ss=model.rootAssembly.sets['Slave']
...model.rootAssembly.seedEdgeByNumber(edges=sm.edges,number=4)
...model.rootAssembly.seedEdgeByNumber(edges=ss.edges,number=4)
...model.rootAssembly.generateMesh(regions=(
...model.rootAssembly.instances['Part-1-1'],
...model.rootAssembly.instances['Part-2-1']))
...def createMesh3D():
...'''Створює сітку'''
...model.rootAssembly.setMeshControls(elemShape=TET,regions=(
...model.rootAssembly.instances['Part-3-1'].cells+
...model.rootAssembly.instances['Part-4-1'].cells,technique=FREE)
...model.rootAssembly.seedPartInstance(deviationFactor=0.1,
...regions=(model.rootAssembly.instances['Part-3-1'],
...model.rootAssembly.instances['Part-4-1']),size=2.8)
...model.rootAssembly.generateMesh(regions=(
...model.rootAssembly.instances['Part-3-1'],
...model.rootAssembly.instances['Part-4-1']))
...def createEdgesSet(n,i,p,exclude=False):
...'''Створює Set з ребер (ребро задається довільною точкою на ньому)
...exclude=True-з усіх ребер крім заданих (тільки для OdbSet!)
...createEdgesSet(n='Set-6',i='Part-1-1',p=((enr1,),(en1,)))'''
...if exclude==True:
...edges=model.rootAssembly.instances[i].edges[:]
...xEdges=model.rootAssembly.instances[i].edges.findAt(*p)
...model.rootAssembly.Set(edges=edges,xEdges=xEdges,name=n)
...else:
...edges=model.rootAssembly.instances[i].edges.findAt(*p)
...model.rootAssembly.Set(edges=edges,name=n)
...def createVerticesSet(n,i,p):
...'''Створює Set з вершин
...createVerticesSet(n='Set-7',i='Part-1-1',p=((0,0,0),,))'''
...model.rootAssembly.Set(vertices=model.rootAssembly.instances[i].vertices.findAt(*p),name=n)
...def createSet(n,r):
...'''Створює Set з регіону
...r=regionToolset.Region(edges=e,vertices=v,xEdges=xe,xVertices=xv)
...createSet(n='Set-8',r=r)'''
...model.rootAssembly.Set(region=r,name=n)
...def delItems():
...'''Знищує елементи'''
...if model.steps.has_key('Step-2'):del model.steps['Step-2']
...if model.steps.has_key('Step-1'):del model.steps['Step-1']
...def createJobSubmit():
...'''Створює задачу і виконує її'''
...myJob=mdb.Job(name=model.name,model=model.name)
...myJob.submit()
...#Чекає поки задача не буде розв'язана
...myJob.waitForCompletion()
...def createOdbNodeSet(coords,name='MYSET',prt='Part-1-1',item_type='vertex'):
...'''Створює OdbNodeSet за заданими координатами ребра або вершиною'''
...if item_type=='edge':
..._item=model.rootAssembly.instances[prt].edges.findAt(coordinates=coords)

```

```

...#abogetClosest()¶
...if item_type=='vertex':¶
..._item=model.rootAssembly.instances[prt].vertices.findAt(coordinates=co
ords)¶
..._nodes=_item.getNodes()#model.rootAssembly.sets['Set-6'].nodes¶
..._nodeLabels=[]¶
...forxin_nodes:¶
..._nodeLabels.append(x.label)¶
..._nset=myOdb.rootAssembly.NodeSetFromNodeLabels(name=name,nodeLabels=((
prt.upper(),_nodeLabels),))¶
...defreadODB_path(path,step,var,intersections=False):¶
...'''Читаєрезультатизостанньогофрейму крокуназаданому шляху зточок¶
...path-шлях(списокточок,>=1)¶
...step-крок¶
...var-змінна:¶
... (('S',INTEGRATION_POINT,((INVARIANT,'Mises'),)),)¶
... (('S',INTEGRATION_POINT,((INVARIANT,'Pressure'),)),)¶
... (('S',INTEGRATION_POINT,((COMPONENT,'S11'),)),)¶
... (('U',NODAL,((INVARIANT,'Magnitude'),)),)¶
... (('U',NODAL,((COMPONENT,'U1'),)),)¶
... (('CPRESS',ELEMENT_NODAL),)¶
... 'D'#коефіцієнтзапасувтомноїміцності¶
... intersections=True-додаєпроміжніточки¶
... Приклад:readODB_path(path=((1.97212e+001,3.65000e+001,0.0),),step='Ste
p-1',var=var)¶
...'''¶
...pth=session.Path(name='Path-
tmp',type=POINT_LIST,expression=path)#шлях¶
...ifvar=='D':¶
...frame1=session.scratchOdb['Model-
1.odb'].steps['SessionStep'].frames[0]¶
...session.viewports['Viewport:1'].odbDisplay.setFrame(frame=frame1)¶
...dat=session.XYDataFromPath(name='XYData-
1',path=pth,includeIntersections=intersections,shape=UNDEFORMED,labelT
ype=SEQ_ID)¶
...else:¶
...st=myOdb.steps[step].number-1#індекс кроку¶
...fr=len(myOdb.steps[step].frames)-1#індексостанньогофрейму¶
...#session.viewports['Viewport:1'].odbDisplay.setFrame(step=st,frame=fr)
¶
...#session.viewports['Viewport:1'].odbDisplay.setPrimaryVariable(variabl
eLabel='S',outputPosition=INTEGRATION_POINT,refinement=(INVARIANT,'Tre
sca'))¶
...dat=session.XYDataFromPath(name='XYData-
1',path=pth,includeIntersections=intersections,shape=UNDEFORMED,labelT
ype=SEQ_ID,step=st,frame=fr,variable=var)#дані¶
...res=[]#списокрезультатів¶
...forxindat.data:¶
...res.append(x[1])#додатидоспискурезультатів¶
...#видалититимчасовідані¶
...delsession.paths['Path-tmp']¶
...forkinsession.xyDataObjects.keys():¶
...delsession.xyDataObjects[k]¶
...returnres#повертаєсписокзначень¶
...defreadODB_set(set,step,var,pos=NODAL):¶
...'''Читаєрезультатизостанньогофрейму крокуназаданіймножині¶
...set-множина¶

```

```

...step-крок¶
...var-змінна:¶
... (('S', INTEGRATION_POINT, ((INARIANT, 'Mises'),)),)¶
... (('CPRESS', ELEMENT_NODAL),)¶
...pos-позиція:NODAL-длявузлів, INTEGRATION_POINT-дляелементів¶
...Приклад:readODB_set(set='Cont',step='Step-1',var=var)¶
...'''¶
...ifpos==NODAL:¶
...    dat=session.xyDataListFromField(odb=myOdb,outputPosition=NODAL,variable=var,nodeSets=(set.upper(),))#дані¶
...    ifpos==INTEGRATION_POINT:¶
...    dat=session.xyDataListFromField(odb=myOdb,outputPosition=INTEGRATION_POINT,variable=var,elementSets=(set.upper(),))#дані¶
...    res=[]#списокрезультатів¶
...    forxindat:#длявсіхвузлів¶
...        n=0¶
...        forkinmyOdb.steps.keys():#длявсіхкроків¶
...            n=n+len(myOdb.steps[k].frames)#сумарнакількістьфреймівдокрокувключно¶
...            ifk==step:res.append(x.data[n-1][1])#додатидоспискурезультатів¶
...            #dataце(час,значення),(час,значення)...¶
...            #видалититимчасовідані¶
...            forkin session.xyDataObjects.keys():¶
...            del session.xyDataObjects[k]¶
...            returnres#повертаєсписокзначень¶
...            defreadODB_set2(set,step,var,pos=NODAL):¶
...            '''Читаєрезультатизостанньогофреймукрокуназаданіймножині¶
...            (меншуніверсальнаальтернативаreadODB_set())¶
...            set-множина¶
...            step-крок¶
...            var-змінна:¶
...            ('S','Mises')¶
...            ('S','Pressure')¶
...            ('U','Magnitude')¶
...            ('U','U1')¶
...            ('CPRESS','')¶
...            ('D','')#коефіцієнтзапасувтомноїміцності¶
...            pos-позиція:NODAL-длявузлів, INTEGRATION_POINT-дляелементів¶
...            Приклад:readODB_set2(set='Cont',step='Step-1',var=('S','Mises'))¶
...            '''¶
...            ifpos==NODAL:¶
...            s=myOdb.rootAssembly.nodeSets[set.upper()]#множинавузлів¶
...            ifpos==INTEGRATION_POINT:¶
...            s=myOdb.rootAssembly.elementSets[set.upper()]#множинаелементів¶
...            ifvar[0]=='D':¶
...            fo=session.scratchOdb['Model-1.odb'].steps['SessionStep'].frames[-1].fieldOutputs['D'].getSubset(region=s,position=pos)#дані¶
...            else:¶
...            fo=myOdb.steps[step].frames[-1].fieldOutputs[var[0]].getSubset(region=s,position=pos)#дані¶
...            #openOdb(r'C:/Temp/Model-1.odb').steps['Step-1'].frames[4].fieldOutputs['CPRESS'].getSubset(position=NODAL,region=openOdb(r'C:/Temp/Model-1.odb').rootAssembly.nodeSets['CONT']).values[0].data¶
...            res=[]#списокрезультатів¶
...            forvinfo.values:#длякожноговузла/елемента¶
...            ifvar[1]=='Mises':res.append(v.mises)#додатидоспискурезультатів¶
...            ifvar[1]=='Pressure':res.append(v.press)¶

```

```

...ifvar[0]=='U'andvar[1]=='Magnitude':res.append(v.magnitude)¶
...ifvar[1]=='U1':res.append(v.data.tolist()[0])¶
...ifvar[1]=='U2':res.append(v.data.tolist()[1])¶
...ifvar[0]=='CPRESS':res.append(v.data)¶
...ifvar[0]=='D':res.append(v.data)¶
...returnres#повертає список значень¶
...defSF_field(s1='Step-1',s2='Step-2',Sn=207000000,m=1):¶
...'''Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності'''¶
...¶
...S3_2=myOdb.steps[s2].frames[-
...1].fieldOutputs['S'].getScalarField(invariant=MAX_PRINCIPAL)¶
...S3_1=myOdb.steps[s1].frames[-
...1].fieldOutputs['S'].getScalarField(invariant=MAX_PRINCIPAL)¶
...Sm3=(S3_2+S3_1)/2¶
...Sa3=(S3_2-S3_1)/2¶
...S2_2=myOdb.steps[s2].frames[-
...1].fieldOutputs['S'].getScalarField(invariant=MID_PRINCIPAL)¶
...S2_1=myOdb.steps[s1].frames[-
...1].fieldOutputs['S'].getScalarField(invariant=MID_PRINCIPAL)¶
...Sm2=(S2_2+S2_1)/2¶
...Sa2=(S2_2-S2_1)/2¶
...S1_2=myOdb.steps[s2].frames[-
...1].fieldOutputs['S'].getScalarField(invariant=MIN_PRINCIPAL)¶
...S1_1=myOdb.steps[s1].frames[-
...1].fieldOutputs['S'].getScalarField(invariant=MIN_PRINCIPAL)¶
...Sm1=(S1_2+S1_1)/2¶
...Sa1=(S1_2-S1_1)/2¶
...D=(Sn-m*(Sm1+Sm2+Sm3)/3)/power(((power((Sa1-Sa2),2)+power((Sa2-
...Sa3),2)+power((Sa3-Sa1),2))/2),0.5)¶
...scratchOdb=session.ScratchOdb(odb=myOdb)¶
...sessionStep=scratchOdb.Step(name='SessionStep',description='StepforVie
wernon-persistentfields',domain=TIME,timePeriod=1.0)¶
...sessionFrame=sessionStep.Frame(frameId=0,frameValue=0.0,description='S
essionFrame')¶
...sessionField=sessionFrame.FieldOutput(name='D',description='D',field=D
)¶

```

gost13877_96.py

