Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Міністерство освіти та науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Міністерство освіти та науки України

Кваліфікаційна наукова

праця на правах рукопису

МИХАЙЛЮК ВАСИЛЬ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 622.2: 004.942: 621.51: 66.067.3

ДИСЕРТАЦІЯ

НАУКОВІ ОСНОВИ ЗАСТОСУВАННЯ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ВДОСКОНАЛЕННІ НАФТОГАЗОВОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБ'ЄКТІВ ГАЛУЗІ

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Технології штучного інтелекту під час написання тексту дисертації не використовувалися. Подані до захисту наукові положення є моїм власним напрацюванням, а всі використані ідеї, наукові результати та цитати супроводжуються належними посиланнями на їх авторів і джерела опублікування

_____ В. В. Михайлюк

Всі примірники дисертації ідентичні за змістом
Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04
Дмуде А.П.

Науковий консультант **Крижанівський Євстахій Іванович**
професор, доктор технічних наук,
академік НАН України

Івано-Франківськ – 2026

Підпис Дмуда А.П.
посвідчую
Учений секретар ІФНТУНГ В. Хомин
«19» 06 2026 р.

АНОТАЦІЯ

Михайлюк В. В. Наукові основи застосування імітаційного моделювання при вдосконаленні нафтогазового обладнання для безпечної експлуатації об'єктів галузі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, МОН України, Івано-Франківськ, 2026.

Дисертаційну роботу присвячено вирішенню важливої науково-технічної проблеми забезпечення промислової безпеки, надійності та екологічної ефективності експлуатації об'єктів нафтогазової галузі шляхом застосування імітаційного моделювання і вдосконалення конструкцій бурового, нафтогазопромислового й газоочисного обладнання та реалізації засад низьковуглецевого переходу.

Проаналізовано відмови та аварії нафтогазового обладнання, методи досліджень обладнання. Встановлено необхідність впровадження імітаційного моделювання для прогнозування працездатності та виявлення зон підвищеного ризику відмов. Досліджено системи пожежогасіння на основі діоксиду вуглецю та його сумішей з азотом; встановлено, що поєднання газового пожежогасіння з пінними системами підвищує швидкість ліквідації пожеж і знижує ризик вибухів. Обґрунтовано доцільність використання уловленого діоксиду вуглецю, який є побічним продуктом цементного виробництва, теплових електростанцій та металургії для інтенсифікації видобування вуглеводнів у нафтогазовій галузі, що сприяє реалізації принципів низьковуглецевого переходу.

Розроблено комплекс експериментальних методик: досліджень корозійно-втомної витривалості насосних штанг з урахуванням позацентрового розтягу; експериментальних досліджень сепараторів; дослідно-промислових випробувань комплексу для охолодження й очищення димових газів. Розроблено ефективний спосіб приготування силіконових сумішей і форм для бездефектних

експериментальних зразків. За результатами випробувань на одновісний розтяг визначено нелінійні фізико-механічні характеристики силікону SKR-788 та встановлено константи трипараметричної моделі Муні–Рівліна ($C_{10} = -1{,}0335 \cdot 10^5$ Па, $C_{00} = 5{,}7534 \cdot 10^5$ Па, $C_{01} = 9{,}33 \cdot 10^4$ Па); підтверджено збіжність експериментальних даних з результатами імітаційного моделювання. Вдосконалено узагальнену імітаційну модель бурового та нафтогазопромислового обладнання на основі методу скінченних елементів, що забезпечує мультифізичний підхід з урахуванням механічних, гідравлічних, теплових та матеріалознавчих процесів і дозволяє прогнозувати деградацію та підвищувати надійність обладнання.

Імітаційними дослідженнями встановлено розподіли швидкостей, тисків і турбулентності в елементах долота PDC; запропоновано нову конструкцію гідромоніторної насадки з підвищеною завихреністю потоку та регульованим напрямом струменя і визначено оптимальне розташування насадок на долоті для ефективнішого винесення шламу з вибою. Імітаційним моделюванням вдосконалено форму манжети клапана бурового насоса, що забезпечує контрольовану деформацію без утворення зазорів і підвищує ресурс клапанного вузла. Вдосконалено конструкцію збірного поршня бурового насоса двосторонньої дії шляхом застосування підкладних пластмасових кілець трапецієподібного перерізу з кутом скосу 35°, визначеним за допомогою параметричної оптимізації; запропонована модернізація приводної частини бурового насоса забезпечила практично повну відсутність пульсацій подачі та тиску бурового розчину. Запропоновано конструкцію зворотного цементувального клапана, що прискорює спуск обсадних колон і підвищує ефективність тампонажних робіт; уточнено значення емпіричного коефіцієнта для розрахунку запобіжних мембран із фрезерованими канавками, а процес руйнування мембрани досліджено експериментально та методом імітаційного моделювання. Визначено механічні характеристики цементного каменю отриманого на основі конденсату димових газів та встановлено підвищення міцності цементного каменю на згин на 30% та на

стиск на 31% без зростання крихкості порівняно із цементним каменем, отриманим на водопровідній воді.

Підтверджено ефективність осесиметричної постановки імітаційного моделювання різьбових з'єднань насосних штанг; запропоновано модернізовану конструкцію з'єднання насосних штанг зі змінним середнім діаметром різьби ніпеля та встановленим із натягом додатковим елементом, що знижує напруження у першій впадині витка на 60 МПа і підвищує довговічність за циклічних навантажень. Вдосконалено конструкцію безрізьбового з'єднання: збільшення кількості виступів і впадин з опуклими контактними поверхнями знижує концентрацію напружень, а їх рівень є меншим порівняно зі стандартним різьбовим з'єднанням. Імітаційним моделюванням досліджено напружено-деформований стан різьбових з'єднань із незаповненим і повністю заповненим контуром витків, встановлено, що повне заповнення контуру при накатуванні підвищує міцність різьбової частини. Запропоновано конструкцію протектора насосних штанг для важких умов експлуатації; підтверджено, що зміни геометрії муфти при його використанні не впливають на розподіл напружень у різьбовому з'єднанні, а гідравлічний опір зростає несуттєво. Розроблено пристрій для безпечної заміни вставних насосів ШСНУ. Імітаційним моделюванням досліджено гідродинамічні характеристики кулькового та золотникового клапанів штангових свердловинних насосів, встановлено переваги золотникового клапана над кульковим. Розроблено конструкції високоефективних газорідинних сепараторів: із перегородкою у вхідній частині корпусу; сіткового сепаратора із встановленим сферичним відбивачем перед коагулятором. Імітаційним дослідженням сепаратора С-2-1 з урахуванням складу газової суміші встановлено ефективність вилучення краплинної рідини фракцій 0,01–0,1 мм, яка близька до 100%.

Запропоновано схему випробування противикидного обладнання без використання мобільної насосної установки та розроблено автономний пристрій із самоущільнювальною манжетою; імітаційним моделюванням підтверджено оптимальність конструкції манжети. Обґрунтовано застосування імітаційного моделювання для прогнозування відмов, аналізу навантажень та втомних і

ерозійних явищ у нафтогазовому обладнанні. Запропоновано конструктивні рішення спайдерів, що не пошкоджують поверхні труб. Встановлено наявність кавітаційних процесів у клапанах бурових насосів, що негативно впливають на їх надійність. Результати випробувань насосних штанг на установці ПРЗ-19 підтвердили можливість прогнозування їх роботоздатності з урахуванням корозійного середовища та роботи на викривлених ділянках свердловин. Досліджено свердловинний фільтр; встановлено, що він не засмічується механічними домішками і не спричиняє суттєвого зростання гідравлічного опору. Запропоновано метод прогнозування зношування елементів фонтанної арматури на основі імітаційного моделювання; результати моделювання узгоджуються з даними реальної експлуатації.

Запропоновано стратегію збирання, транспортування та використання діоксиду вуглецю і азоту, що поєднує цілі низьковуглецевого переходу з підвищенням промислової безпеки. Розроблено спосіб відділення рідини та механічних частинок із газового потоку, який забезпечує підвищення ефективності очищення газу у великих об’ємах від водяної пари та механічних домішок. За допомогою імітаційного моделювання досліджено вплив геометричних параметрів та форм сопла Лаваля на зміну температури газового потоку, що дозволило визначити найефективнішу з них. Імітаційним моделюванням встановлено, що збільшення шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля призводить до незначного підвищення температури газового потоку. Розроблено, виготовлено та досліджено багатосопловий пристрій для ступеневого охолодження димових газів; розбіжність між експериментальними даними і моделюванням не перевищує 9%, температура потоку знижується з 115°С до 72°С. Встановлено, що найефективніше охолодження досягається за числа Маха ≈3, проте для практичного застосування достатнім є діапазон числа Маха 1,3–1,4, що дозволяє застосовувати вентиляторне обладнання замість компресорних установок. Розроблено регульоване сопло Лаваля (розбіжність між експериментальними даними і результатами імітаційного моделюванням – 7,5%.) та автоматизований спосіб регулювання параметрів сопла Лаваля і алгоритм його імітаційного моделювання, що забезпечує підтримання

заданого числа Маха за умов зміни витрати газу і дозволяє підбирати раціональні геометричні параметри сопла з урахуванням фізико-механічних властивостей матеріалу та компонентного складу газової суміші; розроблено сепаратор для уловлювання конденсату водяної пари з димових газів промислових підприємств з встановленою ефективністю 98%, підтвердженою промисловими випробуваннями; розроблено секційний адсорбер із циклоном і відбивачем із центральним отвором для рівномірного розподілу газового потоку. Імітаційним моделюванням визначено характеристики кільцевого адсорбера для уловлювання діоксиду вуглецю та встановлено нерівномірність розподілу швидкості в шарі адсорбенту, що знижує ефективність його роботи. Розроблено алгоритми імітаційного моделювання посудин, що працюють під тиском, який враховує всі діючі на посудину навантаження. За результатами топологічної і параметричної оптимізації зменшено масу опори резервуара на 15% без втрати міцності. Розроблено алгоритм автоматизованого складання градуювальних таблиць горизонтальних резервуарів з урахуванням кута їх нахилу та розміщеного всередині технологічного обладнання.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у розвитку науково-методичних основ підвищення надійності та безпечності нафтогазового обладнання на базі інтеграції методів скінченних елементів і обчислювальної гідродинаміки в єдину імітаційну модель для комплексного вдосконалення конструкцій бурового, нафтогазопромислового й газоочисного обладнання з реалізацією засад низьковуглецевого переходу. Вперше встановлено термогазодинамічні закономірності зміни теплового стану й кінематики високотемпературних газопаропилових потоків у соплах Лаваля залежно від їхніх геометричних параметрів, шорсткості робочих поверхонь та локальних чисел Маха, що дозволило науково обґрунтувати параметри багатосоплових пристроїв ступеневого охолодження промислових димових газів для реалізації принципів низьковуглецевого переходу. Вперше встановлено термогазодинамічні закономірності зміни теплового стану й кінематики високотемпературних газопаропилових потоків у багатосопловому пристрої ступеневого охолодження промислових димових газів. Вперше експериментально визначено нелінійні

фізико-механічні характеристики силікону марки SKR-788, на їх основі засобами чисельного моделювання встановлено константи трипараметричної моделі Муні–Рівліна та підтверджено збіжність експериментальних даних з результатами імітаційного моделювання. Вперше науково обґрунтовано концепцію створення адаптивних регульованих сопел Лаваля з автоматизованим керуванням газодинамічними параметрами за рахунок контрольованого пружного деформування елементів виготовлених із нелінійного гіперпружного матеріалу. Вперше експериментально встановлено вплив складу рідини замішування на фізико-механічні характеристики цементного каменю: використання при цьому конденсату димових газів цементного виробництва забезпечує кращу розтічність цементного розчину, підвищення міцності цементного каменю на згин на 30% та на стиск на 31% без зростання крихкості, що обґрунтовує доцільність його застосування для підвищення якості кріплення свердловин. Удосконалено узагальнену імітаційну модель бурового й нафтогазопромислового обладнання на основі інтеграції методів скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки, яка, на відміну від існуючих, дозволяє поєднати в єдиному обчислювальному просторі взаємопов’язані механічні, гідродинамічні, теплові та деградаційні процеси для комплексного предиктивного прогнозування відмов об’єктів галузі. Удосконалено науково-методичні підходи до оптимізації елементів циркуляційної системи та кріплення свердловин на основі імітаційного моделювання. Зокрема: встановлено залежності між просторовою орієнтацією, внутрішньою конфігурацією гідромоніторних насадок долот PDC та структурою потоку бурового розчину; визначено закономірності розподілу напружено-деформованого стану в ущільненнях клапанних вузлів та збірних поршнів бурових насосів (вплив кута скосу та підкладних кілець на попередження екструзії еластомеру); уточнено розрахункові залежності тиску спрацювання запобіжних мембран зворотних цементувальних клапанів з урахуванням динаміки зміни параметрів промивної рідини Удосконалено конструктивні параметри та алгоритми розрахунку сепараційних та адсорбційних апаратів шляхом аналітичного визначення закономірностей багатофазного гідродинамічного

розподілу швидкостей і тисків, що забезпечило підвищення ефективності відокремлення конденсату водяної пари, уловлювання дрібнодисперсних фракцій рідини та виділення діоксиду вуглецю з димових газів. Набули подальшого розвитку наукові підходи до оцінювання напружено-деформованого стану та вирівнювання розподілу навантажень у різьбових і безрізьбових з'єднаннях насосних штанг.

Практичне значення одержаних результатів полягає у створенні цілісного комплексу конструктивно-технологічних рішень, експериментальних установок, інженерних методик та імітаційних моделей, що забезпечують підвищення експлуатаційного ресурсу нафтогазового обладнання, зниження промислової аварійності та реалізацію концепції низьковуглецевого переходу. Розроблено узагальнену імітаційну модель для аналізу напружено-деформованого стану, прогнозування довговічності, дослідження кавітації, ерозії та гідрогазодинаміки на стадії проєктування, що суттєво скорочує витрати на виготовлення натурних зразків. Оптимізовано гідромоніторні насадки доліт PDC, розроблено конструкції манжет і поршнів бурових насосів, вдосконалено зворотний цементувальний клапан та запропоновано рецептуру цементного каменю на основі конденсату димових газів. Оптимізовано різьбові та безрізьбові з'єднання насосних штанг, розроблено штангові протектори, пристрій безпечної заміни вставного насоса та автономний пристрій із самоущільнювальною манжетою для випробування противикидного обладнання. Розроблено багатосопловий пристрій охолодження димових, газорідинні сепаратори, секційний і кільцевий адсорбери для виділення діоксиду вуглецю з димових газів промислових підприємств. Вдосконалено опори горизонтальних резервуарів зі зменшенням маси на 15% та розроблено алгоритм автоматизованого складання градуювальних таблиць резервуарів. Створено експериментальні та дослідно-промислову установки й методики випробувань обладнання для охолодження димових газів і сепарації.

Результати виконаних досліджень, зокрема розроблені конструкції багатосоплового охолоджуючого пристрою та сепаратора, а також аналітичні та

експериментальні матеріали щодо ефективності їх застосування, пройшли промислову апробацію в ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ».

Результати досліджень впроваджено у освітній процес кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу під час підготовки здобувачів другого рівня вищої освіти за міждисциплінарною освітньо-професійною програмою «Машини та обладнання нафтогазових і суміжних технологій» (спеціальності G16 Гірництво та нафтогазові технології та G11 Машинобудування) та здобувачів третього рівня за освітньо-науковою програмою «Галузеве машинобудування» (спеціальність 133 – Галузеве машинобудування) при викладанні дисциплін «Моделювання в проєктуванні машин та обладнання», «Чисельні методи досліджень», «Проєктування бурового і нафтогазопромислового обладнання», «Методи дослідження нафтогазових машин та обладнання», «Моделювання фізичних процесів і явищ в нафтогазовій справі».

Ключові слова: промислова безпека, нафтогазове обладнання, бурове обладнання, імітаційне моделювання, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, надійність, відмови обладнання, сопло Лаваля, сепаратор, адсорбер, ліквідація аварій, низьковуглецевий перехід.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації

1. **Mykhailiuk V.,** Zasadzień M., Liakh M., Deineha R., Mosora Yu., Faflei O. Analysis of the possibility of modeling gas separators using computational fluid dynamics. *Management Systems in Production Engineering*. 2024. Vol. 32, Iss. 1. P.80-86. https://doi.org/10.2478/mspe-2024-0009. (**індексується в Scopus, квартиль Q2**). (Особистий внесок – брав участь у розробленні тривимірної моделі сепаратора, проводив імітаційне моделювання, встановив закономірності розподілу термодинамічних параметрів газового потоку, підготував статтю до публікації).

2. **Mykhailiuk V.**, Kryzhanivskyy Y., Mosora Y., Deineha R., Dzienniak D., Bajda S., Bembenek M. Derivation of Material Constants for Experimental SKR-788

Silicone Samples via Simulation Modeling and Laboratory Testing. Advances in Science and Technology Research Journal. 2024. Vol. 18, No 5. P. 268-276. https://doi.org/10.12913/22998624/190411 (**індексується в Scopus, квартиль Q3**). (Особистий внесок – розробив методику дослідження силікону SKR-788, виготовив форми для виготовлення дослідних зразків, виготовив дослідні зразки, здійснив обробку й інтерпретацію результатів експериментальних досліджень зразків, вперше встановив константи для силікону SKR-788, провів імітаційне моделювання дослідного зразки з використанням встановлених констант, підготував статтю до публікації).

3. **Mykhailiuk V.,** Dzienniak D., Kryzhanivskyy Y., Deineha R., Stetsiuk R., Uhryński A., Rokita T. Development of the Design of an Experimental Adsorber and Optimization of its Gas-Dynamic Parameters. Advances in Science and Technology Research Journal. 2024. Vol. 18, No 6. P. 177–188. https://doi.org/10.12913/22998624/191263 (**індексується в Scopus, квартиль Q3**). (Особистий внесок – розробив тривимірну модель адсорбера, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

4. **Михайлюк В. В.,** Крижанівський Є. І., Фафлей О. Я., Витвицький В. С., Дейнега Р. О. Удосконалення способу очищення димових газів підприємств переробки мінеральної сировини. *Мінеральні ресурси України*. 2025. № 4. С. 54-58. https://doi.org/10.31996/mru.2025.4.54-58 (**індексується в Scopus, квартиль Q3**). (Особистий внесок – розробив тривимірну модель багатосоплового пристрою, виконав імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

5. Костриба І. В., Палійчук І. С., **Михайлюк В. В.** Розроблення та дослідження пристрою для випробовування противикидного обладнання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. № 3. С. 104-107. Режим доступу: https://share.google/HRLZOSEQ7kaNDNlQO **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – провів імітаційне моделювання еластичної манжети, підготував статтю до публікації).