```

#-*-coding:cp1251-*-¶
'''модель муфтового різьбового з'єднання на сосних штангах (ГОСТ13877-96)'''¶
if_my_thread_model!=1:fromtoolsimport*¶
rod19={'d_n':(27,-0.48,-0.376),#¶
... 'd2_n':(25.35,-0.204,-0.047),#¶
... 'd1_n':(24.25,0,-0.415),¶
... 'r_n':(0.28,0,0.08),¶
... 'dn':(38.1,-0.25,0.13),¶
... 'd1n':(23.24,-0.13,0.13),¶
... 'l1n':(36.5,0,1.6),¶
... 'l2n':(15,0.2,1),¶
... 'l3n':(32,0,1.5),¶
... 'l4n':(48,-1,1.5),¶
... 'r3n':(3,0,0.8),¶
... 'd_m':(27,0,0.27),¶
... 'd2_m':(25.35,0,0.202),¶
... 'd1_m':(24.25,0,0.54),¶
... 'dm':(41.3,-0.25,0.13),¶
... 'd1m':(27.43,0,0.25),¶

```

```

... 'lm': (102, -1, 1), ¶
... 'd0': (19.1, -0.41, 0.2), ¶
... 'p_n': (2.54, 0, 0), ¶
... 'p_m': (2.54, 0, 0) } ¶
rod22={ 'd_n': (27, -0.48, -0.376), #¶
... 'd2_n': (25.35, -0.204, -0.047), #¶
... 'd1_n': (24.25, 0, -0.415), ¶
... 'r_n': (0.28, 0, 0.08), ¶
... 'dn': (38.1, -0.25, 0.13), ¶
... 'd1n': (23.24, -0.13, 0.13), ¶
... 'l1n': (36.5, 0, 1.6), ¶
... 'l2n': (15, 0.2, 1), ¶
... 'l3n': (32, 0, 1.5), ¶
... 'l4n': (48, -1, 1.5), ¶
... 'r3n': (3, 0, 0.8), ¶
... 'd_m': (27, 0, 0.27), ¶
... 'd2_m': (25.35, 0, 0.202), ¶
... 'd1_m': (24.25, 0, 0.54), ¶
... 'dm': (41.3, -0.25, 0.13), ¶
... 'd1m': (27.43, 0, 0.25), ¶
... 'lm': (102, -1, 1), ¶
... 'd0': (19.1, -0.41, 0.2), ¶
... 'p_n': (2.54, 0, 0), ¶
... 'p_m': (2.54, 0, 0) } ¶
¶
rod={19:rod19, 22:rod22} #словниктипорозмірівштанг¶
diameter=19 #діаметрштанги¶
d={} #словникусіхрозмірівмоделі¶
forxinrod[diameter].iterkeys():¶
... d[x]=Dim(rod[diameter][x]) #копіюємоключі, азначенняперетворюємоврозміри·
Dim¶
l_ =0 #скороченнямуфтипризгвинчуванні (0, якщо задано BoltLoad) ¶
#=====параметриніпеляштанги=====¶
d['d_n']=d['d_n'].min()/2 #зовнішнійдіаметррізьби/2¶
d['d2_n']=d['d2_n'].min()/2 #середнійдіаметррізьби/2¶
d['d1_n']=d['d1_n'].min()/2 #внутрішнійдіаметррізьби/2!ei*¶
d['r_n']=d['r_n'].min() #радіусзападинрізьби¶
d['p_n']=d['p_n'].min() #крокрізьби¶
d['dn']=d['dn'].min()/2 #діаметрбурта/2¶
d['d1n']=d['d1n'].min()/2 #діаметрзарізьбовоїканавки/2¶
d['l1n']=d['l1n'].min()+my_iter2 #довжинаніпеля¶
d['l2n']=d['l2n'].min()+my_iter2 #довжиназарізьбовоїканавки¶
d['l3n']=d['l3n'].min()+my_iter2 #довжинаніпелябезфаскинарізьбі¶
d['l4n']=d['l4n'].min()+my_iter2 #довжинаніпелязбуртом¶
d['r3n']=d['r3n'].min() #радіусскругленьзарізьбовоїканавки¶
d['d0']=d['d0'].min()/2 #діаметртіла/2¶
#=====параметримуфти=====¶
d['d_m']=d['d_m'].max()/2 #зовнішнійдіаметррізьби/2!es*¶
d['d2_m']=d['d2_m'].max()/2 #середнійдіаметррізьби/2¶
d['d1_m']=d['d1_m'].max()/2 #внутрішнійдіаметррізьби/2¶
d['p_m']=d['p_m'].min() #крокрізьби¶
d['dm']=d['dm'].min()/2 #зовнішнійдіаметр/2¶
d['d1m']=d['d1m'].max()/2 #внутрішнійдіаметропорноїповерхні/2¶
d['lm']=d['lm'].min()/2+my_iter2 #довжинамуфти/2¶
#=====допоміжніпараметри=====¶
d['dn_']=d['d2_n']+0.25*d['p_n']/tan(30*pi/180) #зовнішнійдіаметрвершин·
трикутникапрофіляніпеля¶

```



```

d['ln_']=d['l1n']-d['l2n']#z-
координатапершоїзападининіпеля(довжинарізьбиніпеля)¶
d['dm_']=d['d2_m']-
0.25*d['p_m']/tan(30*pi/180)#внутрішнійдіаметрвершинтрикутникапрофілям
уфти¶
d['lm_']=d['lm']-11.1#довжинарізьбимуфти¶
d['l2m_']=d['ln_']+ceil((d['l2n']-11.1)/d['p_m'])*d['p_m']-
3*d['p_m']/2-(d['d2_m']-d['d2_n'])*tan(30*pi/180)#z-
координатапершоїзападинимуфти¶
#ceil((d['l2n']-11.1)/d['p_m'])*d['p_m']-першінеробочівиткимуфти¶
#-3*d['p_m']/2-(d['d2_m']-d['d2_n'])*tan(30*pi/180)-
зміщенняпрофілюмуфти¶
#=====точкихарактернихкромокмоделі=====¶
en1=(d['dn']/2,d['l1n']+20,0.0)#верхнійторецьштанги¶
en2=(0.0,(d['l1n']+20)/2,0.0)#вісьніпеля¶
en3=(d['d1_n']/2,0.0,0.0)#нижнійторецьштанги¶
en4=(d['dn'],d['l1n']+10,0.0)#зовнішнійциліндрбурта¶
enr1=(d['d2_n']-0.25*d['p_n']/tan(30*pi/180)+d['r_n']/sin(30*pi/180)-
d['r_n'],d['ln_'],0.0)#центрпершоїзападининіпеля¶
em1=((d['dm']+d['d_m'])/2,d['l1n']-
d['lm']+1_,0.0)#нижнійторецьмуфти(зміщення+1_)¶
em2=(d['dm'],d['l1n']/2,0.0)#зовнішнійциліндрмуфти¶
em3=((d['dm']+d['d1m'])/2,d['l1n']-5,0.)#центрPartitionface-
1(дляBoltLoad)¶
em4=((d['dm']+d['d1m'])/2,d['l1n'],0.)#верхнійторецьмуфти¶
nn=8#кількістьзападинніпелядлядослідження¶
mat1=matlib['40'].power(8)#матеріал1¶
mat2=matlib['40'].power(8)#матеріал2¶
bolt_load=-my_iter1#-0.1¶
load1=-1*d['d0']/d['dn']¶
load2=-155.1e+6*d['d0']/d['dn']#-276.0e+6*d['d0']/d['dn']#¶
¶
defcreateSketch():¶
... "Створюєскізпрофілюрізьбиніпеля"¶
... s=model.ConstrainedSketch(name='Sketch-1',sheetSize=200.0)¶
... #Геометрія¶
... g1=s.ConstructionLine(angle=0.0,point1=(0.0,0.0))¶
... s.HorizontalConstraint(entity=g1)¶
... s.FixedConstraint(entity=g1)¶
... g2=s.Line(point1=(0.0,-15.0),point2=(0.0,15.0))¶
... s.VerticalConstraint(entity=g2)¶
... g3=s.Line(point1=(0.0,15.0),point2=(-20.0,5.0))¶
... g4=s.Line(point1=(0.0,-15.0),point2=(-20.0,-5.0))¶
... g5=s.ArcByStartEndTangent(entity=g3,point1=(-20.0,5.0),point2=(-20.0,-
5.0))¶
... s.TangentConstraint(entity1=g4,entity2=g5)¶
... s.CoincidentConstraint(entity1=g5.getVertices()[2],entity2=g1)¶
... #Розміриіпараметри¶
... d1=s.VerticalDimension(vertex1=g2.getVertices()[0],vertex2=g2.getVerti
ces()[1],textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='p_n',path='dimensions[0]')¶
... d2=s.AngularDimension(line1=g1,line2=g3,textPoint=(10.0,10.0))¶
... s.Parameter(name='alf1',path='dimensions[1]')¶
... d3=s.AngularDimension(line1=g1,line2=g4,textPoint=(10.0,-10.0))¶
... s.Parameter(name='alf2',path='dimensions[2]')¶
... d4=s.RadialDimension(curve=g5,textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='r_n',path='dimensions[3]')¶

```

```

def createSketch2() :
... "Створює ескіз профілю різьби муфти"
... s=model.ConstrainedSketch(name='Sketch-2',sheetSize=200.0)
... #Геометрія
... g1=s.ConstructionLine(angle=0.0,point1=(0.0,0.0))
... s.HorizontalConstraint(entity=g1)
... s.FixedConstraint(entity=g1)
... g2=s.Line(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,20.0))
... s.VerticalConstraint(entity=g2)
... s.PerpendicularConstraint(entity1=g1,entity2=g2)
... s.CoincidentConstraint(entity1=g2.getVertices()[0],entity2=g1)
... g3=s.Line(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,-20.0))
... s.VerticalConstraint(entity=g3)
... s.ParallelConstraint(entity1=g2,entity2=g3)
... s.EqualLengthConstraint(entity1=g2,entity2=g3)
... g4=s.Line(point1=(0.0,-20.0),point2=(25.0,-5.0))
... g5=s.Line(point1=(25.0,-5.0),point2=(25.0,5.0))
... s.VerticalConstraint(entity=g5)
... g6=s.Line(point1=(25.0,5.0),point2=(0.0,20.0))
... #Розміри і параметри
... d1=s.VerticalDimension(vertex1=g2.getVertices()[1],vertex2=g3.getVertices()[1],textPoint=(0.0,0.0))
... s.Parameter(name='p_m',path='dimensions[0]')
... d2=s.AngularDimension(line1=g1,line2=g6,textPoint=(-10.0,10.0))
... s.Parameter(name='alf1',path='dimensions[1]')
... d3=s.AngularDimension(line1=g1,line2=g4,textPoint=(-10.0,-10.0))
... s.Parameter(name='alf2',path='dimensions[2]')
... d4=s.DistanceDimension(entity1=g2,entity2=g5,textPoint=(0.0,0.0))
... s.Parameter(name='h',path='dimensions[3]')
def createSketch3() :
... "Створює ескіз заготовки кінця пієла"
... s=model.ConstrainedSketch(name='Sketch-3',sheetSize=200.0)
... #Геометрія
... g1=s.Line(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,50.0))
... s.VerticalConstraint(entity=g1)
... s.FixedConstraint(entity=g1.getVertices()[0])
... g2=s.Line(point1=(0.0,50.0),point2=(20.0,50.0))
... s.HorizontalConstraint(entity=g2)
... g3=s.Line(point1=(20.0,50.0),point2=(20.0,40.0))
... s.VerticalConstraint(entity=g3)
... g4=s.Line(point1=(20.0,40.0),point2=(10.0,40.0))
... s.HorizontalConstraint(entity=g4)
... g5=s.ArcByStartEndTangent(entity=g4,point1=(10.0,40.0),point2=(5.0,35.0))
... g6=s.Line(point1=(5.0,35.0),point2=(5.0,30.0))
... s.VerticalConstraint(entity=g6)
... s.TangentConstraint(entity1=g5,entity2=g6)
... g7=s.ArcByStartEndTangent(entity=g6,point1=(5.0,30.0),point2=(10.0,25.0))
... g8=s.Line(point1=(10.0,25.0),point2=(10.0,5.0))
... s.VerticalConstraint(entity=g8)
... g9=s.Line(point1=(10.0,5.0),point2=(5.0,0.0))
... g10=s.Line(point1=(5.0,0.0),point2=(0.0,0.0))
... s.HorizontalConstraint(entity=g10)
... #Розміри і параметри
... d1=s.DistanceDimension(entity1=g2,entity2=g10,textPoint=(0.0,0.0))
... s.Parameter(name='ln',path='dimensions[0]')

```

```

...d2=s.DistanceDimension(entity1=g1,entity2=g3,textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='dn',path='dimensions[1]')¶
...d3=s.DistanceDimension(entity1=g1,entity2=g8,textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='d_n',path='dimensions[2]')¶
...d4=s.DistanceDimension(entity1=g1,entity2=g6,textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='dl_n',path='dimensions[3]')¶
...d5=s.DistanceDimension(entity1=g4,entity2=g10,textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='lln',path='dimensions[4]')¶
...d6=s.DistanceDimension(entity1=g4,entity2=g8.getVertices()[0],textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='l2n',path='dimensions[5]')¶
...d7=s.DistanceDimension(entity1=g4,entity2=g8.getVertices()[1],textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='l3n',path='dimensions[6]')¶
...d8=s.AngularDimension(line1=g9,line2=g1,textPoint=(10.0,10.0))¶
...s.Parameter(name='fn',path='dimensions[7]')¶
...d9=s.RadialDimension(curve=g5,textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='r3n1',path='dimensions[8]')¶
...d10=s.RadialDimension(curve=g7,textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='r3n2',path='dimensions[9]')¶
...s.ConstructionLine(point1=(0.0,-100.0),point2=(0.0,100.0))¶
def createSketch4():¶
... "Створює ескіз заготовки муфти"¶
... s=model.ConstrainedSketch(name='Sketch-4',sheetSize=200.0)¶
... #Геометрія¶
... v1=s.Spot(point=(0.0,0.0))¶
... s.FixedConstraint(entity=v1)¶
... g1=s.Line(point1=(10.0,-10.0),point2=(10.0,20.0))¶
... s.VerticalConstraint(entity=g1)¶
... g2=s.Line(point1=(10.0,20.0),point2=(15.0,25.0))¶
... g3=s.Line(point1=(15.0,25.0),point2=(15.0,35.0))¶
... s.VerticalConstraint(entity=g3)¶
... g4=s.Line(point1=(15.0,35.0),point2=(20.0,40.0))¶
... g5=s.Line(point1=(20.0,40.0),point2=(25.0,40.0))¶
... s.HorizontalConstraint(entity=g5)¶
... g6=s.Line(point1=(25.0,40.0),point2=(30.0,35.0))¶
... g7=s.Line(point1=(30.0,35.0),point2=(30.0,-10.0))¶
... s.VerticalConstraint(entity=g7)¶
... g8=s.Line(point1=(30.0,-10.0),point2=(10.0,-10.0))¶
... s.HorizontalConstraint(entity=g8)¶
... #Розмірні параметри¶
... d1=s.DistanceDimension(entity1=g5,entity2=v1,textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='lln',path='dimensions[0]')¶
... d2=s.DistanceDimension(entity1=g5,entity2=g2.getVertices()[1],textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='llm',path='dimensions[1]')¶
... d3=s.DistanceDimension(entity1=g5,entity2=g3.getVertices()[1],textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='lflm',path='dimensions[2]')¶
... d4=s.DistanceDimension(entity1=g5,entity2=g6.getVertices()[1],textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='l2m',path='dimensions[3]')¶
... d5=s.DistanceDimension(entity1=g5,entity2=g8,textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='lm',path='dimensions[4]')¶
... d6=s.DistanceDimension(entity1=g1,entity2=v1,textPoint=(0.0,0.0))¶
... s.Parameter(name='dl_m',path='dimensions[5]')¶
... d7=s.DistanceDimension(entity1=g3,entity2=v1,textPoint=(0.0,0.0))¶

```

```

...s.Parameter(name='d1m',path='dimensions[6]')¶
...d8=s.DistanceDimension(entity1=g7,entity2=v1,textPoint=(0.0,0.0))¶
...s.Parameter(name='dm',path='dimensions[7]')¶
...d9=s.AngularDimension(line1=g1,line2=g2,textPoint=(10.0,10.0))¶
...s.Parameter(name='f_m',path='dimensions[8]')¶
...d10=s.AngularDimension(line1=g3,line2=g4,textPoint=(10.0,10.0))¶
...s.Parameter(name='f1m',path='dimensions[9]')¶
...d11=s.AngularDimension(line1=g6,line2=g7,textPoint=(50.0,-50.0))¶
...s.Parameter(name='f2m',path='dimensions[10]')¶
...s.ConstructionLine(point1=(0.0,-100.0),point2=(0.0,100.0))¶
    defcreate_nipple2():¶
...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':0,'Rext':d['dn'],'len':d['l1n']+20}¶
...set_values2(sketch='nipple',base='Quad_h',p=par)¶
...p=model.Part(dimensionality=AXISYMMETRIC,name='Part-
    1',type=DEFORMABLE_BODY)¶
...p.BaseShell(sketch=model.sketches['nipple'])¶
...delmodel.sketches['nipple']¶
...¶
...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':d['d1n'],'Rext':d['dn'],'len':d['l2n'],'
    Ra':d['r3n'],'Rb':d['r3n']}¶
...set_values2(sketch='groove',base='Quad_h_fillet_int',p=par)¶
...part_builder(p,'groove',(0,d['l1n']-d['l2n']),'cut')¶
...delmodel.sketches['groove']¶
...¶
...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':d['d_n'],'Rext':d['dn'],'len':d['l1n']-
    d['l2n']/2}¶
...set_values2(sketch='cut_nipple',base='Quad_h',p=par)¶
...part_builder(p,'cut_nipple',(0,0),'cut')¶
...delmodel.sketches['cut_nipple']¶
...¶
...par={'aa':30,'ab':90,'h':d['l1n']-d['l3n']}¶
...set_values2(sketch='chamfer',base='Triangle_v_int',p=par)¶
...part_builder(p,'chamfer',(d['d_n'],0),'cut')¶
...delmodel.sketches['chamfer']¶
...¶
...par={'aa':60,'ab':60,'len':d['p_n'],'R':d['r_n']}¶
...set_values2(sketch='thread',base='Triangle_v_fillet_int',p=par)¶
...i=0#номервитка(0-перший)¶
...whilei*d['p_n']<=d['ln']:#довжинарізьби¶
...part_builder(p,'thread',(d['dn'],d['ln']-d['p_n']*i),'cut')¶
...i+=1¶
...delmodel.sketches['thread']¶
    defcreate_coupling2():¶
...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':d['d1_m'],'Rext':d['dm'],'len':d['l1n']-
    11.1}¶
...set_values2(sketch='coupling',base='Quad_h',p=par)¶
...p=model.Part(dimensionality=AXISYMMETRIC,name='Part-
    2',type=DEFORMABLE_BODY)¶
...p.BaseShell(sketch=model.sketches['coupling'])¶
...delmodel.sketches['coupling']¶
...¶
...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':d['d1_m'],'Rext':d['dm'],'len':d['lm']-
    d['l1n']}¶
...set_values2(sketch='coupling_bot',base='Quad_h',p=par)¶
...part_builder(p,'coupling_bot',(0,-(d['lm']-d['l1n'])), 'shell')¶
...delmodel.sketches['coupling_bot']¶
...¶

```

```

...par={'aint':0,'aext':0,'Rint':d['dlm'],'Rext':d['dm'],'len':11.1}¶
...set_values2(sketch='coupling_top',base='Quad_h',p=par)¶
...part_builder(p,'coupling_top',(0,d['l1n']-11.1),'shell')¶
...delmodel.sketches['coupling_top']¶
...¶
...#par={'aa':90,'ab':30,'t':d['dlm']-d['dl_m']}¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='Sketch-1',sheetSize=200.0)¶
...s.Line(point1=(0.0,d['l1n']-11.1),point2=(d['dlm'],d['l1n']-11.1))¶
...s.Line(point1=(0.0,d['l1n']-11.1),point2=(0.0,(d['l1n']-11.1)-
...d['dlm']/tan(radians(30))))¶
...s.Line(point1=(d['dlm'],d['l1n']-11.1),point2=(0.0,(d['l1n']-11.1)-
...d['dlm']/tan(radians(30))))¶
...#створитиклас¶
...#set_values2(sketch='chamfer',base='Sketch-1',p=par)¶
...part_builder(p,'Sketch-1',(0,0),'cut')¶
...delmodel.sketches['Sketch-1']¶
...¶
...par={'aa':90,'ab':30,'h':2}¶
...set_values2(sketch='chamfer',base='Triangle_v_ext',p=par)¶
...part_builder(p,'chamfer',(d['dlm'],d['l1n']-2),'cut')¶
...delmodel.sketches['chamfer']¶
...¶
...par={'aa':90,'ab':15,'h':3}¶
...set_values2(sketch='chamfer',base='Triangle_v_int',p=par)¶
...part_builder(p,'chamfer',(d['dm'],d['l1n']-3),'cut')¶
...delmodel.sketches['chamfer']¶
...¶
...par={'aa':120,'ab':120,'h':d['p_m'],'t':2.2-0.275}¶
...set_values2(sketch='thread',base='Quad_v',p=par)¶
...i=0¶
...while i*d['p_m']<=d['lm']-3*d['p_m']/2:#довжинарізьби-3*d['p_m']/2¶
...part_builder(p,'thread',(d['dm'],d['l2m']-d['p_m']*i),'cut')¶
...i+=1¶
...delmodel.sketches['thread']¶
...defcreate_nipple3():¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='nipple',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(0,0),len=d['l1n']+20,angle=90)¶
...L2=Line(p1=L1.p1,len=d['dn'],angle=0)¶
...L3=Line(p1=L2.p2,len=d['l1n']+20,angle=90)¶
...L4=Line(p1=L3.p2,p2=L1.p2)¶
...N_angle([L1,L2,L3,L4],[0,0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,L4¶
...s.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0),angle=90.0)¶
...p=model.Part(dimensionality=AXISYMMETRIC,name='Part-
...1',type=DEFORMABLE_BODY)¶
...p.BaseShell(sketch=model.sketches['nipple'])¶
...dels¶
...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='groove',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['dn'],d['l1n']-d['l2n']),len=d['l2n'],angle=90)¶
...L2=Line(p1=L1.p2,len=d['dn']-d['dl1n'],angle=180)¶
...L3=Line(p1=L2.p2,len=d['l2n'],angle=360-90)¶
...L4=Line(p1=L3.p2,p2=L1.p1)¶
...N_angle([L1,L2,L3,L4],[0,d['r3n'],d['r3n'],0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,L4¶
...part_builder(p,'groove',(0,0),'cut')¶
...dels¶

```

```

...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='cut_nipple',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['d_n'],0),len=d['l1n']-d['l2n']/2,angle=90)¶
...L2=Line(p1=L1.p2,len=d['dn']-d['d_n'],angle=0)¶
...L3=Line(p1=L2.p2,len=d['l1n']-d['l2n']/2,angle=360-90)¶
...L4=Line(p1=L3.p2,p2=L1.p1)¶
...N_angle([L1,L2,L3,L4],[0,0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,L4¶
...part_builder(p,'cut_nipple',(0,0),'cut')¶
...dels¶
...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='chamfer',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['d_n'],0),len=d['l1n']-d['l3n'],angle=90)¶
...cp=Line(p1=L1.p1,angle=180).cros_point(Line(p1=L1.p2,angle=180+60))¶
...L2=Line(p1=L1.p1,p2=cp)¶
...L3=Line(p1=L1.p2,p2=cp)¶
...N_angle([L1,L2,L3],[0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,cp¶
...part_builder(p,'chamfer',(0,0),'cut')¶
...dels¶
...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='thread',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['dn'],0),len=d['p_n'],angle=90)¶
...cp=Line(p1=L1.p1,angle=90+60).cros_point(Line(p1=L1.p2,angle=270-60))¶
...L2=Line(p1=L1.p1,p2=cp)¶
...L3=Line(p1=L1.p2,p2=cp)¶
...N_angle([L1,L2,L3],[0,d['r_n'],0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,cp¶
...i=0#номервитка(0-перший)¶
...whilei*d['p_n']<=d['ln']:#довжинарізьби¶
...part_builder(p,'thread',(0,d['ln']-d['p_n']*i),'cut')¶
...i+=1¶
...dels¶
...defcreate_coupling3():¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='coupling',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['dm'],-(d['lm']-d['l1n'])),len=d['lm']-11.1,angle=90)¶
...L2=Line(p1=L1.p2,len=d['dm']-d['d1_m'],angle=180)¶
...L3=Line(p1=L2.p2,len=d['lm']-11.1,angle=270)¶
...L4=Line(p1=L3.p2,p2=L1.p1)¶
...N_angle([L1,L2,L3,L4],[0,0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,L4¶
...s.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0),angle=90.0)¶
...p=model.Part(dimensionality=AXISYMMETRIC,name='Part-
2',type=DEFORMABLE_BODY)¶
...p.BaseShell(sketch=model.sketches['coupling'])¶
...dels¶
...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='top',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['dm'],d['l1n']-11.1),len=11.1,angle=90)¶
...L2=Line(p1=L1.p2,len=d['dm']-d['d1m'],angle=180)¶
...L3=Line(p1=L2.p2,len=11.1,angle=270)¶
...L4=Line(p1=L3.p2,p2=L1.p1)¶
...N_angle([L1,L2,L3,L4],[0,0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,L4¶
...part_builder(p,'top',(0,0),'shell')¶
...dels¶
...¶

```