6. Лівак І. Д., Крупчин В. В., Лівак В. І., Муж М. П., **Михайлюк В. В.** Моделювання кавітації в клапанному вузлі бурового насоса. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2011. № 2. С. 59–63. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2011_2_10 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель клапанного вузла, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

7. Копей Б. В., **Михайлюк В. В.**, Бублінський Ю. Я., Мартинець О. Р. Вплив технології виготовлення на міцність різьби насосної штанги. *Нафтогазова енергетика*. 2014. № 2(22). С. 14–21. https://nge.nung.edu.ua/index.php/nge/article/view/313 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував і обґрунтував необхідність проведення досліджень впливу технології виготовлення на міцність різьби насосної штанги, побудував тривимірні моделі різьб, провів імітаційне моделювання, підготував статтю до публікації).

8. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.**, Дейнега Р. О., Воржеінова А. О. Дослідження протектора насосних штанг. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2017. № 1(62). С. 25–34. Режим доступу: http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/4594 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – розробив тривимірні моделі елементів насосних штанг та протекторів, виконав імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

9. Концур І. Ф., Лях М. М., **Михайлюк В. В.**, Засядько А. І. Аналіз та вдосконалення конструкції зворотного цементувального клапана. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 2(63). С. 26–32. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/6633 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель запобіжної мембрани клапана, провів імітаційне моделювання її руйнування, встановив залежності впливу геометричних параметрів та властивостей матеріалу на процес руйнування мембрани, підготував статтю до публікації).

10. Kopey B. V., Liakh M. M., Liakh Yu. M., **Mykhailiuk V. V.** Development of non-marking tubular holding equipment. *Journal of Hydrocarbon Power Engineering.* 2017. Vol. 4, Issue 1. P. 1–8. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/6386 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірні моделі елементів спайдерів, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, брав участь у підготовці статті до публікації).

11. Юрич А. Р., **Михайлюк В. В.**, Дейнега Р. О., Кравчук Р. С., Пінчак Р. А., Харламов Б. В. Вдосконалення та дослідження різьбового з'єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2018. № 1(44). С. 81–86. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2018-1(44)-81-88 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував удосконалення різьбового з'єднання насосних штанг, побудував тривимірну модель традиційного та удосконаленого різьбового з'єднання, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності розподілу напружено-деформованого стану в різьбі з'єднання залежно від величини натягу з вставним елементом, брав участь у підготовці статті до публікації).

12. Дейнега Р. О., **Михайлюк В. В**., Чумаченко Я. В., Фафлей О. Я., Мельник В. О., Ященко Д. О. Особливості дослідження зношування елементів фонтанних арматур методом імітаційного моделювання. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ.* 2020. № 1(74). С. 45–52. http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2020_1_6 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель засувки, розробив методику дослідження, виконав імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності зносу елементів засувки, брав участь у підготовці статті до публікації).

13. Фафлей О. Я., **Михайлюк В.В.**, Дейнега Р. О., Семенчук А. В., Звір Б. І. Оцінка ефективності свердловинного фільтра застосуванням імітаційного моделювання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ***.** 2020 №2(75). С. 24–31. http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2020_2_4 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель свердловинного

фільтра, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежність ефективності фільтра від розмірів механічних домішок, брав участь у підготовці статті до публікації).

14. Концур І. Ф., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Репало Д. С., Станович В. В. Дослідження та модернізація конструкції клапанного вузла бурового насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2020. № 1(48). С. 86–92. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2020-1(48)-86-92 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель конструкції клапанного вузла, запропонував вдосконалення клапана, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності напружено-деформованого стану елементів клапана від геометричних параметрів манжети, брав участь у підготовці статті до публікації).

15. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Tomasz Wydro, Петрів М. В., Хухра О. І. Підвищення безпеки при заміні вставного штангового свердловинного насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2020. № 1(48). С. 47–55. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2020-1(48)-47-55 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – дослідив за допомогою імітаційного моделювання роботу розробленого клапана, здійснив обробку й інтерпретацію результатів дослідження, брав участь у підготовці статті до публікації).

16. Білецький Я. С., Шимко Т. Я., **Михайлюк В. В.,** Білецька І. Я., Сенюшкович М. В., Дейнега Р. О. Дослідження гідродинамічних параметрів та модернізація елементів бурового долота PDC. *Нафтогазова енергетика.* 2020. № 2(34). С. 46–55. https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-2(34)-46-55 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію гідромоніторної насадки бурового долота, побудував тривимірну модель долота, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив оптимальні параметри гідродинамічних насадок і визначив їх розміщення на буровому долоті PDC для підвищення ефективності промивання, брав участь у підготовці статті до публікації).

17. Фафлей О. Я., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Процюк Г. Я., Мельник В. О., Файдаш Є. М. Аналіз та вдосконалення конструкції безрізьбового з'єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. № 1(50). С. 34–41. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-34-41 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – проаналізував конструкції безрізьбових з'єднань насосних штанг, розробив тривимірну модель безрізьбового з'єднання, провів імітаційне моделювання за результатами якого вдосконалив з'єднання, встановив залежності напружено-деформованого стану від конструктивних особливостей елементів з'єднання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання).

18. Фафлей О. Я., Рачкевич Р. В., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Різничук А. І., Кравчук Р. С. Особливості дослідження різьбових з'єднань за допомогою методу кінцевих елементів. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. № 1(50). С. 62–69. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-62-69 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – обґрунтував необхідність висвітлення особливостей дослідження різьбових з'єднань використовуючи метод скінченних елементів, побудував тривимірні та осесиметричні моделі з'єднань, виконав імітаційні моделювання з'єднань, провів порівняння отриманих результатів, підтвердив можливість застосування осесиметричних моделей для досліджень з'єднань, брав участь у підготовці статті до публікації).

19. **Михайлюк В. В.,** Фафлей О. Я., Мельник В. О., Захара І. Я., Малишев А. Р., Процюк Г. Я.. Моделювання газового вертикального сіткового сепаратора. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2022. № 1(52). С. 91–100. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-1(52)-91-100 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – розробив тривимірну модель сіткового сепаратора, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності термодинамічних параметрів газового потоку в сепараторі, запропонував вдосконалення сепаратора).

20. Лях М. М., Дейнега Р. О., Мосора Ю. Р., **Михайлюк В. В.,** Пітула М. М. Усунення пульсацій подачі та тиску рідини під час роботи поршневих насосів. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2022. № 2(53). С. 17–22. https://doi.org/10.31471/1993-

9965-2022-2(53)-17-22 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – провів аналіз роботи поршневих насосів, підготував статтю до публікації).

21. **Михайлюк В. В.,** Процюк Г. Я., Юрич А. Р., Юрич Л. Р., Бабець М. В., Стецюк Р. Б. Автоматизоване розроблення градуювальної таблиці горизонтальних резервуарів. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2022. № 2(53). С. 47–53. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-47-53 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель резервуару для дослідження, розробив алгоритм автоматизованого розроблення градуювальної таблиці, провів дослідження, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

22. Лях М. М., **Михайлюк В. В.,** Яцишин Т. М., Витриховський Є. А. Дослідження впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на зміну температури потоку газу. *Прикарпатський вісник наукового товариства імені Шевченка. Число*. 2022. №17(64). С. 108-117. https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17(64)-108-117 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірні моделі запропонованих співавторами конструкцій сопел Лаваля, провів імітаційні дослідження, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на термодинамічні параметри газового потоку, підготував статтю до публікації).

23. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Витриховський Є. А. Розроблення конструкції регульованого сопла Лаваля. *Нафтогазова енергетика.* 2022. № 2(38). С. 85–92. https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-2(38)-85-92 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію регульованого сопла, побудував тривимірну модель, провів імітаційне моделювання, розробив та виготовив форми для виготовлення натурного зразка регульованого сопла, брав участь в проведенні натурних досліджень, встановив залежність величини осьового переміщення сопла на зміну діаметру внутрішнього отвору, брав участь в підготовці статті до публікації).

24. Лях М. М., **Михайлюк В. В.** Аналіз конструкції газорідинного сепаратора та дослідження його характеристик. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2023. № 2(53).

С. 31–37. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-31-37 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – розробив конструкцію газорідинного сепаратора, побудував тривимірну модель сепаратора, провів імітаційне моделювання, встановив залежності зміни термодинамічних параметрів газової суміші при її проходженні через сепаратор, брав участь у виготовленні та дослідженні натурного зразка сепаратора, підготував статтю до публікації).

25. **Михайлюк В. В.** Лабораторно-експериментальна установка для отримання конденсату димових газів та його утилізація. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2023. № 3(279). С. 16–24. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2023-279-3-16-24 **(наукове фахове видання України).**

26. **Михайлюк В. В.** Дослідження кільцевого адсорбера. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2023. № 2(55). С. 40–46. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-2(55)-40-46 **(наукове фахове видання України).**

27. Венгринюк Т. П., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., **Михайлюк В. В.,** Попов О. В., Венгринюк А. І. Дослідження гідродинамічних характеристик клапана бурового насоса для різних властивостей промивальної рідини. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2023. № 1(54). С. 44–51. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-1(54)-44-51 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель клапана бурового насоса, провів імітаційне моделювання, встановив вплив параметрів середовища на гідродинамічні характеристики клапана, підготував статтю до публікації).

28. Дейнега Р. О., **Михайлюк В. В.,** Романишин Т. Л., Процюк Г. Я., Петрушко Ю. М., Мельничук Р. В. Особливості імітаційного моделювання посудин, що працюють під тиском. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2024. № 2(282). С. 37–42. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-37-42 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель посудини, що працює під тиском, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив напружено-деформований стан посудини із врахуванням комплексу навантажень, підготував статтю до публікації).

29. Федорович Я.Т., Шостаківський І.І., **Михайлюк В.В.,** Процюк В.Р., Семенчук А.В., Ковтун В.М. Аналіз конструкцій та дослідження клапанів штангового свердловинного насоса. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2024. № 2(282). С. 43–49. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-43-49 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував та обґрунтував необхідність провести порівняння характеристик клапанів свердловинних насосів, побудував тривимірні моделі клапанів, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив та порівняв гідродинамічні характеристики клапанів за прикладання однакових крайових умов, підготував статтю до публікації).

30. **Михайлюк В. В.,** Мосора Ю. Р., Łukasz Kowalski, Витвицький В. С., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я. Спосіб приготування силіконових сумішей та форм для виготовлення експериментальних зразків. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2024. № 1(56). С. 7–14. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2024-1(56)-7-14 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – брав участь у приготуванні силіконових сумішей, виготовленні форм та силіконових зразків, запропонував використання органічного скла для виготовлення форм замість фанери та спеціальних прокладок, виготовляв дослідні зразки, підготував статтю до публікації).

31. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Paweł Gara, Витвицький В.С., Дейнега Р.О., Процюк Г. Я. Вплив шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на параметри газового потоку. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2024. № 3(283). С. 16–24. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-31-37 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував провести дослідження з метою встановлення впливу шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на термодинамічні параметри газового потоку, побудував тривимірну модель сопла, провів імітаційне моделювання, встановив вплив шорсткості поверхні сопла на термодинамічні характеристики потоку, зокрема на число Маха, брав участь у підготовці статті до публікації).

32. **Михайлюк В. В.** Сепаратор для відокремлення конденсату водяної пари з димових газів цементного виробництва. *Вісник ХНТУ.* 2024. № 3(90). С. 103–111.

https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2024.3.13 **(наукове фахове видання України).**

33. **Михайлюк В. В.,** Góral T., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я. Розроблення автоматизованого способу регулювання параметрів сопла Лаваля та алгоритму його імітаційного моделювання. *Вісник ХНУ.* 2024. № 4(339). С. 375–384. https://heraldts.khmnu.edu.ua/index.php/heraldts/article/view/373 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував розроблення автоматизованого способу регулювання параметрів сопла Лаваля, розробив його конструкцію та алгоритм його імітаційного моделювання, побудував тривимірну модель сопла, провів його імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності термодинамічних характеристик від зміни його геометричних параметрів, підготував статтю до публікації).

Патенти

1. *Поршень насоса*: пат. 138393 Україна: F04B53/00. № 2019 05373; заявл. 20.05.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. №22. 4 с. Автори: Концур І.Ф., Лях М.М., **Михайлюк В.В.**, Дейнега Р.О., Лях В-Д. М, Станович В.В. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував застосувати імітаційне моделювання для визначення величини скосу підкладного кільця, дослідив за допомогою параметричного моделювання напружено-деформований стан поршня насоса з підкладним кільцем, брав участь у оформленні патенту).

2. *Бурова головка з різноорієнтованими гідромоніторними насадками*: пат. 144638 Україна: E21B10/16 E21B10/18. № u202003565; заявл. 15.06.2020; опубл. 12.10.2020, Бюл. № 19 4 с. Автори: Білецький Я. С., Сенюшкович М. В., **Михайлюк В. В.**, Савчук Н. М. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію гідромоніторної насадки, брав участь у оформленні патенту).

3. *Спосіб виділення рідини і механічних частинок з газового потоку*: пат. 152837 Україна: B03C 3/02. № u202200306; заявл. 25.01.2022; опубл. 19.04.2023,

Бюл. № 16. 4 с. Автори: Крижанівський Є. І., Лях М. М., **Михайлюк В. В**., Маковійчук М. В., Кучірка Ю. М., Витриховський Є. А. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував каскад сепараторів для осаджування дрібнодисперсних краплин рідини, брав участь у оформленні патенту).

4. *Адсорбер*: пат. 157787 Україна: B01D 53/04, G21F 9/02, G21F 9/12. № u2024 03039; заявл. 10.06.2024; опубл. 20.11.2024, Бюл. № 47. 4 с. Автори: Лях М.М., **Михайлюк В.В.,** Дейнега Р.О. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію ступеневого виконання адсорбера, а також застосування циклона на вході у адсорбер, брав участь у оформленні патенту).

Опубліковані праці апробаційного характеру

1. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Воржеїнова А. О. Оцінка впливу захисних протекторів на покращення роботи насосних штанг: *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу:* тези доповідей Міжнар. наук.-тех. конф. Івано-Франківськ, 2016.

2. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.**, Дейнега Р. О. Протектори для насосних штанг: *Нафтогазова енергетика - 2017* : Івано-Франківськ, 2017. С. 165–167. [Електронний ресурс]. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/5938

3. Концур І. Ф., Лях М. М., **Михайлюк В. В.,** Засядько А. І., Гонтар В. А. Зворотний клапан для цементування обсадних колон. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні:* тези доп. Міжнар. наук.-техн. конф. Дніпро, 2017. С. 100.

4. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О. Дослідження протектора насосних штанг. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні:* тези доп. Міжнар. наук.-техн. конф. Дніпро, 2017. С. 106.

5. Концур І. Ф., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Петрик І. Я., Кравчук Р. С. Розроблення заходів для підвищення ефективності експлуатації різьбових з’єднань насосних штанг *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного*

видобутку нафти і газу PGE – 2018: матеріали міжнар. наук.-техн. конф. Івано-Франківськ, 2018 р. С. 177-181. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/8503

6. **Михайлюк В. В.,** Юрич А. Р., Харламов Б. В. Імітаційне моделювання різьбових з'єднань насосних штанг. *ITMM'2018*: тези доп. Десятої між нар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2018. С. 109–111.

7. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Коваль Б. І. Дослідження матеріалів насосних штанг на корозійну циклічну тріщиностійкість. *ITMM'2018*: тези доп. Десятої між нар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2018. С. 119–122.

8. Концур І. Ф., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Станович В. В. Удосконалення конструкції клапанного вузла бурового насоса. *ITMM'2019*: тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2019. С. 97-99.

9. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Коваль Б. І. Дослідження зносу елементів дроселя фонтанної арматури. *ITMM'2019:* тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2019. С. 109–111.

10. Дейнега Р.О., Концур І.Ф., **Михайлюк В. В.,** Фафлей О.Я., Мальник В.О., Майко В.В. Клапан штангового свердловинного насоса. *ITMM'2020:* тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2020. С. 296–298.

11. Дейнега Р. О., Івасів В. М., **Михайлюк В. В.,** Фафлей О. Я., Мельник В. О., Малишев В. В. Дослідження газового вертикального сіткового сепаратора. *ITMM'2020*: тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2020. С. 290–295. https://journals.nmetau.edu.ua/index.php/itmm/article/download/299/208

12. Федорович Я. Т., Tomasz Wydro, **Михайлюк В. В.,** Хухра О. І. Аналіз способів та засобів для забезпечення безаварійності процесу заміни штангових свердловинних насосів. *ITMM'2020:* тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2020. С. 382–387. https://journals.nmetau.edu.ua/index.php/itmm/article/view/323

13. Івасів В. М., Дейнега Р. О., Мельник В. О., **Михайлюк В. В.,** Фафлей О. Я., Малишев А. Модернізація та дослідження газового сепаратора. *ΛΌГОΣ*: *зб. наук. праць*. 2020. – С. 111–114. https://doi.org/10.36074/05.06.2020.v3.45

14. **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Процюк Г. Я., Юрич А. Р., Юрич Л. Р., Бабець М. В. Визначення об'єму рідини у горизонтальному резервуарі з

урахуванням кута його нахилу та встановленого всередині обладнання. *Current issues of science, prospects and challenges : collection of scientific papers «SCIENTIA»* (III Int. Conf., Sydney, Australia, 25 Nov 2022). – P. 98–99. https://if.uu.edu.ua/wp-content/uploads/2023/06/20-47-PB.pdf

15. **Mykhailiuk Vasyl,** Zasadzień Michał, Liakh Mikhailo, Deineha Ruslan, Mosora Yurii, Faflei Oleh. CFD Modeling of Gas Separator Operation. *Multidisciplinary Aspects of Production Engineering.* 2023. P. 67–68. ISBN: 978-83-968715-0-3

16. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Процюк В. Р., Фафлей О. Я., Процюк Г. Я., Дейнега Р. О. Сепаратор для відокремлення конденсату водяної пари з димових газів цементного виробництва. *The current state of development of world science: collection of scientific papers «SCIENTIA»*. Lisbon, 2023. P. 108–112. https://previous.scientia.report/index.php/archive/issue/view/15.12.2023

17. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Витриховський Є. А., Стецюк Р. Б. Дослідження регульованого сопла Лаваля. *ITMM'2023*: тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2023. С. 247–250. https://doi.org/10.34185/1991-7848.itmm.2023.01.066

18. **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О. Виділення рідини і механічних домішок із димових газів цементних виробництв. *Scientific method: reality and future trends of researching : «SCIENTIA»*. Zagreb, Croatia, 2024. P. 38–39. https://doi.org/10.36074/scientia-08.03.2024

19. **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О. Дослідження міцності цементного каменю на основі конденсату водяної пари димових газів. *Modernization of today's science: experience and trends : «SCIENTIA»*. Singapore, 2024. P. 24–26. https://doi.org/10.36074/scientia-29.03.2024

20. **Mykhailiuk V. V.,** Bembenek M., Deineha R. O., Deineha D. R. Simulation tests on the operation of a ring adsorber. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку:* матеріали XXII Міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро. 224 с. ISBN 978-617-7889-70-9.