```

...s=model.ConstrainedSketch(name='chamfer',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['d1m'],d['l1n']-11.1),len=d['d1m']-d['d1_m'],angle=180)¶
...cp=Line(p1=L1.p1,angle=180+60).cros_point(Line(p1=L1.p2,angle=270))¶
...L2=Line(p1=L1.p1,p2=cp)¶
...L3=Line(p1=L1.p2,p2=cp)¶
...N_angle([L1,L2,L3],[0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,cp¶
...part_builder(p,'chamfer',(0,0),'cut')¶
...dels¶
...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='chamfer',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['d1m'],d['l1n']),len=2.0,angle=270)¶
...cp=Line(p1=L1.p1,angle=0).cros_point(Line(p1=L1.p2,angle=90-30))¶
...L2=Line(p1=L1.p1,p2=cp)¶
...L3=Line(p1=L1.p2,p2=cp)¶
...N_angle([L1,L2,L3],[0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,cp¶
...part_builder(p,'chamfer',(0,0),'cut')¶
...dels¶
...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='chamfer',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['dm'],d['l1n']),len=3.0,angle=270)¶
...cp=Line(p1=L1.p1,angle=180).cros_point(Line(p1=L1.p2,angle=90+15))¶
...L2=Line(p1=L1.p1,p2=cp)¶
...L3=Line(p1=L1.p2,p2=cp)¶
...N_angle([L1,L2,L3],[0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,cp¶
...part_builder(p,'chamfer',(0,0),'cut')¶
...dels¶
...¶
...s=model.ConstrainedSketch(name='thread',sheetSize=200.0)¶
...L1=Line(p1=(d['dm_'],0),len=d['p_m'],angle=90)¶
...cp1=Line(p1=L1.p1,angle=90-60).cros_point(Line(p1=(d['dm_']+1.93,0),angle=90))¶
...L2=Line(p1=L1.p1,p2=cp1)¶
...cp2=Line(p1=L1.p2,angle=270+60).cros_point(Line(p1=cp1,angle=90))¶
...L3=Line(p1=cp1,p2=cp2)¶
...L4=Line(p1=L1.p2,p2=cp2)¶
...N_angle([L1,L2,L3,L4],[0,0,0,0]).drawAbaqus(s)¶
...delL1,L2,L3,L4,cp1,cp2¶
...i=0¶
...while i*d['p_m']<=d['lm_']-3*d['p_m']/2:#довжинарізьби-3*d['p_m']/2¶
...part_builder(p,'thread',(0,d['l2m_']-d['p_m']*i),'cut')¶
...i+=1¶
...dels¶
...def createProfile():¶
...    "Створює профіль різьбини пеліа і муфти"¶
...    del CutExtrude()¶
...    # створення профілю різьбини пеліа¶
...    # можна це зробити також за допомогою LinearInstancePattern¶
...    i=0 # номер витка (0-перший)¶
...    while i*d['p_n']<=d['ln_']:#довжинарізьби¶
...    s=model.ConstrainedSketch(name='__profile__',sheetSize=200.)¶
...    #s.sketchOptions.setValues(viewStyle=AXISYM)¶
...    model.parts['Part-1'].projectReferencesOntoSketch(filter=COPLANAR_EDGES,sketch=s)¶
...    s.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,10.0))¶

```

```

...s.retrieveSketch(sketch=model.sketches['Sketch-1'])
...s.move(objectList=s.geometry.values(),vector=(d['dn_'],d['ln_']-
    d['p_n']*i))
...model.parts['Part-1'].Cut(sketch=s)
...dels
...i=i+1
...#створенняпрофілюрізьбимуфти
...i=0
...whilei*d['p_m']<=d['lm_']-3*d['p_m']/2:#довжинарізьби-3*d['p_m']/2
...s=model.ConstrainedSketch(name='__profile__',sheetSize=200.)
...#s.sketchOptions.setValues(viewStyle=AXISYM)
...model.parts['Part-
    2'].projectReferencesOntoSketch(filter=COPLANAR_EDGES,sketch=s)
...s.ConstructionLine(point1=(0.0,0.0),point2=(0.0,10.0))
...s.retrieveSketch(sketch=model.sketches['Sketch-2'])
...s.move(objectList=s.geometry.values(),vector=(d['dm_'],d['l2m_']-
    d['p_m']*i))
...model.parts['Part-2'].Cut(sketch=s)
...dels
...i=i+1
...defcreate_nipple_coupling():
...'''Спосібпобудовигеометріїзаескізамизаготовокдеталей'''
...createSketch1()
...createSketch2()
...createSketch3()
...createSketch4()
...#параметрипрофілюрізьбиніпеля
...par={'p_n':d['p_n'],'alf1':30,'alf2':30,'r_n':d['r_n']}
...set_values(sketch='Sketch-1',p=par)
...#параметрипрофілюрізьбимуфти
...par={'p_m':d['p_m'],'alf1':30,'alf2':30,'h':2.2-0.275}
...set_values(sketch='Sketch-2',p=par)
...#параметризаготовкиніпеля
...par={'ln':d['l1n']+20,'d_n':d['d_n'],'dn':d['dn'],'d1n':d['d1n'],'l1n':
    d['l1n'],
...    'l2n':d['l2n'],'l3n':d['l3n'],'r3n1':d['r3n'],'r3n2':d['r3n'],'fn':30}
...
...set_values(sketch='Sketch-3',p=par)
...#параметризаготовкимуфти
...par={'dm':d['dm'],'d1m':d['d1m'],'d1_m':d['d1_m'],'lm':d['lm'],'l1n':d
    ['l1n']+1,
...    'lf1m':2,'lf2m':3,'f1m':30,'f2m':15,'f_m':30,'l1m':11.1}
...set_values(sketch='Sketch-4',p=par)
...createPart(n='Part-1',s='Sketch-3')
...createPart(n='Part-2',s='Sketch-4')
...createProfile()
...defcreate_nipple_coupling2():
...'''Спосібпобудовигеометріїзаготовкпротиміескізами'''
...create_nipple2()
...create_coupling2()
...defcreate_nipple_coupling3():
...'''Спосібпобудовигеометріїзапротиміескізами'''
...create_nipple3()
...create_coupling3()
...create_nipple_coupling()
...#create_nipple_coupling2()
...#create_nipple_coupling3()

```



```

#createPart3D('Part-1','nipple','Part-3')¶
#createPart3D('Part-2','coupling','Part-4')¶
createPartition(part='Part-2',offset=em3[1])¶
#createPartition3D(part='Part-4',offset=em3[1])¶
createMaterial('Material-1',et=mat1['el'],pt=mat1['pl'])¶
createMaterial('Material-2',et=mat2['el'],pt=mat2['pl'])¶
createSectionAssign(n='Section-1',m='Material-1',p='Part-1')¶
createSectionAssign(n='Section-2',m='Material-2',p='Part-2')¶
#createSectionAssign3D(n='Section-1',m='Material-1',p='Part-3')¶
#createSectionAssign3D(n='Section-2',m='Material-2',p='Part-4')¶
createAssemblyInstance(n='Part-1-1',p='Part-1')¶
createAssemblyInstance(n='Part-2-1',p='Part-2')¶
#createAssemblyInstance3D(n='Part-3-1',p='Part-3')¶
#createAssemblyInstance3D(n='Part-4-1',p='Part-4')¶
createStep(n='Step-1',pr='Initial')¶
createStep(n='Step-2',pr='Step-1')¶
createContactSet(n='Slave',i='Part-1-1',ep=((en1,),(en2,),(en3,),(en4,)))#створюємо набір кромок контакту для ніпеля¶
createContactSet(n='Master',i='Part-2-1',ep=((em1,),(em2,),(em3,)))#створюємо набір кромок контакту для муфти¶
#createContactSet3D(n='Slave',i='Part-3-1',ep=((en1,),(en3,),(en4,)))#створюємо набір кромок контакту для ніпеля¶
#createContactSet3D(n='Master',i='Part-4-1',ep=((em1,),(em2,),(em3,)))#створюємо набір кромок контакту для муфти¶
createContactProperty()¶
createContact()¶
#createContact3D()¶
createBCSet(n='Pressure',i='Part-1-1',ep=(en1,))#тиск¶
createBCSet(n='Axis',i='Part-1-1',ep=(en2,))#закріплення¶
createBCSet(n='Encastre',i='Part-2-1',ep=(em1,))#закріплення¶
#createBCSet3D(n='Pressure',i='Part-3-1',ep=(en1,))#тиск¶
#createBCSet3D(n='Encastre',i='Part-4-1',ep=(em1,))#закріплення¶
createBC_Pressure([( 'Step-1',load1),( 'Step-2',load2)])¶
createBC_Axis()¶
createBC_Encastre()¶
createBC_BoltLoad('Part-2-1',em3,bolt_load)¶
#createBC_Pressure3D([( 'Step-1',-1.0),( 'Step-2',-276.0e+6*d['d0']/d['dn'])])¶
#createBC_Encastre3D()¶
#createBC_BoltLoad3D('Part-2-1',em3,-0.1)¶
createMesh()¶
#createMesh3D()¶
createEdgesSet(n='Cont',i='Part-2-1',p=((em4,)))¶
createEdgesSet(n='First',i='Part-1-1',p=((enr1,)))¶
createVerticesSet(n='Zeropoint',i='Part-1-1',p=((0,0,0),))¶
createJobSubmit()¶
¶
myOdb=openOdb(path=model.name+'.odb')¶
def createResults():¶
... session.viewports['Viewport:1'].setValues(displayedObject=myOdb)¶
... SF_field()¶
... cont_pres=readODB_set(set='Cont',step='Step-2',var=(( 'CPRESS',ELEMENT_NODAL),),pos=NODAL)¶
... result1=sum(cont_pres)/len(cont_pres)¶
... result2=min(readODB_set2(set='First',step='',var=('D',''),pos=INTEGRATION_POINT))¶

```

```

... result3=max(readODB_set(set='First',step='Step-
    2',var=(( 'S',INTEGRATION_POINT,((INVARIANT,'Mises'),)),),pos=INTEGRATI
    ON_POINT))
... result4=readODB_path(path=((d['d1n'],d['l1n']-
    d['l2n']/2,0.0)),step='Step-
    1',var=(( 'S',INTEGRATION_POINT,((INVARIANT,'Mises'),)),),intersections
    =False)
writer.writerow([my_iter1,my_iter2,result1,result2,result3,result4])
createResults()
myOdb.close()
#saveDB('B')
#readDB('B')

```

gost5286_75.py