21. Yevstakhi Kryzhanivskyi, **Vasyl Mykhailiuk**, Yevstakhi Vytrykhovskyi, Yurii Artyshuk. Capturing, transporting and using CO_2 in oil and gas extraction. *XIV Polski*

Kongres Naftowców i Gazowników. Geotechnology and Energy: Odpowiedzialna transformacja energetyczna. Kraków, Polska, 2024. P. 64.

Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

1. Bembenek M., **Mykhailiuk V.**, Liakh M., Deineha R., Matviienkiv O., Pawlik J., Góral T., Dzienniak D. Optimization of the Support of a Horizontal Pressure Vessel. Scientific Papers of Silesian University of Technology. Organization & Management. 2024. Iss. 202. P. 47-58. https://doi.org/10.29119/1641-3466.2024.202.3 **(закордонне рецензоване періодичне видання).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель опори горизонтальної посудини, виконав імітаційне моделювання, запропонував та застосував для оптимізації опори використовувати у поєднанні топологічну та параметричну оптимізації, ійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, брав участь у підготовці статті до публікації).

ANNOTATION

Mykhailiuk V. V. Scientific Foundations for the Application of Simulation Modeling in the Improvement of Oil and Gas Equipment for the Safe Operation of Industry Facilities. – Qualifying scientific work with the manuscript copyright.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.05.12 – Machinery of the Oil and Gas Industry. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ministry of Education and Science of Ukraine, 2026.

The dissertation solves an important scientific and technical problem – ensuring industrial safety, reliability, and environmental efficiency in the operation of oil-and-gas facilities through simulation modeling combined with the improvement of drilling, oil-and-gas-field, and gas-cleaning equipment designs and the implementation of low-carbon transition principles.

Equipment for well construction and exploitation operates under extreme mechanical, hydrogasdynamic, and thermal loads in corrosive and abrasive environments. Statistics show a persistently high failure rate of critical elements – sucker rods, valve assemblies, drilling-pump pistons, separation equipment – causing material losses, environmental risks, and lost hydrocarbon production. Conventional analytical and engineering approaches lack the accuracy needed to forecast the interrelated thermo-hydro-mechanical processes inside such equipment, necessitating a shift from reactive maintenance to proactive, simulation-based failure-prevention systems built on the finite element method (FEM) and computational fluid dynamics (CFD). Modern industrial development also requires integrating technological solutions with strict environmental standards and decarbonization strategies, making the enhancement of fire safety at oil-and-gas facilities and the minimization of greenhouse-gas emissions from associated industries an urgent, complex task.

Failures and accidents of oil-and-gas equipment and existing research methods were analyzed, establishing the need for simulation modeling to forecast serviceability and identify zones of elevated failure risk. Carbon-dioxide fire-extinguishing systems and their nitrogen mixtures were investigated; combining gaseous suppression with foam systems was shown to increase fire-elimination speed and reduce explosion risk. Limitations of pure carbon dioxide and its nitrogen mixtures for extinguishing fires in zones of open fluid spillage were identified, and the promise of combined carbon-dioxide–nitrogen gas-foam systems was demonstrated. The feasibility of using captured carbon dioxide – a by-product of cement manufacturing, thermal power plants, and metallurgy – for intensifying hydrocarbon recovery was substantiated, supporting low-carbon transition principles, since obtaining such mixtures by capturing and purifying high-temperature emissions of associated enterprises (notably cement production) simultaneously improves fire safety and advances decarbonization.

A comprehensive set of experimental facilities and methodologies was developed: methods for preparing defect-free silicone specimens; a laboratory installation and methodology for testing separators; and a methodology for pilot-industrial testing of a flue-gas cooling and cleaning complex, conducted at a cement enterprise. Based on

uniaxial tensile testing, the nonlinear physical-mechanical characteristics of SKR-788 silicone were experimentally determined, and the constants of the three-parameter Mooney–Rivlin model were established ($C_{10} = -1.0335 \times 10^5$ Pa, $C_{00} = 5.7534 \times 10^5$ Pa, $C_{01} = 9.33 \times 10^4$ Pa); close convergence between experimental data and finite-element simulation confirmed the validity of the developed models.

A generalized simulation model of drilling and oil-and-gas-field equipment was improved by integrating the finite element method with computational fluid dynamics within a unified computational environment, providing a multiphysical approach accounting for mechanical, hydraulic, thermal, and degradation processes. Unlike existing isolated approaches, the model enables comprehensive prediction of the stress-strain state and hydrodynamic parameters in drilling, oil-and-gas-field, and gas-cleaning equipment, substantiating reliability- and durability-enhancing design decisions and substantially reducing the time and cost of manufacturing full-scale prototypes at the design stage.

Scientifically substantiated safety and reliability criteria for drilling equipment were formulated, and structural elements of well-construction equipment were developed on this basis. Velocity, pressure, and turbulence distributions were established in the elements of a PDC drill bit; a new hydromonitor nozzle with increased flow swirl and adjustable jet direction was proposed, and optimal nozzle placement on the bit was determined for more efficient cuttings removal. The shape of the drilling-pump valve rubber disc was improved to ensure controlled deformation without clearance formation, increasing valve-assembly service life; cavitation phenomena in the valve assembly were numerically confirmed. Numerical analysis showed that, depending on flushing-fluid rheology (water versus drilling mud), the hydraulic-resistance difference in the pump valve reaches 48.7 % on average, demonstrating the need to account for nonlinear medium rheology in hydraulic-assembly design. The assembled piston of a double-acting drilling pump was improved using backing plastic rings of trapezoidal cross-section with a 35° bevel angle, determined by parametric optimization, reducing contact pressure and preventing rubber-seal extrusion; drive-section modernization practically eliminated delivery and pressure pulsations. The float cementing-valve design was modernized, and

the empirical coefficient for calculating rupture discs with milled grooves was refined via failure-kinetics modeling. Using flue-gas steam condensate as the mixing fluid, instead of tap water, was shown to improve slurry workability and to increase cement-stone flexural strength by 30 % and compressive strength by 31 % without added brittleness.

New design solutions for oil-and-gas-field equipment were substantiated through numerical stress-strain and hydrodynamic analysis. For sucker-rod pumping units: the effect of thread manufacturing defects on rod strength was determined; the threaded-connection design was modernized, reducing peak stresses by 60 MPa with a more uniform distribution in the nipple thread roots; the threadless connection was improved, increasing its strength; a sucker-rod protector was designed, with simulation confirming it does not redistribute coupling-thread stresses and only marginally increases hydraulic resistance; comparative analysis proved significant operational advantages of the spool-type downhole valve over the ball-type valve. For separation equipment: regularities of multiphase-flow velocity and pressure effects on droplet-liquid entrainment were established; installing an inlet baffle and a spherical deflector for flow homogenization was substantiated, ensuring high separation efficiency, confirmed by bench testing.

Design parameters and operational reliability were substantiated for new protective devices: a device for safe replacement of insert pumps, with its stress-strain state evaluated under load; a downhole filter with determined hydraulic resistance and clog resistance; a degradation-modeling algorithm determining zones and intensity of erosive wear of Christmas-tree elements, consistent with field data; and a scheme for autonomous blowout-preventer pressure testing without mobile pumping units, using a self-sealing-sleeve device for which contact-pressure dependence on installation interference was established.

Structural and technological solutions for thermodynamic cooling, cleaning, and capture of industrial flue gases and liquid storage were developed, integrating low-carbon transition goals with industrial safety requirements. A concept for collecting and using technogenic gases (CO_2 and N_2) to minimize associated-industry emissions was proposed; combined carbon-dioxide–nitrogen mixtures were proven highly effective in volumetric gas fire-extinguishing systems for large-scale fires, improving controllability and

enabling integration into existing fire-protection complexes. An efficient method for cooling high-temperature gas flows and cleaning them of dispersed liquid and mechanical impurities was developed. Thermogasdynamic regularities of heat transfer and kinematics of high-temperature gas–steam–dust flows in Laval nozzles were established as functions of geometric parameters, surface roughness, and Mach numbers, substantiating multi-nozzle staged-cooling device parameters; a multi-nozzle device was created that reduces gas-flow temperature by 38 %. The concept of adaptive, adjustable Laval nozzles with automated gasdynamic control, based on elastic deformation of hyperelastic elements, was proposed and investigated. Gas-liquid separator and adsorber designs with optimized flow-redistribution internals were developed using CFD, achieving separation efficiency of up to 98 % and confirmed by industrial testing. Finite-element analysis was used to modernize a horizontal-tank support, reducing metal consumption by 15 % while preserving normative strength; the effect of tank inclination and internal process equipment on liquid-volume measurement accuracy was established, and an algorithm for automated tank calibration-table development was created.

The scientific novelty of the results lies in developing scientific and methodological foundations for improving oil-and-gas equipment reliability and safety by integrating FEM and CFD into a single simulation model for the comprehensive improvement of drilling, oil-and-gas-field, and gas-cleaning equipment with low-carbon transition principles. For the first time: a generalized simulation model combining mechanical, hydrodynamic, thermal, and degradation processes was developed for predictive failure forecasting; thermogasdynamic regularities of gas–steam–dust flow heat state in Laval nozzles were established as functions of geometry, roughness, and Mach number; the concept of adaptive adjustable Laval nozzles with automated control via hyperelastic-element deformation was substantiated; the nonlinear characteristics of SKR-788 silicone and the corresponding Mooney–Rivlin constants were experimentally determined and verified against simulation; and the influence of flue-gas condensate as a mixing fluid on cement-stone strength (+30 % flexural, +31 % compressive, no added brittleness) was established. Scientific-methodological approaches to optimizing the circulation system

and well-cementing elements, separation and adsorption apparatus parameters, and stress-strain evaluation of sucker-rod connections were further developed.

The practical significance lies in an integrated set of structural-technological solutions, experimental facilities, engineering methodologies, and simulation models that extend equipment service life, reduce industrial accident rates, and support the low-carbon transition. PDC-bit nozzles, drilling-pump valve discs and pistons, the float cementing valve, and a condensate-based cement-stone formulation were developed and improved. Sucker-rod connections were optimized; protectors, an insert-pump replacement device, and a self-sealing blowout-preventer testing device were created. A multi-nozzle flue-gas cooling device, gas-liquid separators, and CO_2-capturing adsorbers were developed. Tank supports were improved with a 15 % mass reduction, and a tank-calibration automation algorithm was created. Experimental and pilot-industrial installations and testing methodologies were established for flue-gas cooling and separation equipment.

The developed multi-nozzle cooling device and separator designs, together with corresponding analytical and experimental materials, underwent industrial approbation at PJSC "IVANO-FRANKIVSKCEMENT." The results have also been implemented in the educational process of the Department of Oil and Gas Machinery and Equipment of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, in training second- and third-level higher-education students within relevant branch mechanical-engineering programs, in teaching the disciplines "Modeling in the Design of Machinery and Equipment," "Numerical Research Methods," "Design of Drilling and Oil-and-Gas-Field Equipment," "Methods for the Study of Oil-and-Gas Machinery and Equipment," and "Modeling of Physical Processes and Phenomena in the Oil-and-Gas Industry."

Keywords: oil and gas equipment, drilling equipment, simulation modelling, safe operation, stress-strain state, equipment reliability and failures, Laval nozzle, gas-liquid separation, emergency response, low-carbon transition.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВСТУП.....35

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ ЩОДО БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБ'ЄКТІВ НАФТОГАЗОВОЇ ГАЛУЗІ.....46

1.1 Відмови обладнання як основна причина аварій 47

1.1.1 Відмови обладнання циркуляційної системи бурової установки 48

1.1.2 Недоліки якості кріплення свердловин 51

1.1.3 Порушення працездатності обладнання при експлуатації свердловин 52

1.1.4 Аналіз ефективності роботи обладнання для охолодження газових потоків 58

1.1.5 Оцінка ефективності обладнання очищення газу від домішок..... 60

1.1.6 Аналіз працездатності засобів транспортування і зберігання рідини та газів 64

1.2 Методи забезпечення безаварійної експлуатації об'єктів нафтогазової галузі 66

1.3 Системи ліквідації промислових пожеж із використанням діоксиду вуглецю..... 70

1.4 Джерела отримання діоксиду вуглецю..... 72

1.5 Аналіз методів досліджень 75

1.6 Висновки до розділу. Визначення мети і завдань дисертаційної роботи 81

РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНСТРУКЦІЙ, МАТЕРІАЛІВ ТА ОБЛАДНАННЯ.....84

2.1 Обладнання та методика дослідження корозійно-втомної витривалості насосних штанг з врахуванням впливу позацентрового розтягу 85

2.2 Експериментальні зразки для встановлення характеристик силікону 87

2.3 Обладнання та методики досліджень комплексу виділення рідини і механічних часток з димових газів 90

2.3.1 Установка та методика експериментальних досліджень сепараторів.. 90

2.3.2 Установка та методики дослідно-промислових випробовувань комплексу для охолодження та відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів 93

2.3.2.1 Методика дослідно-промислових випробовувань багатосоплового охолоджувача газопаропилового потоку димових газів 96

2.3.2.2 Методика дослідно-промислових випробувань комплексу для відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів 98

2.4 Методи імітаційного моделювання 101

2.4.1 Моделювання параметрів газового потоку методом скінченних об’ємів 101

2.4.2 Методи визначення ефективності сепарації методом скінченних об’ємів 106

2.4.3 Фізичні моделі розрахунку руху частинок 110

2.5 Верифікація результатів імітаційного моделювання 115

2.6 Узагальнена імітаційна модель удосконалення бурового і нафтогазопромислового обладнання 118

Висновки до розділу 120

РОЗДІЛ 3 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ СПОРУДЖЕННЯ СВЕРДЛОВИН 122

3.1 Формулювання критеріїв безпечності та надійності нафтогазового обладнання 123

3.2 Вдосконалення елементів циркуляційної системи для попередження прихоплень бурильної колони 126

3.2.1 Дослідження гідродинамічних параметрів та вдосконалення бурового долота PDC 126

3.2.2 Імітаційне моделювання та вдосконалення конструкції клапанного вузла бурового насоса 132

3.2.3 Вплив параметрів промивної рідини на гідродинамічні характеристики клапана бурового насоса 137
3.2.4 Вдосконалення поршня бурових насосів двосторонньої дії 143
3.2.5 Усунення пульсацій подачі та тиску рідини під час роботи поршневих насосів 149
3.3 Підвищення надійності кріплення свердловин 152
3.3.1 Вдосконалення конструкції зворотного цементувального клапана ... 152
3.3.2 Підвищення механічних характеристик цементного каменю при кріпленні свердловин 163
Висновки до розділу 166
РОЗДІЛ 4 ЗАСТОСУВАННЯ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОБЛАДНАННЯ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СВЕРДЛОВИН ...169
4.1 Дослідження та вдосконалення різьбових з'єднань насосних штанг 169
4.1.1 Особливості дослідження різьбових з'єднань за допомогою методу скінченних елементів 169
4.1.2 Вдосконалення та дослідження різьбового з'єднання насосних штанг 180
4.2 Імітаційне моделювання безрізьбових з'єднань насосних штанг 186
4.3 Забезпечення працездатності насосних штанг 190
4.3.1 Вплив технології виготовлення на міцність різьби 190
4.3.2 Дослідження протектора насосних штанг 195
4.4 Забезпечення працездатності штангового свердловинного насоса 204
4.4.1 Підвищення безпеки при заміні вставного насоса 204
4.4.2 Аналіз конструкцій та дослідження клапанів насоса 209
4.5 Імітаційне моделювання та аналіз сепараційних процесів 216
4.5.1 Моделювання та розроблення конструкції газорідинного сепаратора 216
4.5.2 Імітаційне моделювання та вдосконалення газового вертикального сіткового сепаратора 221

4.5.3 Дослідження гідродинамічних характеристик вертикального газового сепаратора на основі CFD моделювання 224
4.6 Моделювання та удосконалення обладнання для попередження аварійних ситуацій 229
Висновки до розділу 238
РОЗДІЛ 5 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПОШКОДЖЕННЯ ТА ДЕГРАДАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ НАФТОГАЗОВОГО ОБЛАДНАННЯ 242
5.1 Прогнозування відмов нафтогазового обладнання на основі імітаційних моделей 242
5.2 Моделювання процесів деградації та пошкоджень конструктивних елементів 244
5.3 Імітаційне дослідження кавітаційних процесів у клапанному вузлі бурового насоса 255
5.4 Оцінка впливу позацентрового розтягу на корозійно-втомну витривалість насосних штанг 262
5.5 Імітаційний аналіз ефективності роботи свердловинних фільтрів 270
5.6 Імітаційне моделювання процесів ерозійного зношування елементів фонтанної арматури 277
Висновки до розділу 285
РОЗДІЛ 6 РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЙ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ І ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОВИХ СУМІШЕЙ ІЗ ПРОМИСЛОВИХ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРИ ЛІКВІДАЦІЇ ПОЖЕЖ НА НАФТОГАЗОВИХ ОБ'ЄКТАХ 288
6.1 Реалізація низьковуглецевого переходу при підвищенні безпеки нафтогазових об'єктів 288
6.2 Застосування сумішей діоксид вуглецю–азот для ліквідації відкритих пожеж на нафтогазових об'єктах 290
6.3 Охолодження та конденсація димових газів 293
6.3.1 Спосіб виділення рідини і механічних частинок з газового потоку ... 293