```

#-*-coding:cp1251-*-
'''модель замкового різьбового з'єднання (ГОСТ 5286-75)'''
if_my_thread_model!=2:from tools import *
zn80={ 'D':(80,-0.5,0.5),#зовнішній діаметр труби і пелі
... 'D1':(76.5,-0.5,0.5),#зовнішній діаметр упорного торця
... 'd3':(25.0,-0.6,0.6),#внутрішній діаметр пелі
... 'd4':(36.0,-0.6,0.6),#внутрішній діаметр муфти
... 'L2':(240.0,0.0,0.0),#довжина муфти
... 'dsr':(60.080,0.0,0.0),#середній діаметр різьби в основній площині
... 'd5':(66.674,0.0,0.0),#діаметр більшої основи конуса пелі
... 'd6':(47.674,0.0,0.0),#діаметр меншої основи конуса пелі
... 'l3':(76.0,-2.0,0),#довжина конуса пелі
... 'd7':(68.3,-0.6,0.6),#діаметр кінцевої виточки в площині торця муфти
... 'd8':(61.422,0.0,0.0),#внутрішній діаметр різьби в площині торця муфти
... 'l4':(82.0,0.0,0.0),#відстань від торця до кінця різьби зовнішнього профілю муфти
    (не менше)
... 'P':(5.080,0.0,0.0),#крок різьби паралельно осі різьби
... 'fi':(atan(0.25/2)*180/pi,0.0,0.0),#кут нахилу
... 'H':(4.376,0.0,0.0),#висота гострого кутного профілю
... 'h1':(2.993,0.0,0.0),#висота профілю різьби
... 'h':(2.626,0.0,0.0),#робоча висота профілю
... 'l':(0.875,0.0,0.0),#висота зрізу вершин
... 'f':(0.508,0.0,0.0),#відтін впадини
... 'a':(1.016,0.0,0.0),#площадка
... 'r':(0.508,0.0,0.0),#радіус заокруглень впадин
... 'r_':(0.38,0.0,0.0)}#радіус спряжень (не більше)
zn95={ 'D':(80,-0.5,0.5),
... 'D1':(76.5,-0.5,0.5),
... 'd3':(25.0,-0.6,0.6),
... 'd4':(36.0,-0.6,0.6),
... 'L2':(240.0,0.0,0.0),
... 'dsr':(60.080,0.0,0.0),
... 'd5':(66.674,0.0,0.0),
... 'd6':(47.674,0.0,0.0),
... 'l3':(76.0,-2.0,0),
... 'd7':(68.3,-0.6,0.6),
... 'd8':(61.422,0.0,0.0),
... 'l4':(82.0,0.0,0.0),
... 'P':(5.080,0.0,0.0),
... 'fi':(atan(0.25/2)*180/pi,0.0,0.0),
... 'H':(4.376,0.0,0.0),
... 'h1':(2.993,0.0,0.0),

```

```

... 'h': (2.626, 0.0, 0.0), ¶
... 'l': (0.875, 0.0, 0.0), ¶
... 'f': (0.508, 0.0, 0.0), ¶
... 'a': (1.016, 0.0, 0.0), ¶
... 'r': (0.508, 0.0, 0.0), ¶
... 'r_': (0.38, 0.0, 0.0)} ¶
¶
zamok={80:zn80, 95:zn95}#словниктипорозмірів¶
diameter=80#типорозмір¶
d={}#словникусіхрозмірівмоделі¶
forxinzamok[diameter].iterkeys():¶
... d[x]=Dim(zamok[diameter][x])#копіюємоключі, азначенняперетворюємоврозмі
риDim¶
¶
d['D'].v=d['D'].min()/2¶
d['D1'].v=d['D1'].min()/2¶
d['d3'].v=d['d3'].max()/2¶
d['d4'].v=d['d4'].max()/2¶
d['L2'].v=d['L2'].n/2¶
d['dsr'].v=d['dsr'].n/2¶
d['d5'].v=d['d5'].n/2¶
d['d6'].v=d['d6'].n/2¶
d['l3'].v=d['l3'].min()¶
d['d7'].v=d['d7'].max()/2¶
d['d8'].v=d['d8'].max()/2¶
d['l4'].v=d['l4'].n¶
d['P'].v=d['P'].n¶
d['fi'].v=d['fi'].n¶
d['H'].v=d['H'].n¶
d['h1'].v=d['h1'].n¶
d['h'].v=d['h'].n¶
d['l'].v=d['l'].n¶
d['f'].v=d['f'].n¶
d['a'].v=d['a'].n¶
d['r'].v=d['r'].n¶
d['r_'].v=d['r_'].n¶
#=====точкихарактернихкромокмоделі=====¶
en1=((d['D'].v+d['d3'].v)/2,d['l3'].v+20.0,0.0)#верхнійторецьніпеля¶
en2=(d['d3'].v,d['l3'].v/2,0.0)#внутрішнійциліндрніпеля¶
en3=(d['D'].v,d['l3'].v+10.0,0.0)#зовнішнійциліндрніпеля¶
em1=((d['D'].v+d['d4'].v)/2,d['l3'].v-
d['L2'].v,0.0)#нижнійторецьмуфти¶
em2=(d['D'].v,0.0,0.0)#зовнішнійциліндрмуфти¶
em3=(d['d4'].v,d['l3'].v-d['L2'].v+5.0,0.0)#внутрішнійциліндрмуфти¶
em4=((d['D'].v+d['d7'].v)/2,d['l3'].v-
8.0,0.0)#близькоцентруPartitionface-1(дляBoltLoad)¶
mat1=matlib['40'].power(8)#матеріал1¶
mat2=Material(E=210000.0e+6,mu=0.28,st=my_iter2*1e+6,sv=750.0e+6,delta
=18.0,psi=60.0).power(8)#матеріал2¶
bolt_load=-my_iter1#-0.1¶
load1=-1¶
load2=-155.1e+6#-1.0e+6/(pi*(d['D'].v/1000)**2-
pi*(d['d3'].v/1000)**2)#абовнютонах¶
¶
defcreateProfile():¶
... "Створюєпрофільрізьбиніпеляімуфти"¶
... #створенняпрофілюрізьбиніпеля¶

```

```

...createCut (Part='Part-1', Sketch='Sketch-
3', Begin=0, P=d[ 'P' ].v, Fi=d[ 'fi' ].v, Len=d[ 'l3' ].v-
15.875+d[ 'P' ].v, X=d[ 'dsr' ].v, Y=d[ 'l3' ].v-15.875, dx=-1, dy=-1) ¶
...#збірїзъбиніпеля¶
...createCut (Part='Part-1', Sketch='Sketch-
3', Begin=1, P=d[ 'P' ].v, Fi=d[ 'fi' ].v, Len=6.35, X=d[ 'dsr' ].v, Y=d[ 'l3' ].v-
15.875, dx=1, dy=1) ¶
...#створенняпрофілюрізъбимуфти¶
...createCut (Part='Part-2', Sketch='Sketch-
4', Begin=0, P=d[ 'P' ].v, Fi=d[ 'fi' ].v, Len=d[ 'l4' ].v-
16, X=d[ 'dsr' ].v, Y=d[ 'l3' ].v-15.875, dx=-1, dy=-1) ¶
¶
#параметризаготовкиніпеля¶
par={ 'l3':d[ 'l3' ].v, 'd6':d[ 'd6' ].v, 'fi':d[ 'fi' ].v, 'D':d[ 'D' ].v, 'D1':d[
'D1' ].v, ¶
... 'd3':d[ 'd3' ].v} ¶
set_values (sketch='Sketch-1', p=par) ¶
#параметризаготовкимуфти¶
par={ 'l3':d[ 'l3' ].v, 'l4':d[ 'l4' ].v+2, 'fi':d[ 'fi' ].v, 'D':d[ 'D' ].v, 'd4':
d[ 'd4' ].v, ¶
... 'l2':d[ 'l2' ].v, 'D1':d[ 'D1' ].v, 'd7':d[ 'd7' ].v, 'd8':d[ 'd8' ].v} ¶
set_values (sketch='Sketch-2', p=par) ¶
#параметрипрофілюрізъбиніпеля¶
par={ 'fi':d[ 'fi' ].v, 'H_21':d[ 'H' ].v/2, 'H_22':d[ 'H' ].v/2, 'r':d[ 'r' ].v} ¶
set_values (sketch='Sketch-3', p=par) ¶
#параметрипрофілюрізъбимуфти¶
par={ 'fi':d[ 'fi' ].v, 'H_21':d[ 'H' ].v/2, 'H_22':d[ 'H' ].v/2, 'r':d[ 'r' ].v} ¶
set_values (sketch='Sketch-4', p=par) ¶
¶
createPart (n='Part-1', s='Sketch-1') ¶
createPart (n='Part-2', s='Sketch-2') ¶
createProfile () ¶
createPartition (part='Part-2', offset=d[ 'l3' ].v-8.0) ¶
createMaterial ( 'Material-1', et=mat1[ 'el' ], pt=mat1[ 'pl' ]) ¶
createMaterial ( 'Material-2', et=mat2[ 'el' ], pt=mat2[ 'pl' ]) ¶
createSectionAssign (n='Section-1', m='Material-1', p='Part-1') ¶
createSectionAssign (n='Section-2', m='Material-2', p='Part-2') ¶
createAssemblyInstance (n='Part-1-1', p='Part-1') ¶
createAssemblyInstance (n='Part-2-1', p='Part-2') ¶
createStep (n='Step-1', pr='Initial') ¶
createStep (n='Step-2', pr='Step-1') ¶
createContactSet (n='Slave', i='Part-1-
1', ep=((en1,), (en2,), (en3,)),) #створюємо набір кромок контакту для ніпеля ¶
createContactSet (n='Master', i='Part-2-
1', ep=((em1,), (em2,), (em3,), (em4,)),) #створюємо набір кромок контакту для м
уфти ¶
createContactProperty () ¶
createContact () ¶
createBCSet (n='Pressure', i='Part-1-1', ep=(en1,)) #тиск ¶
createBCSet (n='Encastre', i='Part-2-1', ep=(em1,)) #закріплення ¶
createBC_Pressure ([('Step-1', load1), ('Step-2', load2)]) ¶
createBC_Encastre () ¶
createBC_BoltLoad ('Part-2-1', em4, bolt_load) ¶
createMesh () ¶
createEdgesSet (n='Cont', i='Part-2-1', p=(( (36.725, 74.0, 0)),)) ¶
createEdgesSet (n='First', i='Part-1-1', p=(( (27.725, 53.045, 0)),)) ¶
createJobSubmit () ¶

```

```

myOdb=openOdb(path=model.name+'.odb')
def createResults():
... session.viewports['Viewport:1'].setValues(displayedObject=myOdb)
... SF_field()
... cont_pres=readODB_set(set='Cont',step='Step-
    2',var=(( 'CPRESS',ELEMENT_NODAL),),pos=NODAL)
... result1=sum(cont_pres)/len(cont_pres)
... result2=min(readODB_set2(set='First',step='',var=('D',),pos=INTEGRAT
    ION_POINT))
... result3=max(readODB_set(set='First',step='Step-
    2',var=(( 'S',INTEGRATION_POINT,((INVARIANT,'Mises'),)),),pos=INTEGRATI
    ON_POINT))
... writer.writerow([my_iter1,my_iter2,result1,result2,result3])
...
createResults()
myOdb.close()

```

gost633_80.py