6.3.2 Дослідження впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на зміну температури потоку газу 294

6.3.3 Багатосопловий пристрій для охолодження димових газів промислових виробництв 300

6.3.4 Дослідження впливу шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на параметри газового потоку 304

6.3.5 Розроблення конструкції регульованого сопла Лаваля 308

6.3.6 Автоматизоване регулювання параметрів сопла Лаваля та алгоритм його імітаційного моделювання 312

6.4 Очищення димових газів промислових підприємств від конденсату водяної пари 319

6.5 Відділення діоксид вуглецю з димових газів 324

6.5.1 Імітаційне моделювання, дослідження та оптимізація конструкції адсорбера 324

6.5.2 Імітаційне дослідження ефективності роботи кільцевого адсорбера. 330

6.6 Транспортування і зберігання газу та краплинної рідини..... 335

6.6.1 Транспортування очищеного димового газу (діоксиду вуглецю та азоту) до свердловин..... 335

6.6.2 Особливості імітаційного моделювання посудин, що працюють під тиском 336

6.6.3 Оптимізація опори горизонтальної посудини, що працює під тиском 340

6.6.4 Автоматизоване розроблення градуювальної таблиці горизонтальних резервуарів 344

Висновки до розділу..... 347

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....352

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 357

ДОДАТОК А – СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ 383

ДОДАТОК Б – АКТ ПРОМИСЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ СЕПАРАТОРА ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ГАЗОПАРОПИЛОВОГО ПОТОКУ ВІД КРАПЛИННОЇ РІДИНИ І МЕХАНІЧНИХ ДОМІШОК..... 397

ДОДАТОК В – АКТ ПРОМИСЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ БАГАТО-СОПЛОВОГО ПРИСТРОЮ (СОПЕЛ ЛАВАЛЯ) ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ 399

ДОДАТОК Г – АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ДОСЛІДНОЇ УСТАНОВКИ НАДЗВУКОВОГО ДРОСЕЛЮВАННЯ ГАЗУ ЧЕРЕЗ СОПЛО ЛАВАЛЯ ТА ГАЗОРІДИННОГО СЕПАРАТОРА У НАВЧАЛЬНИЙ ПРОЦЕС 401

ДОДАТОК Д – АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ В НАВЧАЛЬНИЙ ПРОЦЕС.....404

ДОДАТОК Е – ДОВІДКА ПРО ВИКОРИСТАННЯ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ НАУКОВИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОКТОРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ 409

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

CAD – технологія автоматизованого проєктування (англ. Computer-aided design, CAD)

CAE – технологія автоматизованої розробки (англ. Computer-aided engineering, CAE)

CFD – обчислювальна гідрогазодина́міка (англ. computational fluid dynamics)

LPG – скраплений вуглеводневий газ

ГНВП – газонафтоводопроявлення

ГУ – герметизатор устьовий

ЗНГ – зріджений нафтовий газ

ЗСК – зворотний свердловинний клапан

КНШ – колона насосних штанг

КШМ – кривошипно-шатунний механізм

МСЕ – метод скінченних елементів

НДС – напружено-деформований стан

НШ – насосна штанга

ПВО – противикидне обладнання

ПНП – підвищення нафтовіддачі пластів

РЕЧВ – ресурсоефективне та чисте виробництво

САПР – системи автоматизованого проєктування

УЗВ-технологія – технологія уловлювання та зберігання вуглецю

ЦПП – циліндро-поршнева пара

ШСН – штанговий свердловинний насос

ШСНУ – штангова свердловинна насосна установка

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Сучасний етап розвитку нафтогазового комплексу України потребує кардинального підвищення технологічної безпеки та надійності промислового устаткування. Експлуатація технічних систем для спорудження та експлуатації свердловин відбувається в умовах екстремальних механічних, гідрогазодинамічних і термічних навантажень під постійним впливом корозійно-активних та абразивних середовищ. Статистика свідчить про високий рівень відмов критичних елементів галузі (насосних штанг, клапанних вузлів, поршнів бурових насосів, сепараційного обладнання тощо), що призводить до значних матеріальних збитків, екологічних ризиків та недоотримання вуглеводнів.

Традиційні аналітичні підходи та інженерні методи проєктування не забезпечують необхідної точності прогнозування складних взаємопов'язаних термогідромеханічних процесів усередині обладнання. Це обумовлює необхідність переходу від реактивного обслуговування до проактивних систем забезпечення безаварійності на основі методів скінченних елементів та обчислювальної гідродинаміки.

Разом із тим, сучасні тенденції розвитку промисловості вимагають інтеграції технологічних рішень із жорсткими екологічними стандартами та стратегіями декарбонізації (низьковуглецевого переходу). Актуальною проблемою є підвищення пожежної безпеки об'єктів нафтогазового комплексу та мінімізація парникових викидів промислових підприємств. Застосування технологій уловлювання, охолодження та сепарації техногенного діоксиду вуглецю і азоту для їх подальшого цільового використання в системах газового пожежогасіння та для інтенсифікації видобутку вуглеводнів є комплексним розв'язанням як екологічних, так і виробничих завдань.

Таким чином, розробка наукових основ застосування імітаційного моделювання для комплексного вдосконалення бурового, нафтогазопромислового та газоочисного обладнання з метою підвищення його надійності, безпеки

експлуатації та екологічної ефективності є важливою і актуальною науково-технічною проблемою для нафтогазової промисловості.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, роботами.

Дисертаційні дослідження проводились в рамках виконання держбюджетних та госпдоговоріних робіт, де дисертант був виконавцем. Зокрема це такі роботи: «Нарощування видобутку та надійного постачання паливно-енергетичних ресурсів нафтогазової енергетики України» (держбюджетна НДР 2014-2015 рр., номер державної реєстрації РК 0115U007099, виконавець); «Підвищення працездатності нафтогазових машин та обладнання» (держбюджетна НДР 2018-2021 рр., номер державної реєстрації РК 0118U006955, виконавець); «Підвищення ефективності експлуатації бурового та нафтогазопромислового обладнання» (держбюджетна НДР 2021-2024 рр., номер державної реєстрації РК 0121U113707, виконавець); «Удосконалення машин та обладнання для надійного і безпечного спорудження та експлуатації нафтових і газових свердловин» (держбюджетна НДР 2024-2027 рр., номер державної реєстрації РК 0124U004015, виконавець); «Розроблення конструкцій та технологій виготовлення, захисту і ремонту нарізевих з'єднань з покращеними експлуатаційними характеристиками» (МОНУ, НДР 2022-2023 рр., номер державної реєстрації РК 0122U002082, виконавець); «Розробка і виготовлення оболонкових демпферів, смартцентраторів та циклон-фільтрів для реалізації інноваційних технологій розвідки і видобутку корисних копалин» (МОНУ, НДР 2024-2026 рр., номер державної реєстрації РК 0124U000668, виконавець), «Розроблення технологій та обладнання зменшення викидів парникових газів у цементному виробництві» (НДР 2025-2026 рр., номер державної реєстрації РК 0126U001744, виконавець).

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення рівня безпеки експлуатації промислових об'єктів нафтогазової галузі шляхом удосконалення нафтогазового обладнання із застосуванням імітаційного моделювання та реалізацією засад низьковуглецевого переходу.

Завдання наукового дослідження:

1. Провести аналіз відмов елементів нафтогазового обладнання, методів забезпечення його безаварійної експлуатації, ліквідації аварій, зокрема систем пожежогасіння із застосуванням діоксиду вуглецю, а також підходів до імітаційного моделювання відповідних процесів для обґрунтування мети і завдань дослідження.

2. Розробити комплекс експериментальних установок і методик досліджень фізико-механічних характеристик матеріалів та конструктивних елементів нафтогазового обладнання.

3. Вдосконалити узагальнену імітаційну модель бурового і нафтогазопромислового обладнання на основі інтеграції методу скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки для комплексного дослідження взаємопов’язаних процесів і предиктивного прогнозування відмов на стадії проєктування.

4. За результатами імітаційного моделювання встановити закономірності впливу конструктивних параметрів елементів бурового обладнання на їх напружено-деформований стан і гідродинамічні характеристики та розробити вдосконалені конструкції, що забезпечують підвищення надійності й безаварійності експлуатації.

5 За результатами імітаційного моделювання встановити закономірності впливу конструктивних параметрів елементів нафтогазопромислового обладнання на їх напружено-деформований стан і гідродинамічні характеристики та розробити вдосконалені конструкції, що забезпечують підвищення надійності й безаварійності експлуатації.

6. Розробити, дослідити та оптимізувати конструкції елементів нафтогазового обладнання, призначених для запобігання відмовам і ліквідації їх наслідків.

7. Розробити та вдосконалити обладнання для підвищення безпеки експлуатації нафтогазових об’єктів із реалізацією принципів низьковуглецевого переходу.

Об’єкт дослідження – фізико-механічні, гідродинамічні та теплові процеси, які відбуваються в елементах бурового, нафтогазопромислового та газоочисного обладнання під дією експлуатаційних чинників, що визначають рівень його надійності й промислової безпеки.

Предмет дослідження – закономірності формування напружено-деформованого стану, гідродинамічних і теплових полів у конструктивних елементах обладнання, що встановлюються методами імітаційного моделювання.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених задач використано комплекс взаємодоповнювальних методів. Імітаційне моделювання виконано із застосуванням методу скінченних елементів в середовищі комп’ютерних програм для аналізу напружено-деформованого стану, прогнозування довговічності та дослідження контактної взаємодії елементів обладнання, а також методу обчислювальної гідрогазодинаміки для дослідження гідравлічних, термодинамічних і багатофазних процесів у проточних частинах бурового, нафтогазопромислового, охолоджувального й газоочисного обладнання. Оптимізацію конструктивних параметрів виконано методами параметричної та топологічної оптимізації. Достовірність результатів чисельного моделювання підтверджено експериментально: випробуваннями на одновісний розтяг (машина Instron 4500), дослідженнями конструкцій сепараторів в лабораторних умовах, а також дослідно-промисловими випробуваннями розроблених конструкцій багатосоплового пристрою та сепаратора в умовах цементного виробництва.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, результатів та висновків дисертації забезпечується теоретичним обґрунтуванням базових положень, їх відповідністю експериментальним даним і відомим підсумкам досліджень інших науковців, зв’язком із результатами отриманими із застосуванням класичних методів і відповідності фізичній суті досліджуваних явищ.

Наукова новизна полягає у розвитку наукових основ підвищення надійності та безпечної експлуатації нафтогазового обладнання на базі інтеграції методів скінченних елементів і обчислювальної гідродинаміки в єдину імітаційну модель

для комплексного вдосконалення конструкцій бурового, нафтогазопромислового й газоочисного обладнання з реалізацією засад низьковуглецевого переходу:

– вперше:

а) встановлено термогазодинамічні закономірності зміни теплового стану й кінематики високотемпературних газопаропилових потоків у соплах Лаваля залежно від їхніх геометричних параметрів, шорсткості робочих поверхонь та локальних чисел Маха, що дозволило науково обґрунтувати параметри багатосоплових пристроїв ступеневого охолодження промислових димових газів для реалізації принципів низьковуглецевого переходу;

б) встановлено термогазодинамічні закономірності зміни теплового стану й кінематики високотемпературних газопаропилових потоків у багатосопловому пристрої ступеневого охолодження промислових димових газів;

в) експериментально визначено нелінійні фізико-механічні характеристики силікону марки SKR-788, на їх основі засобами чисельного моделювання встановлено константи трипараметричної моделі Муні–Рівліна та підтверджено збіжність експериментальних даних з результатами імітаційного моделювання;

г) науково обґрунтовано концепцію створення адаптивних регульованих сопел Лаваля з автоматизованим керуванням газодинамічними параметрами за рахунок контрольованого пружного деформування елементів виготовлених із нелінійного гіперпружного матеріалу;

д) експериментально встановлено вплив складу рідини замішування на фізико-механічні характеристики цементного каменю: використання при цьому конденсату димових газів цементного виробництва забезпечує кращу розтічність цементного розчину, підвищення міцності цементного каменю на згин на 30% та на стиск на 31% без зростання крихкості, що обґрунтовує доцільність його застосування для підвищення якості кріплення свердловин;

– удосконалено:

а) узагальнену імітаційну модель бурового й нафтогазопромислового обладнання на основі інтеграції методів скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки, яка, на відміну від існуючих, дозволяє поєднати в єдиному

обчислювальному просторі взаємопов’язані механічні, гідродинамічні, теплові та деградаційні процеси для комплексного предиктивного прогнозування відмов об’єктів галузі;

б) науково-методичні підходи до оптимізації елементів циркуляційної системи та кріплення свердловин на основі імітаційного моделювання. Зокрема: встановлено залежності між просторовою орієнтацією, внутрішньою конфігурацією гідромоніторних насадок долот PDC та структурою потоку бурового розчину; визначено закономірності розподілу напружено-деформованого стану в ущільненнях клапанних вузлів та збірних поршнів бурових насосів (вплив кута скосу та підкладних кілець на попередження екструзії еластомеру); уточнено розрахункові залежності тиску спрацювання запобіжних мембран зворотних цементувальних клапанів з урахуванням динаміки зміни параметрів промивної рідини;

в) конструктивні параметри та алгоритми розрахунку сепараційних та адсорбційних апаратів шляхом аналітичного визначення закономірностей багатофазного гідродинамічного розподілу швидкостей і тисків, що забезпечило підвищення ефективності відокремлення конденсату водяної пари, уловлювання дрібнодисперсних фракцій рідини та виділення діоксиду вуглецю з димових газів;

– набули подальшого розвитку наукові підходи до оцінювання напружено-деформованого стану та вирівнювання розподілу навантажень у різьбових і безрізьбових з’єднаннях насосних штанг.

Наукові положення, сформовані на основі наукових результатів:

– концептуальні засади проєктування та модернізації елементів бурового, нафтогазопромислового обладнання, які базуються на інтеграції імітаційних моделей (FEM–CFD) у єдиному обчислювальному просторі, що, на відміну від традиційних підходів, дозволяє на стадії проєктування предиктивно виявляти локальні зони концентрації напружень, кавітаційно-ерозійного зношування й деградації матеріалів для забезпечення превентивного керування надійністю об’єктів галузі;

– науково обґрунтована концепція термодинамічного охолодження та багатофазного очищення димових газів на основі синергії адаптивного регулювання параметрів потоку в соплах Лаваля (числа Маха 1,3–1,4) та енергоефективної сепарації газорідинної суміші, що забезпечує зниження температури газового середовища на 38% і ефективність уловлювання дрібнодисперсних фракцій рідини до 98% без додаткових енергетичних витрат**.**

Практичне значення одержаних результатів полягає у створенні цілісного комплексу нових конструктивно-технологічних рішень, експериментальних установок, інженерних методик та імітаційних моделей, що забезпечують підвищення експлуатаційного ресурсу нафтогазового обладнання, зниження промислової аварійності та реалізацію концепції низьковуглецевого переходу:

– розроблено й реалізовано узагальнену імітаційну модель у вигляді комплексу алгоритмів чисельного аналізу напружено-деформованого стану елементів бурового, нафтогазопромислового, охолоджувального та газоочисного обладнання, прогнозування довговічності, дослідження процесів кавітації, ерозії та гідрогазодинаміки на стадії проєктування, що суттєво скорочує матеріальні та часові витрати на виготовлення проміжних натурних зразків;

– удосконалено обладнання для спорудження та кріплення свердловин: оптимізовано гідромоніторні насадки доліт PDC для інтенсифікації очищення вибою від шламу та попередження прихоплень бурильної колони; розроблено конструкції еластичних манжет і збірних поршнів бурових насосів із підкладними кільцями зі скосом 35°, що запобігає витисканню еластомеру у зазор між поршнем і циліндром; вдосконалено конструкцію зворотного цементувального клапана; запропоновано виготовляти цементний камінь на основі промислового конденсату димових газів цементних виробництв, що підвищить міцність кріплення свердловини;

– удосконалено обладнання для експлуатації та ремонту свердловин: оптимізовано конструкції різьбових і безрізьбових з’єднань насосних штанг; розроблено конструкції високоефективних штангових протекторів; розроблено пристрій для підвищення безпеки при заміні вставного штангового свердловинного

насоса; запропоновано автономний пристрій із самоущільнювальною манжетою для безпечного випробування противикидного обладнання без залучення мобільних насосних установок;

– створено високоефективне охолоджувальне та газоочисне обладнання, а саме: розроблено, виготовлено та досліджено багатосопловий пристрій на базі сопел Лаваля для ступеневого термодинамічного охолодження димових газів, що характеризується зниженням температури парогазопилового потоку на 38%; спроєктовано та промислово досліджено нову конструкцію газорідинного сепаратора для вловлювання дисперсних фракцій рідини та механічних домішок із димових газів промислових підприємств з ефективністю очищення до 98%; розроблено та досліджено секційний та кільцевий адсорбери для виділення діоксиду вуглецю з метою його подальшого транспортування до місць зберігання та використання у системах пожежогасіння на нафтогазових об’єктах;

– в рамках оптимізації конструкцій обладнання для зберігання газів і рідин на основі поєднання топологічної та параметричної оптимізації вдосконалено опори горизонтальних посудин, які працюють під тиском, що дозволило зменшити масу опори на 15% при повному збереженні показників міцності конструкції, а також розроблено автоматизований алгоритм для створення високоточних градуювальних таблиць горизонтальних резервуарів з урахуванням кута їх нахилу відносно горизонталі та розміщеного всередині технологічного обладнання;

– створено експериментальні та дослідно-промислову установки й методики випробувань обладнання для охолодження димових газів, сепараційного обладнання.