```

#-*-coding:cp1251-*-
'''модель муфтового різьбового з'єднання НКТ (ГОСТ 633-80)'''
if _my_thread_model!=3:from tools import *
nkt114={ 'D':(114.3,0.0,0.0),#зовнішній діаметр труби
... 'd':(100.3,0.0,0.0),#внутрішній діаметр труби
... 'Dm':(132.1,0.0,0.0),#зовнішній діаметр муфти
... 'Lm':(156.0,0.0,0.0),#довжина муфти
... 'P':(3.175,0.0,0.0),#крок різьби паралельно осі різьби
... 'dsr':(112.566,0.0,0.0),#середній діаметр різьби в основній площині
... 'd1':(111.031,0.0,0.0),#зовнішній діаметр різьби в площині торця труби
... 'd2':(107.411,0.0,0.0),#внутрішній діаметр різьби в площині торця труби
... 'L':(65.0,-3.2,3.2),#загальна довжина різьби труби
... 'l':(52.3,0.0,0.0),#довжина різьби труби до основної площини (ззовнішнім профілем)
... 'l1':(10.0,0.0,0.0),#максимальна довжина збігу різьби труби
... 'd3':(111.219,0.0,0.0),#внутрішній діаметр різьби в площині торця муфти
... 'd0':(115.9,0.0,0.8),#діаметр циліндричної виточки муфти
... 'l0':(9.5,-0.5,1.5),#глибина виточки муфти
... 'A':(6.5,0.0,0.0),#натяг при згині вручну
... 'fi':(atan(1.0/32)*180/pi,0.0,0.0),#кут нахилу
... 'H':(2.75,0.0,0.0),#висота вихідного профілю
... 'h1':(1.81,-0.1,0.05),#висота профілю різьби
... 'h':(1.734,0.0,0.0),#робоча висота профілю
... 'alfa_2':(30.0,-1.0,1.0),#кут нахилу сторони профілю alfa/2
... 'r':(0.508,0.0,0.045),#радіус заокруглення вершини профілю
... 'r1':(0.432,-0.045,0.0)}#радіус заокруглення впадини профілю
nkt102={ 'D':(114.3,-0.9,0.9),
... 'd':(100.3,0.0,0.0),
... 'Dm':(132.1,0.0,0.0),
... 'Lm':(156.0,0.0,0.0),
... 'P':(3.175,0.0,0.0),
... 'dsr':(112.566,0.0,0.0),
... 'd1':(111.031,0.0,0.0),
... 'd2':(107.411,0.0,0.0),
... 'L':(65.0,-3.2,3.2),
... 'l':(52.3,0.0,0.0),
... 'l1':(10.0,0.0,0.0),
... 'd3':(111.219,0.0,0.0),

```

```

... 'd0': (115.9, 0.0, 0.8), ¶
... 'l0': (9.5, -0.5, 1.5), ¶
... 'A': (6.5, 0.0, 0.0), ¶
... 'fi': (atan(0.0625/2)*180/pi, 0.0, 0.0), ¶
... 'H': (2.75, 0.0, 0.0), ¶
... 'h1': (1.81, -0.1, 0.05), ¶
... 'h': (1.734, 0.0, 0.0), ¶
... 'alfa_2': (30.0, -1.0, 1.0), ¶
... 'r': (0.508, 0.0, 0.045), ¶
... 'r1': (0.432, -0.045, 0.0) } ¶
¶
nkt={114:nkt114, 102:nkt102} #словниктипорозмірів¶
diameter=114 #типорозмір¶
d={} #словникусіхрозмірівмоделі¶
forxin nkt[diameter].iterkeys(): ¶
... d[x]=Dim(nkt[diameter][x]) #копіюємоключі, азначенняперетворюємоврозміри·
Dim¶
¶
d['D'].v=d['D'].n/2¶
d['d'].v=d['d'].max()/2¶
d['Dm'].v=d['Dm'].min()/2¶
d['Lm'].v=d['Lm'].n/2¶
d['P'].v=d['P'].n¶
d['dsr'].v=d['dsr'].n/2¶
d['d1'].v=d['d1'].n/2¶
d['d2'].v=d['d2'].n/2¶
d['L'].v=d['L'].min()¶
d['l'].v=d['l'].n¶
d['l1'].v=d['l1'].n¶
d['d3'].v=d['d3'].n/2¶
d['d0'].v=d['d0'].min()/2¶
d['l0'].v=d['l0'].max()¶
d['A'].v=d['A'].n¶
d['fi'].v=d['fi'].n¶
d['H'].v=d['H'].n¶
d['h1'].v=d['h1'].max()¶
d['h'].v=d['h'].n¶
d['alfa_2'].v=d['alfa_2'].n¶
d['r'].v=d['r'].max()¶
d['r1'].v=d['r1'].min()¶
#=====точкахарактернихкромокмоделі=====¶
en1=(d['D'].v+d['d'].v)/2, d['L'].v+20, 0.0) #верхнійторецьніпеля¶
en2=(d['d'].v, d['L'].v/2, 0.0) #внутрішнійциліндрніпеля¶
en3=(d['D'].v, d['L'].v+20-5, 0.0) #зовнішнійциліндрніпеля¶
em1=(d['Dm'].v-5, d['L'].v-d['A'].v-d['Lm'].v, 0.0) #нижнійторецьмуфти¶
em2=(d['Dm'].v, 0.0, 0.0) #зовнішнійциліндрмуфти¶
mat1=matlib['40'].power(8) #матеріал1¶
mat2=matlib['40'].power(8) #матеріал2¶
bolt_load=my_iter1¶
load1=-1¶
load2=-my_iter2*1e+6¶
¶
defcreateProfile(): ¶
... '''Створюєпрофільрізьбиніпеляімуфти'''¶
... #X,Y=const+-n*p¶
... #створенняпрофілюрізьбиніпеля¶
... x=model.sketches['Sketch-3'].parameters['x'].value #допоміжнийпараметр¶

```

```

...dsr=d['D'].v-x#середнійдіаметрв основній площині¶
...createCut (Part='Part-1',Sketch='Sketch-
3',Begin=0,P=d['P'].v,Fi=d['fi'].v,Len=d['L'].v-12.7,X=dsr,Y=d['L'].v-
12.7,dx=-1,dy=-1)¶
...#виткиззрізанимивершинами¶
...n=createCut (Part='Part-1',Sketch='Sketch-
3',Begin=1,P=d['P'].v,Fi=d['fi'].v,Len=12.7-d['l1'].v,X=d['D'].v-
x,Y=d['L'].v-12.7,dx=1,dy=1)¶
...#збірпізьби¶
...createCut (Part='Part-1',Sketch='Sketch-
3',Begin=1,P=d['P'].v,Fi=10.0,Len=d['l1'].v,X=d['D'].v-x,Y=d['L'].v-
12.7+n*d['P'].v,dx=1,dy=1)¶
...#12.7-кратнеусімстандартнимкрокам¶
...#d['D'].v-x-середнійдіаметрв основній площині¶
...#створенняпрофілярізьбимуфти¶
...x=model.sketches['Sketch-4'].parameters['x'].value#допоміжнийпараметр¶
...createCut (Part='Part-2',Sketch='Sketch-
4',Begin=0,P=d['P'].v,Fi=d['fi'].v,Len=d['Lm'].v-4,X=dsr,Y=d['L'].v-
12.7,dx=-1,dy=-1)¶
...#X=d['d3'].v+x,Y=d['L'].v-d['A'].v¶
¶
#параметризаготовкиніпеля¶
par={'ln':d['L'].v+20,'D':d['D'].v,'d':d['d'].v,'d2':d['d2'].v,'l':d['L'].v-12.7,'fi':d['fi'].v}¶
set_values(sketch='Sketch-1',p=par)¶
#параметризаготовкимуфти¶
par={'Dm':d['Dm'].v,'Lm':d['Lm'].v,'d3':d['d3'].v,'d0':d['d0'].v,¶
'10':d['10'].v,'fi':d['fi'].v,'lA':d['L'].v-
d['A'].v,'hk':d['h1'].v+0.5}¶
set_values(sketch='Sketch-2',p=par)¶
#параметрипрофілюрізьбиніпеля¶
par={'fi':d['fi'].v,'P':d['P'].v,'r1':d['r1'].v,'r':d['r'].v}¶
set_values(sketch='Sketch-3',p=par)¶
#параметрипрофілюрізьбимуфти¶
par={'fi':d['fi'].v,'P':d['P'].v,'r1':d['r1'].v,'r':d['r'].v}¶
set_values(sketch='Sketch-4',p=par)¶
¶
createPart (n='Part-1',s='Sketch-1')¶
createPart (n='Part-2',s='Sketch-2')¶
createProfile()¶
createMaterial ('Material-1',et=mat1['el'],pt=mat1['pl'])¶
createMaterial ('Material-2',et=mat2['el'],pt=mat2['pl'])¶
createSectionAssign (n='Section-1',m='Material-1',p='Part-1')¶
createSectionAssign (n='Section-2',m='Material-2',p='Part-2')¶
createAssemblyInstance (n='Part-1-1',p='Part-1')¶
createAssemblyInstance (n='Part-2-1',p='Part-2')¶
createStep (n='Step-1',pr='Initial')¶
createStep (n='Step-2',pr='Step-1')¶
createContactSet (n='Slave',i='Part-1-1',ep=(en1,),(en2,),(en3,))#створюємонабіркромокконтактудляніпеля¶
createContactSet (n='Master',i='Part-2-1',ep=(em1,),(em2,))#створюємонабіркромокконтактудлямуфти¶
createContactProperty()¶
createContact()¶
createBCSet (n='Pressure',i='Part-1-1',ep=(en1,))#тиск¶
createBCSet (n='Encastré',i='Part-2-1',ep=(em1,))#закріплення¶
createBC_Pressure([( 'Step-1',load1),( 'Step-2',load2)])¶

```