Результати виконаних досліджень, зокрема розроблені конструкції багатосоплового охолоджуючого пристрою та сепаратора, а також аналітичні та експериментальні матеріали щодо ефективності їх застосування, пройшли промислову апробацію в ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ».

Результати досліджень впроваджено у освітній процес кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу під час підготовки здобувачів другого рівня вищої освіти за

міждисциплінарною освітньо-професійною програмою «Машини та обладнання нафтогазових і суміжних технологій» (спеціальності G16 Гірництво та нафтогазові технології та G11 Машинобудування) та здобувачів третього рівня за освітньо-науковою програмою «Галузеве машинобудування» (спеціальність 133 – Галузеве машинобудування) при викладанні дисциплін «Моделювання в проєктуванні машин та обладнання», «Чисельні методи досліджень», «Проєктування бурового і нафтогазопромислового обладнання», «Методи дослідження нафтогазових машин та обладнання», «Моделювання фізичних процесів і явищ в нафтогазовій справі».

Особистий внесок здобувача.

Безпосередньо автором:

– розроблено параметризовані тривимірні геометричні моделі проточних частин нафтогазового обладнання та систем екологічної безпеки (зокрема сепараторів, адсорберів, клапанних вузлів, надзвукових сопел Лаваля), спрямовані на інтенсифікацію процесів розділення, очищення та транспортування газових і газорідинних потоків [174, 212, 213, 228, 261, 255, 263];

– проведено комплексне імітаційне моделювання гідрогазодинамічних процесів течії одно- та багатофазних потоків із застосуванням методів обчислювальної гідродинаміки, встановлено закономірності розподілу термодинамічних і кінематичних параметрів у робочих органах нафтогазових машин, а також оцінено вплив геометричних і режимних чинників на їхню функціональну ефективність [211, 213, 261, 249, 250, 252, 255, 212, 265];

– визначено константи гіперпружного матеріалу SKR-788 на основі лабораторних фізико-механічних випробувань та скінченно-елементного моделювання [174];

– встановлено закономірності сумісного впливу конструктивно-геометричних параметрів вузлів обладнання на їх напружено-деформований стан і гідродинамічні характеристики та ефективність роботи, на основі чого сформульовано науково обґрунтовані рекомендації щодо підвищення їхньої надійності та довговічності [187, 202, 203, 212, 263, 191, 189, 233, 232];

– розроблено та конструктивно реалізовано низку нових технічних рішень щодо модернізації елементів нафтогазового, охолоджувального та очисного обладнання [195, 203, 204, 207, 208, 210, 227, 253, 254, 260, 250, 255];

– обґрунтовано технологію та спроектовано оснастку (форми) для виготовлення натурних експериментальних зразків (на прикладі силікону SKR-788), а також безпосередньо проведено лабораторні та стендові випробування для верифікації розроблених чисельних моделей [174, 253, 162];

– виконано обробку, статистичний аналіз та інтерпретацію результатів теоретичних і експериментальних досліджень, здійснено наукове узагальнення отриманих даних та сформульовано наукових висновків щодо ефективності запропонованих технічних рішень [205, 213, 174, 261, 250, 255, 270];

У наукових працях, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить фактичний матеріал і основний творчий доробок. Автор брав безпосередньо участь у плануванні та виконанні експериментальних досліджень, промисловій апробації та впровадженні результатів дисертаційної роботи, здійснив аналіз їх результатів. Усі наукові узагальнення, положення, результати, висновки та рекомендації, викладені у дисертаційній роботі, виконані автором особисто.

Апробація результатів дисертації.

Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: Міжнародній науково-практичної конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу» (м. Івано-Франківськ, 2016); Міжнародній науково-технічній конференції Нафтогазова енергетика (м. Івано-Франківськ, 2017, 2019); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні» (м. Дніпро, 2017, 2018, 2019, 2020, 2023, 2024); Міжнародній науково-технічній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018» (Івано-Франківськ, 2018); Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні PTME-2022» (Івано-Франківськ-Яремче, 2022); Current issues of science, prospects and challenges: collection of scientific papers «SCIENTIA» (III Int. Conf., Sydney,

Australia, 25 Nov 2022); Міжнародній конференції «Актуальні питання науки, перспективи та виклики: збірник наукових праць «SCIENTIA» (Сідней, Австралія, 2022); Міжнародній конференції «Сучасний стан розвитку світової науки: збірник наукових праць «SCIENTIA» (Лісабон, 2023); Міжнародній конференції «Науковий метод: реальність та майбутні тенденції дослідження: «SCIENTIA» (Загреб, Хорватія, 2024); Міжнародній конференції «Модернізація сучасної науки: досвід та тенденції: «SCIENTIA» (Сінгапур, 2024); Міжнародній науково-технічній конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (Краматорськ-Тернопіль, 2024); Польському конгресі інженерів нафти і газу. Геотехнології та енергетика: відповідальний енергетичний перехід (Краків, Польща, 2024); кафедрі нафтогазових машин і обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2024, 2025).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 59 друкованих праць, з яких: 4 – у міжнародних наукових журналах, що індексуються у наукометричній базі Scopus, 1 – у закордонному періодичному виданні; 29 – у наукових фахових виданнях України, 4 – патенти України на корисну модель; 21 – у збірниках матеріалів і тез доповідей на міжнародних конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота містить вступ, шість розділів, загальні висновки, список використаних джерел та шість додатків. Роботу викладено на 409 сторінках машинописного тексту, обсяг основного тексту дисертації складає 321 сторінки. Роботу проілюстровано 266 рисунками та 15 таблицями. Список використаних джерел містить 270 найменування, із яких 169 кирилицею та 101 латиницею.

РОЗДІЛ 1
ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ ЩОДО БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБ'ЄКТІВ НАФТОГАЗОВОЇ ГАЛУЗІ

Сучасний розвиток нафтогазового комплексу характеризується інтенсифікацією технологічних процесів, зростанням техногенного навантаження та підвищенням ризиків виникнення потенційно небезпечних виробничих ситуацій. Надійність і безпека експлуатації технологічних об'єктів критично залежать від поточного технічного стану обладнання, стабільності його функціонування в умовах знакозмінних навантажень, впливу агресивних робочих середовищ, а також складних гідро- та газодинамічних процесів. За цих умов пріоритетного науково-практичного значення набуває системний аналіз механізмів і причин відмов, а також деструктивних чинників, що ініціюють аварійні ситуації.

У цьому розділі здійснено узагальнений огляд наукових досліджень щодо безпечної експлуатації об'єктів нафтогазової галузі, з акцентом на основні види відмов обладнання та їх вплив на виникнення аварій. Розглянуто особливості функціонування ключових елементів циркуляційних систем бурових установок, обладнання для кріплення та експлуатації свердловин, систем охолодження та очищення газових потоків, а також засобів транспортування і зберігання рідин та газів.

Окрему увагу приділено методам забезпечення безаварійної експлуатації об'єктів, сучасним підходам до підвищення надійності обладнання, а також системам ліквідації аварійних ситуацій, зокрема промислових пожеж із використанням діоксиду вуглецю. Проаналізовано джерела отримання діоксиду вуглецю та сучасні методи досліджень, що застосовуються для оцінювання ефективності технічних рішень у нафтогазовій галузі.

1.1 Відмови обладнання як основна причина аварій

Нафтогазова галузь є однією з найбільш технічно складних і потенційно небезпечних сфер промисловості. Її об’єкти працюють у складних умовах: високі тиски та температури, агресивні середовища, значні механічні навантаження, віддаленість від центрів технічного обслуговування. У таких умовах навіть незначна відмова обладнання може призвести до серйозних аварій, зупинки виробництва, екологічних катастроф і загрози життю людей.

Причини відмов часто комплексні – поєднують технічні, організаційні та природні чинники [1].

Обладнання нафтогазових об’єктів – бурові установки, насосно-компресорне обладнання, фонтанна арматура, трубопроводи, системи контролю і автоматики та інше обладнання є ключовими елементами технологічного процесу. Його справність безпосередньо визначає: безперервність виробничого циклу, безпеку персоналу, екологічну стабільність регіону, економічну ефективність підприємства.

Відмови елементів нафтогазових машин та обладнання можуть мати різну природу, але найчастіше вони зумовлені: механічним зносом деталей через тривалу експлуатацію, корозією металевих елементів під дією агресивних середовищ, вібраційними, циклічними та ударними навантаженнями, що призводять до втомного руйнування, помилками в експлуатації або порушенням регламентів технічного обслуговування, конструктивними недоліками або використанням неякісних матеріалів.

Відмова одного вузла може спричинити: аварійний викид нафти чи газу, пожежу або вибух, забруднення ґрунту та водних ресурсів, тривалу зупинку виробництва, значні фінансові збитки та репутаційні втрати.

Таким чином, аналіз причин та наслідків відмов обладнання нафтогазових об’єктів свідчить про їх визначальну роль у формуванні аварійних ситуацій та загальному рівні промислової безпеки. Особливої уваги потребують ті елементи технологічних систем, відмова яких може призвести до порушення циркуляційних

процесів і втрати керованості технологічним режимом. У зв'язку з цим доцільним є детальніше розглянути особливості відмов елементів обладнання циркуляційної системи бурової установки, як однієї з найбільш відповідальної.

1.1.1 Відмови обладнання циркуляційної системи бурової установки

Найчастіше з ладу виходять деталі клапанного вузла та циліндро-порневої групи бурового насоса, оскільки піддаються дії значних динамічних навантажень, питомих тисків, швидкісних турбулентних потоків промивної рідини, вібрації, абразивно-ударному та гідроабразивному зношуванню. Ресурс клапанів при роботі бурових насосів на розчинах з високою густиною і значним вмістом абразиву складає 20-30 годин [2]. Дослідженню причин низького ресурсу клапанного вузла та причин виходу його з ладу присвячені роботи Бабаєва С. Г. [3, 4], Мкртичана Я. С. [5, 6], Айрапетова Л.С. [7, 8], Лівака І.Д. [9] та інших [10, 11, 12]. Відомо, що значний вплив на ресурс клапанних вузлів має якість очищення бурового розчину, концентрація та фракції абразиву в ньому. За даними [9] при видаленні з бурового розчину 100% частинок розміром більше 0,3 мм, 80% частинок розміром від 0,3 до 0,1 мм та 35% частинок розміром 0,06 мм пристроями гідроциклонного очищення довговічність клапанів підвищується в 2,5 рази.

Більшість існуючих досліджень [2, 13, 14] роботи елементів гідравлічної частини бурових насосів, виконаних як експериментально, так і з використанням імітаційного моделювання, базуються на застосуванні води як робочого середовища. Однак суттєва відмінність реологічних та гідравлічних характеристик води і бурового розчину може призводити до спотворення результатів моделювання та, як наслідок, до похибок у проєктуванні і передчасного виходу з ладу обладнання. Тому доцільним є встановлення кількісних відмінностей результатів імітаційного моделювання при використанні води та бурового розчину з метою підвищення достовірності отриманих даних.

Механізм зношування ущільнень поршнів бурових насосів є складним і пов'язаний із дією абразивних частинок, перепадів тиску та деформацією гуми.

Дослідження [5, 15, 16] показали, що руйнування має двоступеневий характер: спочатку абразивний прошарок, а згодом абразивна струминка. Основна герметизація здійснюється опорною частиною манжети, тоді як при низькому тиску – її губами. Руйнування зумовлене комбінацією абразивного зношування та втомних процесів у матеріалі. Головним завданням є зменшення інтенсивності зносу для забезпечення довговічності та надійної герметичності. У зв'язку зі складністю взаємодії зазначених чинників та багатопараметричним характером процесу зношування, доцільним є застосування імітаційного моделювання для дослідження напружено-деформованого стану ущільнень та закономірності їх деградації при різних режимах роботи.

Проаналізована інформація, подана у джерелах [17, 18, 19, 20], дозволила виявити недоліки існуючих конструкцій поршнів: складність у виготовленні, недостатню ефективність через низький ресурс змінної манжети і високий коефіцієнт тертя, невизначеність кута контакту конічної частини пластмасового кільця з еластичною манжетою, що не забезпечує достатньої зносостійкості, а також нерівномірність контакту гострих кромок пластмасового кільця з поверхнею циліндрової втулки через високу жорсткість кільця, що негативно впливає на рівномірність зносу еластичних манжет. Необхідно вдосконалювати конструкцію поршня шляхом обґрунтування оптимальних геометричних параметрів його елементів з метою зменшення тертя та підвищення ресурсу роботи, що доцільно здійснювати із застосуванням методів імітаційного моделювання для аналізу контактної взаємодії елементів поршня та циліндрової втулки при різних експлуатаційних режимах.

За останні десятиліття під час спорудження свердловин застосовують інструменти нового покоління, у тому числі і долота PDC, які оснащені гідромоніторними насадками, що спрямовують струмені промивальної рідини на вибій свердловини. Проаналізувавши роботи [21, 22, 23, 24, 25] встановлено, що актуальним залишається питання оптимізації параметрів роботи гідромоніторних насосдок, оскільки з практики буріння нафтових і газових свердловин випливає, що витрати на процес промивання складають близько 10-30% від загальної вартості їх

спорудження. При цьому задіяна майже половина потужності приводу бурових установок. У зв’язку з цим одним із актуальних завдань технології буріння свердловин є підвищення ефективності роботи промивальних систем бурового інструменту. Проте попри численні дослідження, вплив взаємодії струмин та схеми розміщення отворів на очищення вибою досі недостатньо вивчений. Ефективність залежить від рівня турбулізації рідини: чим він вищий, тим швидше очищається вибій. Для PDC доліт актуальною є також проблема розмивання внутрішніх каналів у місцях поділу потоку. Оптимальний вибір профілю насадок і орієнтації отворів неможливий лише інженерними методами, адже потрібен аналіз потоку бурового розчину у зоні вибою та кільцевому каналі свердловини. Натурні дослідження є дорогими й складними, тому їх доцільно замінити віртуальними експериментами (імітаційним моделюванням), які дешевші, проте потребують обов’язкової верифікації з реальними даними для забезпечення достовірності результатів.

При роботі двопоршневих та трипоршневих бурових насосів спостерігається пульсація подачі та тиску промивальної рідини. Це спричиняє вібрації, втомне руйнування деталей обладнання, нерівномірну роботу вибійних двигунів і негативний вплив на стінки свердловини [26, 27, 28, 29]. Для зменшення пульсацій використовують пневмокомпенсатори, ефективність яких залежить від газового агента, початкового об’єму та тиску. Раціональним є застосування одноатомних газів (гелій, неон, аргон тощо), проте їх вибір потребує врахування вартості, фізико-хімічних властивостей і сумісності з матеріалами обладнання. Компенсатори знижують пульсацію, але повністю її не усувають. Доцільним є модернізація конструкції насоса з метою зменшення пульсацій подачі та тиску промивальної рідини.

Отже, проведений аналіз основних елементів циркуляційної системи бурової установки показує, що їх відмови мають комплексний характер і зумовлені сукупною дією гідродинамічних, абразивних, кавітаційних та конструктивних чинників. Найбільш критичними є процеси, пов’язані з роботою клапанних вузлів, поршневої групи та ущільнень, які безпосередньо впливають на стабільність циркуляції бурового розчину та загальну надійність процесу спорудження

свердловин. У зв’язку з цим доцільно розглянути інші важливі складові технологічного процесу буріння, відмова яких також може призводити до аварійних ситуацій та втрати герметичності свердловини. Наступний підрозділ присвячено аналізу недоліків якості кріплення свердловин як одного з ключових чинників забезпечення її довготривалої та безпечної експлуатації.

1.1.2 Недоліки якості кріплення свердловин

Якісне цементування – це герметичність обсадної колони та ізоляція пластів один від одного і від денної поверхні [30]. Проте про якість цементування можна говорити не раніше періоду освоєння або експлуатації свердловин [31]. Для досягнення надійної герметичності необхідно забезпечити якісну адгезію між цементним каменем, обсадною колоною і стінками свердловини. Основні чинники, які підвищують якість тампонажних робіт, наведені у працях [32]. Для забезпечення якісного цементування необхідно правильно вибрати і регулювати технологічні параметри. При проведенні тампонажних робіт необхідно врахувати, що використання одного заходу викликає введення або зміну іншого.

Проаналізовано конструкції цементувальних клапанів [32, 33] та встановлено, що вони мають спільний недолік – відсутність можливості проводити контрольну перевірку герметичності різьбових з’єднань колони до її цементування, що є особливо важливим під час кріплення газових свердловин.

Дослідження показують [34], що введення діоксиду вуглецю (CO_2) до складу цементного розчину позитивно впливає на процес формування структури цементного каменю, сприяючи утворенню більш щільної та однорідної мікроструктури. При цьому відбувається карбонізація окремих компонентів цементного каменю, що призводить до зменшення його пористості, підвищення міцності та покращення адгезійних властивостей до поверхні обсадної колони і стінок свердловини. У результаті зростає довговічність тампонажного матеріалу та підвищується надійність герметизації свердловини в умовах тривалої експлуатації.

Отже, якість кріплення свердловин є одним із ключових чинників забезпечення їх довготривалої герметичності та безаварійної експлуатації, а виявлені недоліки цементувальних робіт і конструкцій обладнання можуть призводити до втрати ізоляційних властивостей та виникнення міжпластових перетоків. Особливо критичним є питання контролю герметичності та стабільності різьбових з'єднань обсадних колон, що безпосередньо впливає на надійність усієї свердловини.

Окрім відмов елементів обладнання, яке використовується під час спорудження свердловин, у нафтогазовій галузі є відмови обладнання, що застосовується під час видобування нафти і газу, які викликають порушення технологічного режиму. У наступному підрозділ проаналізовано порушення працездатності обладнання при експлуатації свердловин.

1.1.3 Порушення працездатності обладнання при експлуатації свердловин

Зношування – процес поступової зміни розмірів тіла при терті, що проявляється у видаленні з поверхні тертя матеріалу і (або) утворення на поверхнях тертя залишкової деформації [35]. Зношування – достатньо складне явище, що містить велику різноманітність механізмів, які не завжди діють окремо і незалежно. Зношування залежить від великої кількості чинників, включаючи навантаження, швидкість ковзання, температуру, властивості матеріалів, що контактують, мастило, параметри оточуючого середовища тощо. Дослідження зносу елементів нафтогазових машин та обладнання [36, 37] є складним та затратним процесом. Натомість існують комп'ютерні програми, які дозволяють моделювати знос із врахуванням різноманітних чинників [38, 39]. Проте, у літературних джерелах відсутні підходи до такого імітаційного моделювання.