```

createBC_Encastre()¶
createMesh()¶
model.rootAssembly.translate(instanceList=('Part-2-1',),¶
...vector=(0.0,bolt_load*d['P'].v,0.0))#моделюваннязгвинчування(0(вручну)
,1,2(станок))¶
¶
work_list=range(13)#розглядаємо13витківніпеля¶
n=0¶
#(56.2047863424959,45.1455709929578,0)-
координатиробочоїсторонипершоговитка¶
forxinwork_list:#створюємоSetдлякожноїробочоїсторонивитка¶
...x=(56.2047863424959-
n*d['P'].v*tan(radians(d['fi'].v)),45.1455709929578-n*d['P'].v,0)¶
...createEdgesSet(n='work'+str(n),i='Part-1-1',p=((x,)),)¶
...n+=1¶
n=0¶
nwork_list=range(13)#розглядаємо13витківніпеля¶
forxinwork_list:#створюємоSetдлякожноїнеробочоїсторонивитка¶
...x=(56.1551769672515-
n*d['P'].v*tan(radians(d['fi'].v)),43.5580709924834-n*d['P'].v,0)¶
...createEdgesSet(n='nwork'+str(n),i='Part-1-1',p=((x,)),)¶
...n+=1¶
¶
createJobSubmit()¶
¶
myOdb=openOdb(path=model.name+'.odb')¶
defcreateResults():¶
...session.viewports['Viewport:1'].setValues(displayedObject=myOdb)¶
...forxinrange(13):¶
...cont_pres=readODB_set2(set='work'+str(x),step='Step-
2',var=('CPRESS',''),pos=NODAL)¶
...result1=sum(cont_pres)/len(cont_pres)¶
...cont_pres=readODB_set2(set='nwork'+str(x),step='Step-
2',var=('CPRESS',''),pos=NODAL)¶
...result2=sum(cont_pres)/len(cont_pres)¶
...writer.writerow([my_iter1,my_iter2,x,result1,result2])¶
createResults()¶
myOdb.close()¶

```


Додаток Б

Інструкція по розрахунку моментів згвинчування насосних штанг

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер –
перший заступник начальника
НГВУ "Івано-Франківський фотогаз"



**ІНСТРУКЦІЯ ПО РОЗРАХУНКУ МОМЕНТІВ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ
ШТАНГ**
(керівний документ)



Проректор з наукової
роботи ІФНТУНГ
Карпаш О.М.

09.12.09

Інструкцію склали:
Копей Б.В., Михайлюк В.В.,
Джус А.П., Копей В.Б.

Івано-Франківськ
2009

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	3
2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ, ПОНЯТТЯ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ	3
3 ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ДАНІ НАСОСНИХ ШТАНГ І МУФТ	5
4 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ	9
5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ	12
ЛІТЕРАТУРА	18

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. Застосування 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

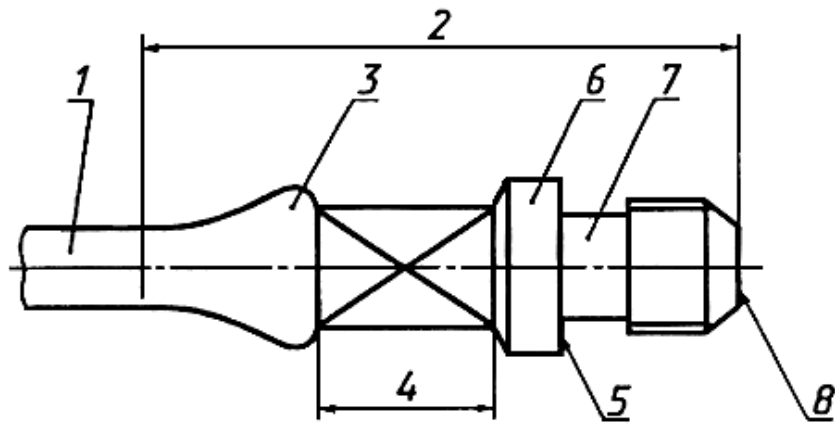
1.1 Інструкція призначена для виконання розрахунку моментів згвинчування насосних штанг.

1.2 Розрахунки повинні виконуватись в нафтогазовидобувних управліннях перед спуском 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 дискретної 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 – підделеваторний 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:

- 2.2.1 *штангова колонна*: жорстка тяга, що передає зворотно-поступальний рух і повздовжнє зусилля від наземного штанго насосного приводу до робочого органу свердловинного штангового насоса.
- 2.2.2 *колона насосних штанг*: штангова колона, що складається з послідовно з'єднаних насосних штанг;
- 2.2.3 *насосна штанга*: складова частини колони насосних штанг, що має на кінцях співвісну різьбу для послідовного з'єднання з іншими насосними штангами, переважно за допомогою штангових муфт;
- 2.2.4 *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

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}} \sigma_{\text{a}}}, \quad (2.1)$$

де σ_{max} - максимальне напруження в тілі штанги за цикл навантаження;

σ_{a} - амплітуда напруження в тілі штанги за цикл навантаження,

$$\sigma_{\text{a}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}, \quad (2.2)$$

де σ_{min} - мінімальне напруження в тілі штанги за цикл навантаження.

2.2.9 *зона термічного впливу*: ділянка тіла насосної штанги довжиною 250 мм, що рахується від піделеваторного бурта в сторону тіла штанги;

2.2.10 *торцюва 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 висадженими 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 насосу 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, <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 ₂ S)		60
	Нормалізація і термообробка СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-95	110
		Корозійні (без впливу H ₂ S)	28-95	100
			Об'ємне загартування і високий відпуск	Некорозійні
	Корозійні	70		
30ХМА	Нормалізація і високий відпуск з наступною термообробкою СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-93	110
		Корозійні	28-95	90
15НЗМА	Нормалізація і термообробка СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-93	110
		Корозійні (з впливом H ₂ S)	28-95	90
15Х2НМФ	Загартування і високий відпуск або нормалізація і високий відпуск	Некорозійні	28-95	100
		Корозійні (без впливу H ₂ S)		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
15НЗМА	Нормалізація і термообробка СВЧ	650	500	22	60
15Х2НМФ	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. 3.3

Таблиця 3.3

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
Зовнішній діаметр 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 - 15НЗМА; П - 15Х2НМФ; Т - 15Х2ГМФ; С - 36М17 (для румунських штанг).

Рік випуску маркують однією останньою цифрою календарного року. Кwartали маркують буквами: А - перший; Б - другий; Г - третій; Н - четвертий.

Умовний номер плавки маркують трьома цифрами.

Приклад маркування штанг:

Ш375Н9А - де Ш - умовне позначення заводу ім. Шмідта; 375 - номер плавки; Н - сталь марки 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 ПН 19-40;
- та ж сама довжиною 3000 мм: штанга насосна ПН19-3000-40;
- та ж сама з поверхневим зміцненням СВЧ: штанга насоса ПН19-3000-40Т;
- та ж сама зі з'єднувальною муфтою виконання 1: штанга насоса ПН19-3000-40Т-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 МШ19-2-20Н2М-С (ГОСТ 13877-80).

Різьба штанги діаметром 19 мм має позначення:

Різьба Ш19 (ГОСТ 13877-80).

Відповідальність міцності штанг російського виробництва класом міцності штанг по API Spec 11 B подається в табл. 3.4.

Таблица 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	С	86	116	153	207
20H2M	Нормалізація	к	105	142	161	218
15H3MA	Термопокращення	к	134	182	174	236
15X2ГМФ	Закалювання і високий відпуск	к	169	229	190	258
15X2ГМФ	Термопокращення в процесі виготовлення	Д	169	229	190	258
15X2ГМФ	Термопокращення в процесі виготовлення	Д	269	362	300	403

4 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

Попереднє затягнення з'єднання насосних штанг передбачається не тільки для попередження саморозгвинчування з'єднання під час роботи, а також для запобігання втомного руйнування ніпеля. Тому необхідно через прикладений крутний момент попередньо затягнути різьбове з'єднання по осі таким чином, щоб верхнє і нижнє граничне напруження втомної міцності не перевищували оптимальну осьову складову попереднього затягнення, яка рівна за рекомендацією [1] щонайменше $0,5-0,7 \sigma_T$. Оптимальна величина затягнення упорних різьб за умови найвищого опору втомі складає $0,425-0,53 \sigma_T$ [2] та визначається з наступної залежності (рис. 4.1):

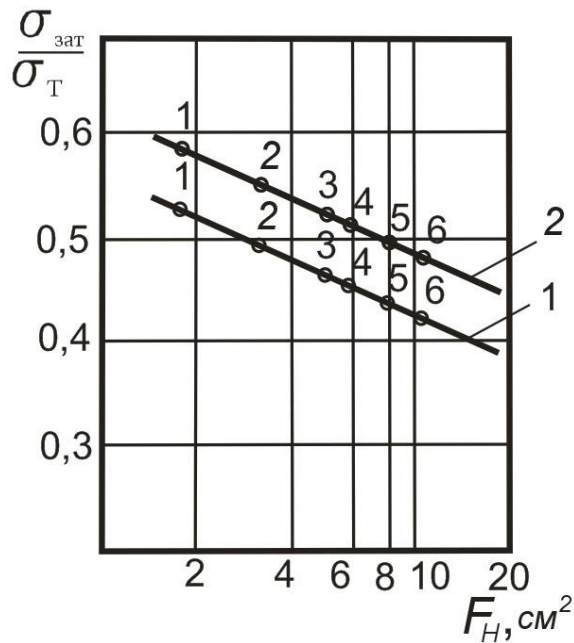


Рисунок 4.1– Залежність відношення оптимальних напружень зтяжки до границі плинності сталі від площі поперечного перерізу в небезпечному січенні різьби ніпеля штанг діаметром: 1- 13 мм, 2 – 16мм, 3 – 19 мм, 4 – 22 мм, 5 – 25 мм, 6 – 29 мм (1 – 0,425-0,53 σ_T , 2 – 0,5-0,7 σ_T)

$$k = \sigma_{\text{зат}} / \sigma_m = 0,525 - 0,14 \lg \frac{A_z}{2}, \quad (4.1)$$

де k – коефіцієнт зтягнення, $\sigma_{\text{зат}} / \sigma_m$,

$\sigma_{\text{зат}}$ - напруження зтягнення, МПа,

σ_T - межа плинності сталі, МПа,

A_z – площа поперечного перерізу ніпеля, cm^2 .

Для площ поперечного перерізу ніпелів насосних штанг діаметром 13-29 мм, які рівні відповідно 183-1012 mm^2 , оптимальні напруження зтягнення за формулою (4.1) складають (таблиця 4.1):

Таблиця 4.1 - Оптимальні напруження затягнення 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 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]

<i>Ном. діаметр дюйми/мм</i>	$\frac{1}{2}"$ 13	$\frac{5}{8}"$ 16	$\frac{3}{4}"$ 19	$\frac{7}{8}"$ 22	1" 25	$1\frac{1}{8}"$ 29
20H2M ГОСТ	-	288-298	461-474	656-705	1039-	1400-
API RP 11 BR США	-	298-328	474-522	705-775	1084-	1491-
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 затягнення різьбових з'єднань насосних штанг, які наведені в табл.4.2, отримані для напруження $\sigma_{зам}$, які досягають 270 МПа, і не враховують ні вплив масштабного фактору ні величину межі плинності сталі σ_T .

Крім того, для попередження розкриття стиків під час дії змінних навантажень та вібрацій 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:

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

де,

M_d - момент згвинчування різьби штанги, Н·м;

F_v - сила попереднього затягнення, кН;

P - крок різьби, $P=2,54$ мм;

D_2 - середній діаметр різьби, м;

μ'' - коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби, $\mu''=0,17$

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

D_A - середній діаметр контактної поверхні торців муфта – ніпель, м

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

A_z - площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки), м²

5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Розрахуємо оптимальний крутний момент згвинчування різьби насосної штанги за формулою (рис. 5.1):

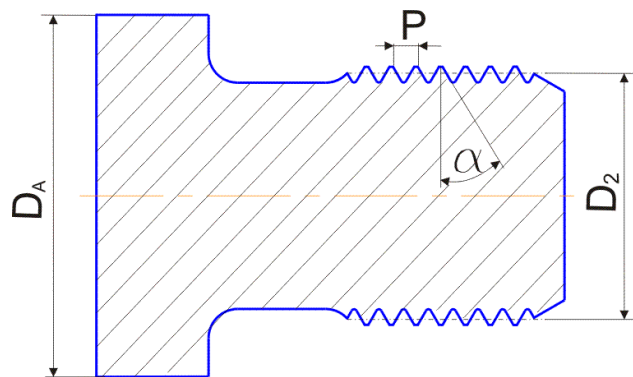