Під час експлуатації свердловин механізованим способом за допомогою ШСНУ найчастіше відбуваються відмови свердловинного обладнання, а саме насосно компресорних труб [41], насосних штанг та їх різьбових з'єднань [40, 42,

43, 44]. Як свідчать статистичні дані [45, 46], відмови різьбових з'єднань НШ найбільш розповсюджені і складають більше 30 % (не враховуючи відгвинчування з'єднання і обриви тіла муфт) від загальної кількості відмов штангової колони. Це пов'язано з тим, що в різьбовому з'єднанні насосних штанг навантаження по витках різьби розподіляється нерівномірно (за законом гіперболічного косинуса, причому на перші два витки припадає від 38 до 47 % загального навантаження) [47]. Дослідження [42, 45, 46] підтверджують, що більшість втомних поломок різьбових з'єднань НШ таки відбуваються по перших впадинах витків різьби ніпеля. Також спостерігається руйнування муфт посередині їх довжини. Втомна тріщина, як правило, зароджується на зовнішній поверхні муфти, просувається всередину у напрямку витків різьби та поширюється через тіло, утворюючи злам. Такі злами характерні для руйнувань муфт і спричинені механічним пошкодженням її поверхні, перевищенням границі втомної міцності матеріалу муфт або дефектами під час виготовлення. Руйнування муфт від втрати натягу різьбового з'єднання відбувається у впадині різьби муфти напроти першого повного витка різьби ніпеля. До руйнування різьбових з'єднань НШ призводить також зношування різьби (як ніпеля так і муфти) в процесі експлуатації. Існують різноманітні техніко-технологічні способи зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби з'єднання насосних штанг [48, 49, 50]. Можливе також одночасне поєднання кількох способів вирівнювання розподілу навантажень по витках різьби. Проте доцільно вдосконалити різьбове з'єднання насосних штанг, щоб забезпечити якомога рівномірніший розподіл напружень по впадинах витків різьби з метою підвищення довговічності та стійкості до втомного руйнування під час експлуатації в умовах змінних навантажень і агресивного середовища.

Найпоширенішими способами формування різьб є нарізання та накатування [51, 52, 53]. При виборі способу важливо враховувати міцність різьби НШ, її надійність, універсальність, технологічність і здатність відновлюватися після експлуатації. Механічна обробка може викликати відхилення форми і шорсткості витків, що збільшує зазор у з'єднанні, проте це істотно не впливає на надійність. При накатуванні межа міцності матеріалу зростає на 40–60 %, а об'ємні

напруження підвищують надійність різьбового з'єднання. Проте, під час накатування різьб НШ може спостерігатись дефект – неповне накатування вершин витків різьби. Це може призвести до такого розподілу навантажень по витках різьби, за якого можливий їх пришвидшений вихід з ладу. Дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань з неповністю сформованим витком та порівняння їх з напружено-деформованим станом з повністю сформованим витком є необхідним для прогнозування їх довговічності.

Для дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань (бурильних, насосно-компресорних труб, насосних штанг тощо) необхідно мати такі вихідні дані: геометрію моделі, властивості матеріалу, властивості скінченних елементів, крайові умови та провести необхідні налаштування програми для імітаційного моделювання. Проте існують певні складнощі у процесі дослідження різьбових з'єднань, що пов'язані зі складністю розрахунку 3D моделей. Натомість є можливість дослідження цих з'єднань у осесиметричній постановці із певними спрощеннями. Це дає змогу пришвидшити процес розрахунку, не втрачаючи водночас точності отриманих результатів. Але виникає проблема у заданні крайових умов, а саме – моменту згвинчування з'єднання.

Оскільки більшість аварій НШ пов'язані з різьбою, то проаналізовано конструкції безрізьбових з'єднань [42]. У роботах [54] проведений критичний аналіз безрізьбових з'єднань НШ, який вказує на складність їх конструкцій, що вимагає високоточного обладнання і складних технологій виготовлення. Зважаючи на те, що розвиток машинобудування є досить стрімким, слід повернутися до розроблення та вивчення безрізьбових з'єднань НШ, оскільки більшість недоліків, описаних в літературних джерелах, стосується технології їх виготовлення.

Під час експлуатації ШСНУ [48, 50] також трапляються відмови колон насосних штанг. Їх надійність залежить від правильності проєктування та впливу експлуатаційних чинників, таких як тертя НШ до насосно-компресорних труб, згин колони, агресивність пластових рідин, тощо. Вплив цих чинників змінює механічні властивості металу штанг та призводять до їх руйнування. Складні умови експлуатації потребують індивідуального підходу до вибору матеріалів та

розрахунку колони НШ в цілому. На стадії їх експлуатації важливо вчасно виявляти дефекти елементів колони та відбракувати їх. Для правильного підбору НШ для колони, а також для врахування впливу різних дефектів на їх експлуатаційний ресурс, важливо оперувати їх втомними характеристиками. Підвищення надійності та ефективності застосування ШСНУ, збільшення тривалості їх експлуатації між плановими ремонтами та мінімізація аварійних випадків (зокрема затрат на піднімання та опускання штангової колони) є важливим завданням для нафтовидобувної галузі. Тому необхідно це урахувати при дослідженні корозійно-втомних властивостей сталей НШ після їх експлуатації за різних схем навантаження та запропонувати розрахунковий метод врахування впливу корозійних пошкоджень на поверхні штанг на рівень напружень у їх перерізі при дії позацентрового розтягу.

При спуску в свердловину НШ викривлюється, відтак у ході експлуатації найбільш зігнутими ділянками треться до колони НКТ. У результаті зношування матеріалу зменшується поперечний переріз НШ, що призводить до передчасних відмов – обривів колон штанг у тілі зношених муфт та порушення герметичності НКТ, і, як наслідок, до складних підземних ремонтів, збільшення витрат НШ і НКТ та зниження видобутку нафти через вимушені простої. Крім того, напруження згину в тілі штанг зменшують опір корозійній втомі, прискорюють ріст корозійних тріщин і, призводять до обриву КНШ [45, 55]. Найчастіше обрив від зношування спостерігається у викривлених штангах. Для захисту колони НШ від зношування використовують протектори [48, 56, 57], при проектуванні яких важливим є вибір матеріалу, конструкції, технології їх монтажу на штангу чи муфту, інтервалу розміщення на колоні. Проте, визначення характеристик протекторів НШ є важливим завданням, оскільки вони пливають на гідравлічні опори та рух пластової рідини, і як наслідок, призводять до збільшення навантаження на верстат-качалку.

У складі видобутої нафти присутні механічні домішки, що є однією з основних причин скорочення міжремонтного періоду застосовуваного підземного і наземного обладнання [58]. Наявні у свердловинній продукції механічні домішки в процесі експлуатації родовищ стають причиною цілої низки ускладнень

(спричинюють зношування елементів насосів, НКТ, засувок, дроселів тощо) [59]. Прогнозування впливу механічних домішок на елементи насосного обладнання для видобутку нафти є складним завданням, що вимагає врахування різних чинників. Відсутня єдина теоретична модель, що дозволяє прогнозувати інтенсивність впливу абразивних частинок на нафтовидобувне обладнання, і, як наслідок, строго обґрунтований алгоритм вибору технологій його захисту. На практиці рішення на користь тієї чи іншої технології приймається за результатами промислових випробовувань.

Відповідно до зібраних за останні роки статистичних даних для різних родовищ відсоток поламок електровідцентрових насосів від дії механічних домішок є найбільшим і суттєво перевершує вплив інших чинників.

Механічні домішки, зокрема пісок, ускладнюють роботу насосного обладнання та спричиняють інтенсивне зношування різьбових з’єднань. Навіть незначна негерметичність у з’єднаннях призводить до промивання різьби та втрати герметичності. Абразивне зношування спостерігається також у фонтанній арматурі газоконденсатних свердловин. Пісок накопичується в трубопроводах, сепараторах і клапанах, спричиняючи засмічення систем збору та підготовки продукції. Піщані пробки на вибої зменшують або припиняють видобуток, вимагаючи ремонту свердловини.

Зменшення міжремонтного періоду основних засобів обладнання сприяють підвищенню собівартості видобутої нафти і зниженню рентабельності виробництва, тому нафтові компанії змушені застосовувати ефективні заходи для боротьби з негативним впливом механічних домішок [60]. Найчастіше для боротьби із винесенням піску застосовується метод фільтрування, який хоч не є найефективнішим, але надійний, менш затратний, а також екологічно безпечний [61].

Розрахунок пропускної здатності фільтра залежно від створюваного ним перепаду тиску загалом є складним завданням, і потребує інформації про геометричні характеристики фільтра, фізико-хімічні властивості пластової рідини і гранулометричний склад твердих частинок. Для визначення пропускної здатності

свердловинних фільтрів доцільно застосовувати імітаційне моделювання, яке дає змогу враховувати різноманітні чинники.

Під час ремонту ШСН необхідно підіймати його на поверхню. Цей процес тривалим і небезпечним через ризик газонафтопроявів та фонтанування. Для запобігання цим ризикам застосовують процес глушіння свердловин, але його неякісне виконання може призвести до втрати дебіту свердловини та простою. Для підвищення безпеки використовують вибійні відсікачі та свердловинні клапани, які автоматично перекривають потік при критичному тиску. Це дозволяє уникати аварій, пошкодження обладнання й негативного впливу на довкілля. У розглянутих конструкціях відсікачів та свердловинних клапанів [62, 63, 64, 65] відсутня гарантована можливість контрольованого перекриття свердловини, а також відновлення видобутку нафти без подальшого освоєння свердловини. Тому постає потреба у створенні пристрою, який дозволить проводити перекриття колони НКТ, а потім відновлення експлуатації свердловини без застосування складного допоміжного обладнання та освоєння свердловини.

Виходи з ладу ШСН призводять до зупинки видобутку, втрат продуктивності свердловини, підвищення експлуатаційних витрат та необхідності проведення дорогих ремонтних робіт. Зазвичай з ладу виходять кулькові клапани, у яких щонайменша зміна форми кулі у результаті її зношування та корозії впливає на герметичність [66, 67]. На працездатність клапанів впливають геометричні розміри, матеріали деталей клапанів, умови їх експлуатації тощо. Належне технічне обслуговування клапанів є важливими для забезпечення надійної та ефективної роботи ШСН протягом тривалого використання [67, 68]. Удосконалення конструкції клапанів дозволить зменшити кількість їх відмов і покращити загальну продуктивність ШСН загалом.

Отже, аналіз причин порушення працездатності обладнання для видобування нафти показує, що переважна більшість відмов пов’язана з комплексною дією абразивного, корозійного та втомного зношування, а також з недосконалістю конструктивних рішень елементів обладнання і складними умовами його експлуатації.

Проте окрім обладнання, яке застосовується під час видобування нафти і газу, доцільно розглянути і обладнання, яке застосовується в інших технологічних процесах, де також спостерігаються суттєві експлуатаційні втрати та ризики відмов. Наступний підрозділ присвячено аналізу ефективності роботи обладнання для охолодження газових потоків.

1.1.4 Аналіз ефективності роботи обладнання для охолодження газових потоків

Охолодження гарячих газів у хімічній, нафтогазовій, цементній та інших галузях використовується для забезпечення різноманітних технологічних процесів. Основними способами охолодження газового потоку є: розбавлення потоку повітрям, вприскування води у потік; використання обладнання (теплообмінників) тощо. Зазвичай для досягнення кращого охолодження ці способи комбінуються. Проте ці способи є дороговартісними, енергозатратними, у них використовується складне обладнання, яке потребує обслуговування та ремонту.

Очищення димових газів, що продукуються різноманітними підприємствами (зокрема цементними), є сьогодні надзвичайно актуальним завданням. Складники димових газів шкідливо впливають як на навколишнє середовище, так і на здоров’я людей. Необхідно зазначити, що до основних парникових газів в атмосфері Землі відносяться пари води (H_2O), діоксид вуглецю (CO_2), закис азоту (N_2O), метан (CH_4), озон (O_3), гексафторид сірки (SF_6), гідрофторвуглецеві сполуки і перфторвуглецеві. Найбільшу роль у парниковому ефекті на Землі відіграє водяна пара, вміст якої в атмосфері становить близько 1% за об’ємом [69].

Дослідження [70, 71] показали високу ефективність технології надзвукової сепарації (3S) для виділення CO_2 з природного газу та використання сопла Лаваля для зрідження газових сумішей. Основними чинниками, що впливають на ефективність сепарації та зрідження, є геометрія сопла, розмір і шорсткість його поверхні, а також параметри потоку – температура, тиск і склад газу [72, 73].

Мікросопла менш чутливі до шорсткості, проте зменшення розмірів збільшує вплив тертя, що знижує швидкість і тягу газу [74]. Важливу роль відіграє траєкторія ріжучого інструменту при виготовленні насадок: неправильне фрезерування підвищує шорсткість поверхні та зменшує продуктивність. Для підвищення ефективності запропоновано оптимізацію параметрів різання та технології покращення якості поверхні.

Адитивне виробництво дозволяє швидко виготовляти конвергентні та Лаваля сопла, проте шорсткість надрукованих поверхонь впливає на міцність і газодинамічні характеристики, що потребує подальшого дослідження та порівняння з аналітичними і чисельними моделями [75].

Великогабаритні та складні конструкції сопел зі змінними геометричними параметрами, хоча й дозволяють регулювати газодинамічні характеристики потоку, мають велику масу і складність виготовлення, що робить їх непридатними для охолодження малих об’ємів газу [76]. Аналіз конструкції регульованого ежектора також показав, що без доопрацювання вона не може ефективно застосовуватися для охолодження газових сумішей через технологічну складність [77].

Отже, ключовими висновками є необхідність оптимізації геометрії сопел, контролю шорсткості поверхні та використання простих і надійних конструкцій для забезпечення ефективності процесів надзвукової сепарації, охолодження та скраплення газів.

Таким чином, аналіз існуючих способів та обладнання для охолодження газових потоків показує, що їх ефективність значною мірою залежить від конструктивних параметрів, якості виготовлення та режимів роботи, а також супроводжується значними енергетичними витратами і технологічними обмеженнями. Особливої уваги потребують процеси надзвукової сепарації та застосування сопел Лаваля, де навіть незначні відхилення геометрії або шорсткості поверхні суттєво впливають на газодинамічні характеристики потоку.

Проте поряд із процесами охолодження газових потоків у реальних умовах експлуатації відбувається утворення конденсату, а також винесення краплинної

рідини разом із газовим потоком, що суттєво впливає на стабільність роботи технологічного обладнання. У зв’язку з цим виникає необхідність ефективного уловлювання та відокремлення рідкої фази, оскільки її наявність призводить до ерозійного зношування, зниження пропускної здатності та порушення режимів роботи газових систем.

Саме тому подальший аналіз доцільно зосередити на обладнанні, яке забезпечує розділення газорідинних сумішей та видалення краплинної рідини з потоку. Наступний підрозділ присвячено оцінці ефективності роботи обладнання для очищення газу від домішок, зокрема сепараційних пристроїв.

1.1.5 Оцінка ефективності обладнання очищення газу від домішок

Очищення газу від рідких та твердих домішок, розділення гетерогенних газорідинних і трифазних сумішей – найрозповсюдженіші процеси в нафто- і газовидобувній, нафтогазопереробній, хімічній та нафтохімічній, будівельний та інших галузях промисловості [78, 79, 80, 81].

Найпоширенішим та найпростішим обладнанням для відділення газової фази від рідкої є сепаратори. Зазвичай сепаратори поділяються на гравітаційні, інерційні та фільтруючі. Їх класифікація наведена у праці [82].

Інтенсифікація розділення неоднорідних систем дозволяє знизити енергозатрати та підвищити якість продуктів. Метод розділення залежить від фізичних властивостей потоків і їх фазового стану, наприклад газ–рідина, газ–тверде тіло або рідина–тверде тіло. Особливо актуально розділення газорідинних систем із мікронними краплями та близькими швидкостями потоків. Основні підходи ґрунтуються на відмінностях густин, масових і гравітаційних силах, інерції та змочуваності поверхонь. Кожен метод потребує відповідного обладнання.

Шляхи удосконалення сепараторів показані на рисунку 1.16 [83].

Рис. 1.1 – Шляхи вдосконалення сепараторів

Гравітаційні сепаратори мають низьку пропускну здатність та великі габаритні розміри. Вони ефективно уловлюють лише крупні частинки, розміром понад 40–50 мкм, тому зазвичай застосовуються як перша ступінь очищення [83, 84].

Інерційні сепаратори дозволяють уловлювати дрібніші частинки, проте їх ефективність залежить від швидкості газового потоку, діаметру підвідного каналу та конструкції апарату. При зниженні газового навантаження спостерігається недостатня сила інерції краплин, а також можливий вторинний винос рідини. Інерційний спосіб очищення газу дозволяє уловлювати частинки розміром від 15-20 мкм з ефективністю 60-90 % [85].

Фільтраційні сепаратори забезпечують високу ступінь очищення (до 99,9%), проте мають обмежену пропускну здатність і високий гідравлічний опір. Крім того,

ефективність їх роботи значною мірою залежить від попередньої коагуляції частинок у потоці [86].

Загалом, усі типи сепараторів мають обмеження щодо ефективності розділення залежно від розміру частинок або крапель, чутливі до швидкості газового потоку та навантаження, а підвищення ефективності часто потребує додаткових конструкційних рішень, насадок або нових матеріалів.

Ефективність роботи сепараторів визначається величиною виносу дисперсної фази паровим чи газовим потоком. У деяких випадках винос може суттєво знизити загальну ефективність сепаратора [87].

У конденсаційних сепараторах ефективність укрупнення частинок залежить від швидкості потоку, концентрації дисперсної фази та теплового навантаження. При високих швидкостях та великих концентраціях процес малоефективний, зростають енергозатрати, а зрив плівки рідини збільшує вторинний винос [88, 89, 90].

Отже, основні недоліки сепараторів – складність турбулентних потоків, обмежена ефективність при високих швидкостях та концентраціях, вторинний винос частинок і необхідність врахування стохастичних факторів у моделюванні.

Сучасна газова динаміка багатофазних середовищ використовує спрощені моделі для опису течії через складність потоків і фазових переходів. Розглядають двофазний потік як взаємопроникаючий, а характеристики дисперсної фази визначаються середньооб’ємно [91]. Хоча спрощення знижують точність, вони дозволяють ефективно моделювати рух у промислових апаратах.

У роботі [91] розглядається сепарація двофазної газоріднинної суміші від підвідної труби до сепаратора. Для оцінки ефективності потрібні об’єм рідкої фази, середній радіус крапель і їх розподіл. По шляху газу змінюються тиск і температура, порушується термодинамічна рівновага та відбувається масообмін між фазами.

Конденсація утворює дрібні краплі, розмір яких змінюється через ріст, коагуляцію та подрібнення, формуючи перед сепаратором розподіл за об’ємом, середнім діаметром і дисперсією. Без попередньої конденсації в сепаратор

потрапляє потік із встановленим розподілом, де краплі формуються через одночасні процеси подрібнення та коагуляції.

Якщо перед сепаратором відсутній пристрій попередньої конденсації, то потік газу зі встановленим розподілом потрапляє в сепаратор, в якому відбувається розділення фаз. В цьому випадку основними механізмами формування крапель в турбулентному потоці газу є процеси подрібнення і коагуляції, що протікають одночасно [91, 92, 93].

Основним параметром, який характеризує ступінь відділення рідини від газу в сепараторі, є коефіцієнт ефективності η, який залежить від конструкції сепаратора, термобаричних умов, параметрів технологічної схеми, складу і фізико-хімічних властивостей газорідинного потоку [94].

Таким чином, аналіз роботи сепараційного обладнання є невід'ємним етапом забезпечення ефективного очищення газових потоків від краплинної рідини та механічних домішок, оскільки саме ці процеси визначають стабільність подальших технологічних операцій. Водночас сучасні підходи до газоочищення передбачають не лише механічне розділення фаз, але й вилучення окремих компонентів газової суміші, зокрема діоксиду вуглецю, що набуває особливої актуальності в контексті зменшення викидів парникових газів.

У цьому випадку ефективним є застосування адсорбційних технологій із використанням адсорберів та відповідних адсорбентів, які забезпечують селективне уловлювання CO_2 та підвищують загальну ефективність підготовки газових потоків до подальшого використання або транспортування.

Для уловлювання CO_2 застосовують абсорбцію, адсорбцію, хімічне циклічне горіння, мембранне розділення та отримання газових гідратів. Найбільш простою, ефективною та дешевою є адсорбція, яка відзначається вибірковістю та зворотністю: газові компоненти поглинаються адсорбентом і за потреби виділяються. Адсорбенти – тверді речовини з великою поверхнею, здебільшого активоване вугілля, силікагель, цеоліти. Адсорбери бувають з нерухомим, рухомим або псевдозрідженим шаром адсорбенту, періодичної або безперервної дії [95].

Недоліки адсорберів: обмежена продуктивність, нерівномірний розподіл газу, циклічність роботи, значні енергетичні затрати на регенерацію адсорбенту, деформація та руйнування адсорбенту, чутливіть адсорбентів до агресивних компонентів газу, що обмежує їхнє застосування.

Таким чином, проведений аналіз показує, що процеси очищення газових потоків від краплинної рідини та домішок, а також вилучення діоксиду вуглецю є взаємопов'язаними та визначають загальну ефективність підготовки газу до подальшого використання. Разом з тим існуючі сепараційні та адсорбційні системи мають низку обмежень, пов'язаних із гідродинамічними особливостями потоків, конструктивними недоліками та значними енергетичними витратами, що потребує подальшого вдосконалення технологічних рішень.

У зв'язку з цим доцільно розглянути наступний етап технологічного ланцюга – транспортування та зберігання рідин і газів, оскільки саме ці процеси забезпечують завершальну стадію підготовки та переміщення продукції до споживача. Наступний підрозділ присвячено аналізу працездатності засобів транспортування і зберігання рідини та газів.

1.1.6 Аналіз працездатності засобів транспортування і зберігання рідини та газів

В хімічній, нафтохімічній, нафтогазовій, цементній та інших промисловостях застосовують велику кількість посудин, серед яких резервуари, напірні баки, сепаратори, адсорбери, десорбери тощо. Посудини застосовують для продуктів, які надзвичайно різні за своїми властивостями, у тому числі для пожежонебезпечних, агресивних та застигаючих рідин, різноманітних газів та їх сумішей, у зв'язку з чим висуваються визначені вимоги до конструкції цих посудин. Найбільш відповідальними посудинами є ті, які працюють під тиском та є великого діаметру. Із збільшенням об'єму посудини зменшуються питома витрата матеріалу на одиницю об'єму, площа, що займає посудина, кількість застосовуваного

обладнання (штуцерів, опор, люків-лазів тощо). Звідси і випливає намагання максимально збільшувати об’єми посудин [96].

Перевагою горизонтальних резервуарів є простота конструкції, масове виготовлення на заводах та транспортування у зібраному вигляді, зручність монтажу. До недоліків належать необхідність використання спеціальних опор і складність виміру об’єму продукту, що в ньому знаходиться [97]. При проєктуванні посудин основним завданням є вибір їх конструктивних параметрів, що забезпечують високу ефективність (мінімальну матеріаломісткість, достатній запас міцності та жорсткості, низьку собівартість тощо) [98].

Дослідження [99, 100, 101, 102, 103, 104] підтвердили, що для посудин під тиском (вертикальних та горизонтальних), особливо для зберігання зріджених газів (LPG, ЗНГ), ключовим є оцінювання напружено-деформованого стану конструкцій. Максимальні напруження зазвичай концентруються біля люків та корпусу, а найменші – у опорах і днищах. Використання методу скінченних елементів (ANSYS, Inventor Nastran, PV-ELITE) дозволяє визначати потенційні точки напружень, оцінювати деформації та оптимізувати конструкцію, зокрема товщину стінок і розташування опор.

Важливим елементом проектування є дотримання нормативів ASME для забезпечення безпеки посудин та запобігання ризикам витоків і вибухів. Оптимізація конструктивних елементів, таких як опори, кільця жорсткості та товщина стінок, дозволяє зменшити масу посудини та підвищити її ефективність і надійність. Розбіжність результатів між аналітичними та чисельними методами не перевищує 5%, що свідчить про високу точність моделювання.

Таким чином, для сучасного проектування посудин під тиском доцільно поєднувати чисельне моделювання, аналіз напружень та оптимізацію конструкції для забезпечення безпеки, економічності та довговічності експлуатації.

Проведений аналіз підрозділів 1.1.1–1.1.6 свідчить, що надійність і безпечність експлуатації об’єктів нафтогазової галузі визначається комплексною взаємодією великої кількості факторів, які охоплюють усі стадії технологічного циклу – від процесу спорудження свердловин до їх експлуатації, підготовки,

очищення, транспортування та зберігання продукції. Встановлено, що переважна більшість відмов і неефективностей має багатофакторний характер та зумовлена одночасною дією гідродинамічних, механічних, корозійних, абразивних і конструктивних чинників.

Особливо критичними є процеси, пов’язані з роботою обладнання в умовах складних багатофазних потоків, високих тисків, температурних градієнтів та агресивних середовищ, що призводить до прискореного зношування елементів, зниження герметичності систем і виникнення аварійних ситуацій. Окремо слід відзначити, що ефективність роботи технологічного обладнання значною мірою залежить від якості його проєктування, вибору конструктивних рішень та точності врахування реальних умов експлуатації.

У зв’язку з цим подальший аналіз доцільно спрямувати на систематизацію та дослідження існуючих підходів до підвищення надійності та безпечності нафтогазових об’єктів. Наступний підрозділ присвячено розгляду методів забезпечення безаварійної експлуатації об’єктів нафтогазової галузі.

1.2 Методи забезпечення безаварійної експлуатації об’єктів нафтогазової галузі

Безаварійна експлуатація об’єктів нафтогазової галузі є ключовою умовою стабільної роботи підприємств та запобігання надзвичайним ситуаціям. Система забезпечення безпечного функціонування обладнання включає комплекс технічних, технологічних, організаційних і профілактичних заходів, спрямованих на запобігання аваріям, викидам, вибухам і пожежам [105, 106].

До технічних методів належать заходи з підвищення надійності та довговічності обладнання: застосування міцних, корозійностійких матеріалів; регулярна діагностика та неруйнівний контроль стану трубопроводів, резервуарів і компресорних станцій; використання автоматизованих систем контролю тиску, температури, вібрацій і герметичності [107]. Важливе значення має модернізація

застарілого обладнання та впровадження систем раннього виявлення дефектів, тріщин і витоків [108].

До технологічних методів відносять оптимізацію режимів роботи технологічних процесів, автоматичне регулювання параметрів середовища, впровадження систем аварійного відключення та дублювання критичних елементів. Значну роль відіграє впровадження систем моніторингу у реальному часі, які дозволяють виявляти відхилення параметрів ще до моменту розвитку аварійної ситуації [109].

Існують також організаційно-профілактичні методи, які включають підготовку персоналу, проведення навчань і тренувань з ліквідації аварій, дотримання норм і правил безпечної експлуатації. Розробляються плани локалізації та ліквідації аварійних ситуацій (ПЛАС), проводиться регулярна оцінка техногенних ризиків і аудит промислової безпеки [110].

Що стосується системи виявлення та ліквідації небезпечних ситуацій. На сучасних підприємствах застосовуються автоматизовані системи газового контролю, пожежогасіння та аварійного сповіщення. Ефективним напрямом є використання інтелектуальних систем діагностики, що прогнозують відмови обладнання за допомогою аналізу даних [111].

Розглядаючи екологічні та енергетичні аспекти, то для мінімізації ризиків аварій, пов’язаних із викидами та займаннями, впроваджуються технології зниження вуглецевих втрат, рекуперації газів і контролю за горючими середовищами. Важливим є забезпечення герметичності ємностей, запобігання надлишковому тиску та перегріву.

Пожежі на об’єктах нафтогазової промисловості, попри наявність систем безпеки, становлять значну загрозу. Основними причинами пожеж є:

– витоки нафти, газу або конденсату через пошкодження трубопроводів, фланців, клапанів;

– порушення технологічних режимів (перегрів, перевищення тиску, несправність автоматики);

– утворення вибухонебезпечних сумішей у приміщеннях або відкритих установках;

– короткі замикання та іскроутворення в електрообладнанні;

– недотримання правил техніки безпеки персоналом;

– старіння обладнання, корозія металу, втома матеріалу;

– порушення ізоляції при зварювальних і ремонтних роботах [112].

Таким чином, забезпечення безаварійної експлуатації нафтогазових об’єктів потребує комплексного підходу, що поєднує сучасні технології контролю, профілактику технічних відмов, навчання персоналу та постійне вдосконалення систем пожежної і техногенної безпеки.

Порушення методів забезпечення безаварійної експлуатації об’єктів нафтогазової галузі призводить до виникнення аварійних ситуацій, зокрема вибухів і пожеж, що спричиняють значні матеріальні збитки, екологічні катастрофи та людські жертви.

Найчастіше аварії відбуваються через розгерметизацію трубопроводів, витоки горючих речовин, утворення вибухонебезпечних сумішей та займання.

Прикладами таких інцидентів є:

– пожежа на компресорній станції «Більче-Волиця» (Україна, 2021 р.), спричинена розгерметизацією фланцевого з’єднання;

– вибух на нафтобазі у Василькові (2015 р.), що став наслідком порушення технологічного режиму та несправності системи охолодження резервуарів;

– загоряння на газоконденсатному промислі поблизу Полтави (2019 р.) через відсутність належного контролю тиску та температури у свердловинному обладнанні.

Ці події свідчать, що будь-яке відхилення від встановлених методів безаварійної експлуатації створює передумови для ланцюгових аварійних процесів – від незначного витоку до масштабної пожежі або вибуху.

Наслідками таких порушень є:

– руйнування обладнання та виробничої інфраструктури;

– загибель або травмування персоналу;

– тривала зупинка виробництва;

– забруднення ґрунтів і водних ресурсів нафтопродуктами;

– викиди токсичних і парникових газів у атмосферу, що посилюють негативний екологічний вплив.

Таким чином, дотримання комплексних методів забезпечення безаварійної експлуатації – це не лише вимога промислової безпеки, а й необхідна умова екологічної стабільності та сталого розвитку нафтогазової галузі.

Для зниження ризику аварій необхідно: впроваджувати системи технічної діагностики та моніторингу стану обладнання в режимі реального часу; застосовувати прогнозне обслуговування на основі аналізу даних і моделювання; використовувати сучасні матеріали та покриття, стійкі до зносу і корозії; проводити регулярні планові ремонти та випробування; удосконалювати конструкції вузлів з урахуванням досвіду експлуатації; підвищувати кваліфікацію персоналу та культуру безпеки.

Застосування імітаційного моделювання під час розроблення та вдосконалення конструкцій обладнання дозволяє: прогнозувати поведінку обладнання в різних режимах; виявляти потенційні зони підвищених напружень і зносу; оптимізувати конструкції ще на етапі проєктування; моделювати аварійні сценарії та відпрацьовувати алгоритми реагування.

Таким чином, забезпечення безаварійної експлуатації об’єктів нафтогазової галузі базується на комплексному поєднанні технічних, технологічних та організаційних заходів, спрямованих на попередження відмов обладнання, локалізацію небезпечних процесів і мінімізацію наслідків аварійних ситуацій. Водночас навіть за умови застосування сучасних систем контролю та моніторингу повністю виключити ризик виникнення пожеж і вибухів неможливо, особливо в умовах роботи з горючими газами, нафтою та газоконденсатом.

У зв’язку з цим особливого значення набувають системи швидкої локалізації та ліквідації пожеж, здатні ефективно працювати в умовах високих температур, обмеженого простору та наявності вибухонебезпечних середовищ. Одним із перспективних напрямів є застосування діоксиду вуглецю як засобу

пожежогасіння, оскільки він забезпечує зниження концентрації кисню в зоні горіння та не пошкоджує технологічне обладнання.

Тому наступний підрозділ присвячено аналізу систем ліквідації промислових пожеж із використанням діоксиду вуглецю та оцінці ефективності їх застосування на об’єктах нафтогазової галузі.

1.3 Системи ліквідації промислових пожеж із використанням діоксиду вуглецю

Сучасні системи пожежогасіння на об’єктах нафтогазової, хімічної та енергетичної галузей активно використовують діоксид вуглецю (CO_2). Його вогнегасна дія базується на зниженні концентрації кисню в зоні горіння та ендотермічному охолодженні, яке виникає при розширенні газу [113, 114]. Хімічна інертність, негорючість та діелектричні властивості CO_2 дозволяють застосовувати його для захисту компресорних, насосних станцій, резервуарних парків та електрообладнання [115]. За умови підвищення концентрації газу в повітрі до 30–40% вміст кисню знижується менше 15%, що унеможливлює підтримання горіння та запобігає повторному займання [116].

За характером захисту установки поділяють на локальні та об’ємні. Типова автоматична система включає резервуари для зберігання зрідженого CO_2 під тиском 5,9–6,0 МПа, трубопровідну мережу, розподільчі насадки, засоби виявлення пожежі та пускові пристрої із затримкою спрацьовування на 5–30 секунд для безпечної евакуації персоналу [117].

До переваг систем CO_2 належать висока швидкість ліквідації пожеж рідин і газів без пошкодження устаткування [118, 119]. Головними недоліками є токсичність у вогнегасних концентраціях (ризик асфіксії), потреба в герметизації приміщення, неефективність при тлінні твердих матеріалів та ризик повторного займання після вентиляції [120].

Ліквідація нафтових пожеж ускладнюється великою площею горіння, температурами полум’я до 1200 °C та ризиком вибухів, що вимагає комбінування

фізико-хімічних методів локалізації [119, 121, 122]. Основна мета — перервати контакт нафтових парів із киснем та знизити температуру нижче критичної межі [123, 124]. Для цього застосовують такі методи:

– пінне пожежогасіння: використання повітряно-механічної піни низької або середньої кратності на основі піноутворювачів типу AFFF або фторпротеїнових сумішей для створення стабільної ізолювальної плівки [120].

– гасіння діоксидом вуглецю: ефективне переважно для локальних розливів у закритих приміщеннях (насосні, компресорні цехи) [125]. На відкритих просторах метод є малоефективним.

– порошкові склади (типу ABC, BC): пригнічують радікальні реакції горіння на молекулярному рівні, проте на великих площах потребують надмірних витрат матеріалу [126].

Для захисту суміжних металоконструкцій використовують водяне зрошення. Сучасні автоматизовані системи інтегрують інфрачервоні датчики, системи аварійного відключення та комбіноване подавання піни й CO_2 [127]. Перспективним напрямом є впровадження біорозкладних піноутворювачів та газопінних сумішей [128].

Застосування сумішей CO_2 та азоту (N_2). Використання бінарних сумішей $CO_2 – N_2$ забезпечує синергетичний ефект [129]. Механізм дії полягає в розбавленні кисню нижче 12%, ендотермічному охолодженні зони горіння за рахунок розширення CO_2 та ізоляції парів нафти важчим газовим шаром [121, 126]. Висока густина CO_2 (1,98 кг/м³ при 0 °C) забезпечує покриття джерела горіння, а хімічно інертний N_2 стабілізує суміш і знижує витрати діоксиду вуглецю на 30–40% при гасінні великих площ. Оптимальне об’ємне співвідношення CO_2:N_2 становить від 70:30 до 50:50.

Суміш подається через форсунки, лафетні установки або у складі газопінного методу, де гази виступають транспортним середовищем. Недоліком суміші є зниження ефективності при вітрових навантаженнях, що вимагає інтенсивності подавання не менше 10–12 кг/м². Дослідження [130] підтвердили, що суміш 60% CO_2 + 40% N_2 ліквідує горіння сирої нафти шаром 5 мм за 35 секунд.

Перспективним є створення мобільних систем генерування тонкодисперсної газопінної хмари.