Рисунок 5.1 - Розрахункова схема різьби насосної штанги

$$M_d = \frac{F_v}{2} \left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos \alpha} + D_A \cdot \mu_A \right), \text{ де } F_v = k \sigma_m A_z = 0,479 \cdot 700 \cdot 10^6 \cdot 423 \cdot 10^{-6} = 141800 \text{ Н}$$

$$M_d = \frac{141800}{2} \left(\frac{2,54 \cdot 10^{-3}}{3,14} + \frac{252210^{-3} \cdot 0,17}{0,866} + 349 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 \right) = 780 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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 при ході штанг вгору, то загальне напруження в різьбі ніпеля при оптимальному затягненні:

$$\sigma_{Z_{заг}} = \sigma_{ZV} + \frac{F_b}{A_z + A_m} = 335,3 \cdot 10^6 + \frac{6510}{42310 + 76510} = 390 \text{ МПа},$$

та загальне напруження в різьбі ніпеля при максимальному затягненні досягне 457 МПа.

При мінімальній границі текучості $\sigma_T = 700$ МПа коефіцієнт запасу міцності:

$$\text{при оптимальному затягненні } n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{Z_{заг}}} = \frac{700}{390} = 1,79,$$

або при максимальному затягненні $n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{Z_{заг}}} = \frac{700}{457} = 1,53$, що є достатнім при розрахунку на 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.
F_v - сила попереднього затягнення	141,8 кН
F_b - робоче навантаження	65 кН
P - крок різьби	2,54 мм
D_2 - середній діаметр різьби	25,22 мм
μ'' - коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби	0,17
α - половина кута профілю різьби	30°
D_A - середній діаметр контактної поверхні муфта – ніпель	34,9 мм
μ_A - коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель	0,15
σ_{ZV} - напруження в різьбовій частині ніпеля від попереднього затягнення	335,3 МПа
A_z - площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки)	423 мм ²
A_m - несуча кільцева поверхня муфти	765 мм ²
$\sigma_{Z_{заг}}$ - загальне напруження в ніпелі	390 МПа
σ_T - мінімальна границя текучості	700 МПа

Видовження l_Z ніпеля від попереднього затягнення:

$$l_Z = \frac{F_V \cdot \delta_Z}{A_Z \cdot E} = \frac{14180051 \cdot 10^3}{42310^3 \cdot 21 \cdot 10^1} = 0,0241 \text{ мм}$$

Скорочення l_M муфти від попереднього затягнення:

$$l_M = \frac{F_V \cdot \delta_M}{A_m \cdot E} = \frac{14180051 \cdot 10^3}{76510^3 \cdot 21 \cdot 10^1} = 0,0133 \text{ мм}$$

Видовження $l_Z + \Delta_Z$ ніпеля від попереднього та робочого навантаження:

$$l_Z + \Delta_Z = \frac{\sigma_{заг} \cdot A_Z \cdot \delta_Z}{A_Z \cdot E} = \frac{39010^3 \cdot 151 \cdot 10^3}{21 \cdot 10^1} = 0,0280 \text{ мм}$$

$$\Delta_Z = 0,0280 - 0,0241 = 0,0039 \text{ мм}$$

Щоб поверхні контакту муфти й ніпеля не роз'єдналися, повинна бути виконана умова $\Delta_Z < l_M$. Тобто, додаткове видовження різьбової частини ніпеля від робочого навантаження повинне бути менше скорочення довжини муфти, що досягається попереднім затягненням.

$$\Delta_Z = 0,0039 \text{ мм} < l_M = 0,0133 \text{ мм}$$

Тут:

l_Z - подовження ніпеля від попереднього затягнення	0,0241 мм
Δ_Z - додаткове подовження ніпеля від робочого навантаження	0,0039 мм
l_M - зменшення довжини муфти від попереднього затягнення	0,0133 мм
δ - величина деформованої частини ніпеля	15,1 мм
δ_M - величина скорочуваної довжини муфти	15,1 мм
E - модуль пружності сталі	$2,1 \cdot 10^5$ МПа

Розрахункові дані зведено до табл. 5.1.

Таблиця 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 мм ²	A_Z 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 рис. 5.2 показано вплив попереднього затягнення на різьбове з'єднання.

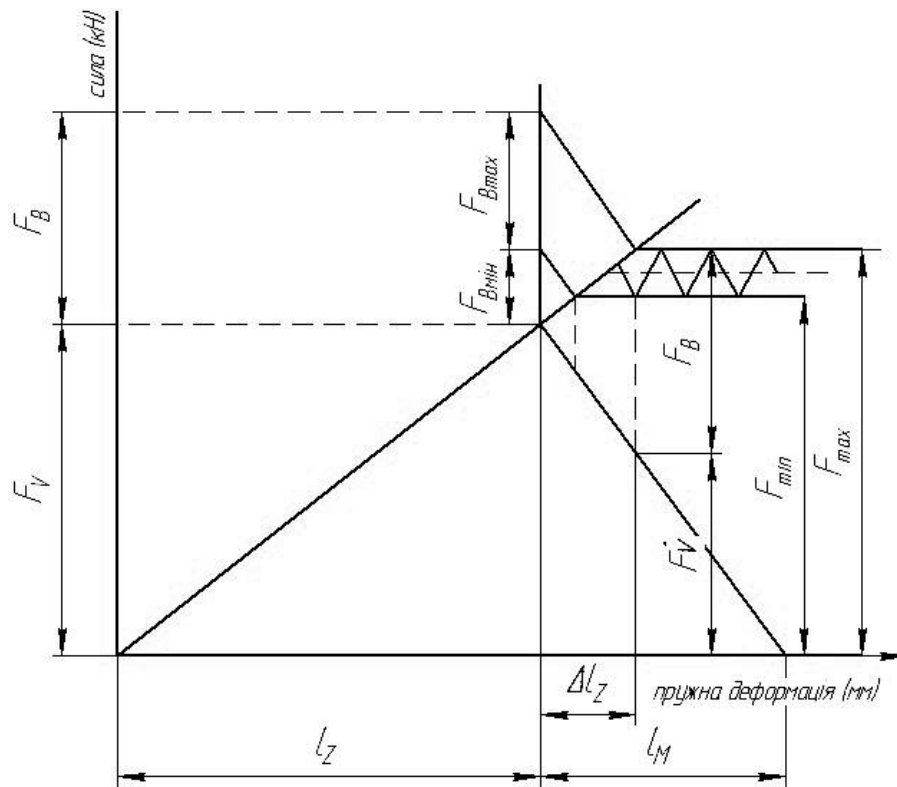


Рисунок 5.2 – Вплив попереднього затягнення на різьбове з'єднання

тут:

F_{MAX} – максимальне загальне навантаження

F_{MIN} – мінімальне загальне навантаження

F_B – робоче навантаження

F_V – попереднє напруження

F_V – залишкове попереднє напруження

F_{Bmin} – мінімальне робоче навантаження

F_{Bmax} – максимальне робоче навантаження

l_Z – подовження ніпеля

l_M – скорочення муфти

Δl_Z – видовження ніпеля від робочого навантаження

σ_0 – максимальне напруження

σ_y – мінімальне напруження.

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.

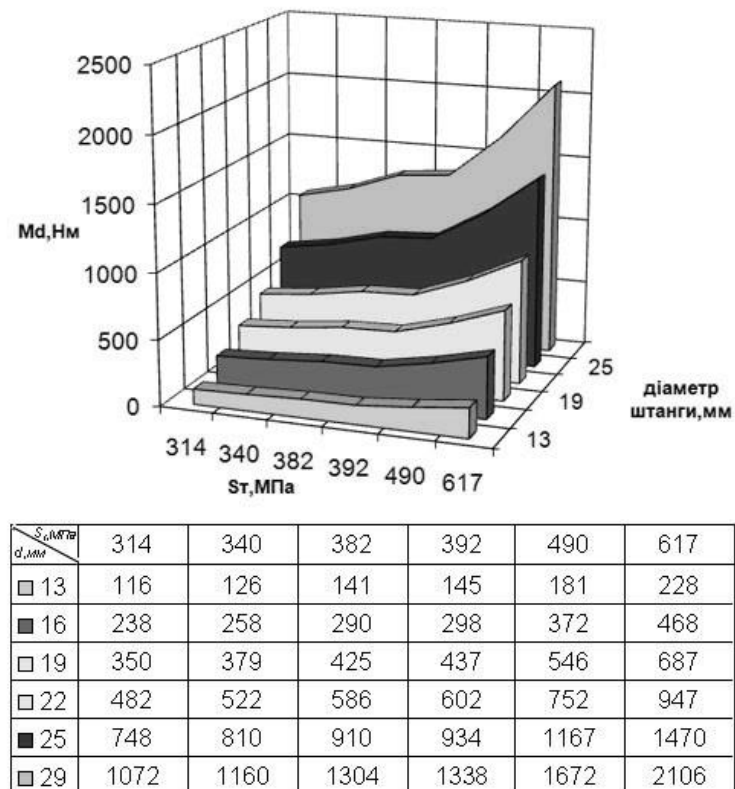
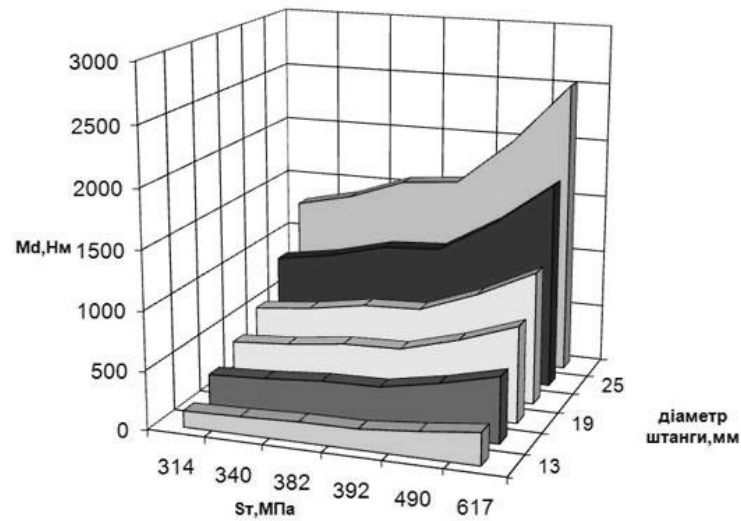


Рисунок 5.3 – Діаграма залежності оптимальних моментів згвинчування M_d , Н·м, різьб насосних штанг діаметром d , мм, від дискретних величин межі плинності сталі σ_T , МПа



$\frac{S_t, \text{МПа}}{d, \text{мм}}$	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 5.4 – Діаграма залежності максимальних моментів згинчування M_d , Н·м, різьб насосних штанг діаметром d , мм, від дискретної величини межі плинності сталі σ_t , МПа

ЛІТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
2. Копей Б.В., Михайлюк В.В. Огляд конструкцій бурових ключів та методик визначення моментів згвинчування замкових різьбових з'єднань. Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. №1(15), 2007, с.73-83.
3. ГОСТ 13877-96. Межгосударственный стандарт. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. Киев. Госстандарт Украины, 2002. - 28 с.
4. API Spec 11B. Sucker rods.26th Edition. 1998.- 58 pp.
5. API RP 11 BR.Care and handling of sucker rods.8th Edition.1989.-18 pp.
6. Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., Зінченко Ю.С.Крутий момент штангообертача для провертання склопластикових насосних штанг та оцінка міцності з'єднання їх головок. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ, № 4(25) , 2007, с.132-139.
7. Ришмюллер Г., Майер Х. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. Пер. с нем. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
8. Хусаинов Р.С., Королев Н.И., Вагапов Ю.Г. Промысловые исследования влияния момента свинчивания на работоспособность резьбовых соединений глубиннонасосных штанг. РНТС ВНИИОЭНГ – Серия «Нефтепромысловое дело », №7, 1972, с.21-25.
9. Копей В.Б. Скінченно-елементний аналіз муфтового різьбового з'єднання насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково технічний журнал. – 2003. - № 2(7), с.54-58.
- 10.Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт. – Рукопис. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.

Додаток В

В И Т Я Г

з протоколу № 8/65 засідання
Наукової ради Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу
від 07.10.2010 р.

Присутні: члени ради - 16 чол.
запрошені - 11 чол.

СЛУХАЛИ:

Звіт наукових досліджень одержувача гранту Президента України Копея Володимира Богдановича за 2010 рік.

УХВАЛИЛИ:

Враховуючи значні результати наукових-досліджень за 2010 рік, звіт одержувача гранту (Ф-27/51-2010) Президента України Копея В.Б. прийняти, витрати списати.

Голова Наукової ради ІФНТУНГ,
доктор технічних наук, професор



О.М.Карпаш

Секретар Наукової ради

Г.Ф.Рябко

Додаток Г

РЕЦЕНЗІЯ

на науково-дослідну роботу Ф27/51-2010 "Оптимізація параметрів різьбових з'єднань"

Різьбові з'єднання є найбільш поширеними і відповідальними вузлами сучасних машин. Багато різьбових з'єднань володіють недосконалою конструкцією, працюють в складних експлуатаційних умовах і часто відмовляють. Нерідко на них діють високі статичні і динамічні навантаження, агресивне середовище, висока та низька температура, вібрації тощо. Тому проблема удосконалення і оптимізації конструкції різьбових з'єднань є дуже актуальною.

Авторами виконано аналіз відмов різьбових з'єднань (типових загального призначення та для нафтогазового обладнання), умов роботи та способів удосконалення конструкції. Для підвищення ефективності роботи з такими знаннями запропоновано принципи побудови бази знань з проблем надійності і довговічності різьбових з'єднань мовою OWL. Така база знань матиме практичне значення, але її недоліком є певна відносність оцінок.

В роботі розвинуто перспективний підхід до оптимізації параметрів різьбових з'єднань за допомогою комп'ютерного моделювання їх напружено-деформованого стану методом скінченних елементів. Це дозволяє уникнути необхідності проведення дорогих і тривалих натурних експериментів.


Особливістю скінченно-елементних моделей, розроблених авторами, є можливість легкої зміни усіх їх основних параметрів (геометричних, характеристик матеріалів, зусилля згвинчування). Це досягається побудовою моделей в середовищі скінченно-елементного аналізу Abaqus за допомогою програм інтерфейсу прикладного програмування мовою Python.

Розроблені параметричні скінченно-елементні моделі різьбових з'єднань нафтогазового обладнання дозволили авторам дослідити вплив їх основних параметрів на еквівалентні напруження в небезпечних зонах та виконати їх оптимізацію за критеріями статичної і втомної міцності, герметичності. Отримані результати мають практичне значення, але в майбутньому їх необхідно підтвердити натурними експериментальними дослідженнями.

Запропоновані принципи побудови параметричних скінченно-елементних моделей різьбових з'єднань та оптимізації їх параметрів, а також програмне забезпечення мовою Python можуть бути використані при проектуванні нових конструкцій різьбових з'єднань відповідального призначення.

В цілому вважаю, що науково-дослідна робота "Оптимізація параметрів різьбових з'єднань" є завершеним науковим дослідженням, яке має наукове і практичне значення.

Зав. кафедри комп'ютеризованого
машинобудівного виробництва
ІФНТУНГ, доктор техн. наук


20.10.10

В. Г. Панчук