Утворення піни та ежекторні пристрої. Піна є агрегативно нестійкою дисперсною системою, де для стабілізації рідких плівок необхідні поверхнево-активні речовини. Аналіз літератури [131, 132, 133] вказує на брак комплексних досліджень піногенеруючого устаткування з урахуванням швидкості, тиску, температури та траєкторії руху потоків рідини й газу. Найбільш поширеним і прийнятим за основу в роботі є диспергаційний спосіб, реалізований за допомогою піногенеруючого ежекторного пристрою (ежектування повітря рухомим струменем рідини).

Отже, системи пожежогасіння на основі CO_2 та його сумішей з азотом є ефективним засобом ліквідації аварій у нафтогазовій галузі. Комбінування газових і пінних систем підвищує рівень протипожежного захисту, проте ефективність таких установок залежить від стабільного постачання, чистоти та умов зберігання газів. Це обумовлює необхідність аналізу сучасних способів отримання промислового CO_2, чому присвячено наступний підрозділ.

1.4 Джерела отримання діоксиду вуглецю

Діоксид вуглецю (CO_2) є однією з ключових речовин сучасної промисловості, що використовується у хімічних, енергетичних, харчових та екологічних технологіях. Основними джерелами його надходження є природні поклади та техногенні процеси, пов’язані з виробництвом енергії та матеріалів [134].

До природних джерел діоксиду вуглецю належать:

– газові родовища природного CO_2. У надрах Землі трапляються поклади діоксиду вуглецю, що залягають у вигляді окремих родовищ або в суміші з метаном, азотом чи інертними газами. Видобутий CO_2 осушується й очищується від домішок перед використанням у промисловості [135].

– біологічні процеси. Біологічне виділення CO_2 відбувається під час дихання, гниття та бродіння органічних речовин. У біогазових установках цей газ

уловлюють і очищують для подальшого використання як енергетичний або технічний продукт [136].

Більшість діоксиду вуглецю, що використовується промисловістю, отримується з техногенних джерел:

– хімічна промисловість. Під час виробництва аміаку методом парової конверсії метану CO_2 є побічним продуктом реакцій. Значні обсяги також утворюються під час виробництва соди, азотних добрив і кислот.

– металургійна та цементна промисловість. У процесах випалу вапняку ($CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2$) та металургійних реакціях виділяються великі об'єми діоксиду вуглецю. Його можливо вловлювати та повторно використовувати для технологічних потреб.

– Спалювання палива. Теплові електростанції, промислові котельні й транспорт є головними джерелами викидів CO_2. Уловлювання цього газу з димових потоків є пріоритетом сучасних технологій скорочення викидів.

– Системи уловлювання та використання CO_2 (CCS, CCU). Сучасні технології дозволяють вловлювати діоксид вуглецю із відхідних газів, очищати його й застосовувати у промисловості.

В умовах глобального низьковуглецевого переходу CO_2 розглядають не лише як шкідливий викид, а й як цінну сировину для хімічного синтезу, виробництва палива, полімерів і харчових продуктів. Поєднання природних і техногенних джерел із технологіями уловлювання та повторного використання створює основу для замкнених вуглецевих циклів у промисловості.

Що стосується безпосередньо джерел діоксиду вуглецю у нафтогазовій промисловості, то він є як побічним продуктом технологічних процесів, так і цільовою речовиною, що використовується для підвищення нафтовіддачі пластів, створення пінних систем, охолодження та пожежогасіння. Джерела його отримання умовно поділяють на природні та техногенні, залежно від походження і способу вилучення [134, 137].

У межах родовищ вуглеводнів часто трапляються супутні поклади CO_2, який міститься у природному газі або у пластовому газі, що надходить разом із нафтою.

Частка CO_2 у складі природних газів може коливатися від 0,1 до 30 % [4]. Приклади таких покладів спостерігаються в Карпатському регіоні України, у Центральноазійських та Середньосхідних родовищах. Під час підготовки природного газу цей компонент видаляють у процесах осушення та очищення (абсорбція, адсорбція, мембранна сепарація), що дозволяє отримати концентрований CO_2 придатний для технічного використання.

Основні обсяги діоксиду вуглецю в нафтогазовому секторі отримують із вторинних технологічних процесів.

– спалювання природного газу, нафти та попутного газу.
На стадіях видобутку, транспортування та переробки вуглеводнів CO_2 утворюється внаслідок згоряння палива у компресорних станціях, нафтопереробних установках і факельних системах.

– газопереробні заводи. У процесах очищення природного газу від кислотних компонентів (H_2S, CO_2) за допомогою амінних розчинів або фізичних абсорбентів утворюються концентровані потоки CO_2, які після регенерації можна осушити й використовувати як технічний продукт [138].

– нафтопереробні підприємства. Під час процесів каталітичного крекінгу, гідрогенізації та регенерації каталізаторів також виділяється діоксид вуглецю. Цей газ може бути уловлений із димових потоків та очищений за технологіями Carbon Capture [139].

Цементна промисловість посідає одне з провідних місць емісії CO_2.

Проведений аналіз джерел отримання діоксиду вуглецю свідчить, що сучасна нафтогазова та суміжні галузі промисловості володіють значним потенціалом щодо його уловлювання, очищення та повторного використання у технологічних процесах. Використання CO_2 як робочого середовища для охолодження, створення пінних систем і пожежогасіння потребує детального дослідження фізичних процесів, що відбуваються в елементах обладнання та потоках рідин і газів.

Ефективне вирішення таких задач неможливе без застосування сучасних методів теоретичного, експериментального та чисельного аналізу, які дозволяють

оцінювати працездатність конструкцій, моделювати гідродинамічні й теплові процеси, а також оптимізувати параметри роботи обладнання.

У зв’язку з цим наступний підрозділ присвячений аналізу сучасних методів досліджень, що застосовуються під час вивчення процесів у нафтогазовому обладнанні, зокрема методів комп’ютерного та імітаційного моделювання, експериментальних досліджень і чисельного аналізу.

1.5 Аналіз методів досліджень

Сучасний розвиток технічних наук характеризується зростанням складності досліджуваних об’єктів, що обумовлює необхідність використання комплексного підходу до їх аналізу. Особливо це стосується дослідження машин та обладнання нафтогазової галузі, де технологічні процеси супроводжуються значними механічними, тепловими та гідродинамічними навантаженнями, а також впливом агресивних середовищ. У зв’язку з цим виконання докторських дисертаційних досліджень передбачає застосування системи взаємодоповнювальних методів дослідження, до яких належать теоретичні, експериментальні, статистичні та чисельні методи [140].

Комплексне використання різних методів дослідження дозволяє забезпечити всебічне вивчення технічних систем, підвищити достовірність отриманих результатів та обґрунтувати нові конструктивні й технологічні рішення. У сучасних інженерних дослідженнях особливе значення має поєднання аналітичних і експериментальних підходів із методами комп’ютерного моделювання, що забезпечує можливість аналізу складних фізичних процесів у технічних системах.

Теоретичні (аналітичні) методи дослідження. Теоретичні методи дослідження базуються на використанні математичних моделей, які описують фізичні процеси, що відбуваються в технічних системах. Основою таких методів є фундаментальні положення механіки суцільного середовища, теорії пружності, опору матеріалів, гідродинаміки та теплопереносу [140].

За допомогою аналітичних методів визначаються основні параметри функціонування технічних систем, зокрема напруження та деформації елементів конструкцій, параметри руху рідин і газів, температурні поля та інші фізичні характеристики. Аналітичні моделі дозволяють встановлювати функціональні залежності між параметрами досліджуваних процесів і виконувати попередні оцінки працездатності конструкцій.

У машинобудуванні аналітичні методи широко застосовуються для розрахунку міцності елементів машин і механізмів, визначення їхньої жорсткості та стійкості. Значний внесок у розвиток аналітичних методів розрахунку конструкцій зробили класичні роботи з теорії пружності та опору матеріалів [141, 142]. Разом із тим застосування аналітичних методів часто пов’язане з необхідністю спрощення геометрії об’єктів і крайових умов, що обмежує їх використання для аналізу складних технічних систем.

У зв’язку з цим у сучасних інженерних дослідженнях аналітичні методи, як правило, застосовуються на початкових етапах дослідження для формування математичної моделі процесу, визначення основних закономірностей та перевірки результатів чисельного моделювання.

Експериментальні методи дослідження. Вони дозволяють отримувати достовірні дані про роботу машин і обладнання, а також перевіряти результати теоретичних і чисельних досліджень [140].

До експериментальних методів належать лабораторні дослідження матеріалів, стендові випробування вузлів і агрегатів, а також дослідно-промислові випробування технічних систем. У процесі таких досліджень визначаються фізико-механічні властивості матеріалів, гідродинамічні параметри потоків, характеристики теплових процесів, а також параметри зношування і руйнування елементів обладнання.

Експериментальні дослідження широко застосовуються під час розроблення та вдосконалення нафтогазового обладнання, зокрема насосів, сепараторів, клапанних механізмів і систем транспортування рідин та газів. Результати експериментальних досліджень дозволяють оцінити ефективність роботи

обладнання, визначити його надійність та встановити закономірності процесів деградації матеріалів.

Водночас проведення експериментальних досліджень часто потребує значних матеріальних витрат, складного обладнання та значних часових ресурсів. Крім того, не завжди існує можливість відтворити у лабораторних умовах повний спектр реальних експлуатаційних навантажень. У зв'язку з цим експериментальні методи дедалі частіше поєднуються з методами комп'ютерного моделювання.

Чисельні методи дослідження. Значний розвиток обчислювальної техніки сприяв широкому впровадженню чисельних методів у наукові дослідження. Чисельні методи дозволяють отримувати наближені розв'язки складних математичних задач, що описують фізичні процеси у технічних системах [143].

До найбільш поширених чисельних методів належать метод скінченних різниць, метод граничних елементів, метод скінченних об'ємів та метод скінченних елементів. Застосування цих методів дозволяє розв'язувати складні диференціальні рівняння, які описують процеси механіки суцільного середовища, гідродинаміки та теплопереносу.

Чисельні методи широко застосовуються для дослідження напружено-деформованого стану конструкцій, аналізу гідродинамічних процесів у потоках рідин і газів, визначення температурних полів, а також для прогнозування зношування та руйнування матеріалів.

Імітаційне моделювання. Одним із найефективніших інструментів сучасних інженерних досліджень є імітаційне моделювання. Його сутність полягає у створенні комп'ютерної моделі технічного об'єкта або процесу, що дозволяє відтворювати його поведінку за різних умов експлуатації [144].

Імітаційне моделювання широко застосовується для дослідження:

– напружено-деформованого стану конструкцій;

– гідродинамічних процесів у потоках рідин і газів;

– теплових процесів;

– процесів зношування і деградації матеріалів;

– взаємодії потоків рідин, газів та твердих частинок.

Використання комп’ютерного моделювання дозволяє проводити численні чисельні експерименти, змінюючи параметри досліджуваної системи та аналізуючи їхній вплив на ефективність роботи обладнання. Це значно скорочує витрати на експериментальні дослідження та прискорює процес розроблення нових технічних рішень [145].

Серед чисельних методів особливе місце займає метод скінченних елементів, який є одним із найбільш універсальних інструментів комп’ютерного інженерного аналізу. Метод скінченних елементів базується на розбитті досліджуваної області на велику кількість малих елементів, для кожного з яких формулюються локальні рівняння рівноваги. Після цього формується система рівнянь для всієї моделі, яка розв’язується за допомогою чисельних методів [146].

Метод скінченних елементів широко застосовується для аналізу напружено-деформованого стану конструкцій, дослідження міцності та довговічності деталей, моделювання теплових процесів і гідродинамічних явищ. Він дозволяє моделювати складні геометричні форми конструкцій і враховувати різноманітні крайові умови.

Завдяки своїй універсальності метод скінченних елементів став одним із основних інструментів комп’ютерного інженерного аналізу та широко застосовується у машинобудуванні, енергетиці, авіаційній та нафтогазовій промисловості.

Обґрунтування вибору методу дослідження. Проведений аналіз показує, що кожен із розглянутих методів дослідження має певні переваги та обмеження. Аналітичні методи дозволяють отримувати узагальнені математичні залежності, однак вони застосовні переважно для спрощених моделей. Експериментальні методи забезпечують високу достовірність результатів, проте потребують значних матеріальних витрат і не завжди дозволяють досліджувати широкий діапазон параметрів.

З огляду на це у дисертаційній роботі для дослідження процесів, що відбуваються в елементах нафтогазового обладнання, обрано та застосовано метод скінченних елементів, який дозволяє визначити напружено-деформований стан конструкцій, дослідити вплив експлуатаційних навантажень та оптимізувати

конструктивні параметри обладнання. Застосування цього методу у поєднанні з теоретичними та експериментальними підходами забезпечує отримання науково обґрунтованих результатів і підвищує ефективність проектування та експлуатації технічних систем.

Донедавна розробку нових конструкцій різноманітного обладнання проводили на основі практичного досвіду попередніх дослідників, а також користуючись спрощеними математичними моделями. Звичайно, такий підхід вимагав значних фізичних і економічних затрат та дуже часто не давав бажаного результату. В сучасних умовах розвитку комп'ютерної техніки, вирішення складних актуальних задач неможливо уявити собі без використання програмних комплексів, які дають можливість моделювати робочі процеси в машинах та обладнанні, вивчення яких є надзвичайно трудомісткою задачею на практиці [147, 148].

Дослідження напружено-деформованого стану є одним із ключових етапів інженерного аналізу елементів нафтогазового обладнання, оскільки дозволяє визначити розподіл внутрішніх напружень і деформацій під дією зовнішніх навантажень. Для цього широко застосовуються різноманітні програмні продукти: ANSYS Workbench, Abaqus, COMSOL Multiphysics, Autodesk Nastran, LS-DYNA, SolidWorks Simulation які базуються на методі скінченних елементів (МСЕ, FEM) [149, 150].

У дисертаційній роботі імітаційне моделювання виконано у модулях Simulation та Flow Simulation, що входять у середовище проектування SolidWorks. Ці модулі було обрано для проведення моделювання завдяки їх інтеграції із середовищем проєктування SolidWorks, що дало змогу виконувати побудову геометричних моделей, підготовку розрахункових схем та аналіз результатів у єдиному програмному комплексі. Це суттєво спростило процес внесення конструктивних змін і скоротило час підготовки моделей до розрахунку.

Порівняно з іншими програмними продуктами, система SolidWorks характеризується зручним інтерфейсом, відносно невисокими вимогами до обчислювальних ресурсів та достатньою точністю для розв'язання задач

дослідження напружено-деформованого стану елементів нафтогазового обладнання.

Методика аналізу передбачає побудову 3D-моделі досліджуваного елемента, задання механічних властивостей матеріалу (модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, границя текучості), прикладання крайових умов (закріплення, тиски, сили, моменти) та подальше розбиття моделі на скінченні елементи (mesh).

Особливу увагу приділяють визначенню критичних зон напружень, де може відбуватися зародження тріщин або руйнування. Крім того, використовується підмодельний підхід, що дозволяє досліджувати окремі елементи складних вузлів із детальнішою дискретизацією [151]. Отримані результати аналізуються за допомогою графічних карт напружень, деформацій та переміщень. Це дозволяє оцінити працездатність елементів обладнання, спрогнозувати їхній термін служби й запобігти аварійним відмовам у процесі експлуатації [152].

Широкого розвитку під час розроблення сепараційного обладнання програми, що реалізують методи CFD [153, 154]. Однією з таких програм є модуль програми SolidWorks – Flow Simulation [155, 156, 157].

Використання методів CFD для дослідження поведінки частинок нафти в сепараторі досліджено в роботах [158, 159]. У роботі [158] проведене дослідження підтверджує точність засобів і методів CFD шляхом порівняння чисельних результатів з експериментальними даними. З іншого боку, автори в роботі [159] у основному представляють різні CFD дослідження сепараторів з використанням методу VOF, дійшовши висновку, що чисельний підхід має багато переваг, оскільки є економічно ефективним і гнучким щодо конструкційних змін. Крім того, використовуючи чисельні результати, оптимізація процесу сепарації призводить до покращених конструкцій сепараторів, здатних вловлювати частинки рідини розміром до 10 мікрометрів [160]. У праці [161] автори застосовують інструменти CFD для дослідження руху потоку через сепаратор та підтверджують, що методи CFD є ефективним інструментом для оцінки продуктивності та процесів оптимізації конструкції сепаратора.

Таким чином, застосування комп’ютерних програм у яких реалізовано метод скінченних елементів під час дослідження напружено-деформованого стану та гідрогазодинамічних процесів забезпечує інженерів інструментом для глибокого аналізу конструкцій, оптимізації їхньої геометрії, зниження маси й вартості матеріалів, а головне – підвищення безпечності та надійності нафтогазового обладнання.

1.6 Висновки до розділу. Визначення мети і завдань дисертаційної роботи

1 Незважаючи на значні результати досліджень, при експлуатації нафтогазового обладнання мають місце відмови і аварії. Методи досліджень потребують вдосконалення для врахування реальних умов експлуатації. Для підвищення надійності та безпеки експлуатації необхідно вдосконалювати конструкції елементів обладнання на основі системного підходу прогнозування критеріїв працездатності.

2. Основними причинами аварій є відмови обладнання. З метою зниження ризику аварій необхідно впроваджувати імітаційне моделювання для прогнозування працездатності обладнання і оцінки зон підвищеного ризику відмов в реальних умовах експлуатації.

3. Системи пожежогасіння на базі діоксиду вуглецю та його суміші з азотом ефективні завдяки ізоляції кисню, охолодженню та утворення інертного шару. Діоксид вуглецю безпечний для електробладнання та резервуарів. Поєднання із піною підвищує швидкість гасіння та знижує ризик вибухів.

4. Діоксид вуглецю утворюється як побічний продукт у різноманітних технологічних процесах, зокрема, при термічній декарбонізації вапняку під час виробництва цементу, при спалюванні вуглеводневого викопного палива у теплових електростанціях, у металургійному виробництві тощо, викидається у атмосферу як активний парниковий газ. Уловлений діоксид вуглецю ефективно використовується у нафтогазовій галузі для інтенсифікації видобування вуглеводнів, що сприяє реалізації принципів низьковуглецевого переходу. Разом з

тим розвиваються технології застосування діоксиду вуглецю для ліквідації техногенних аварій на об’єктах нафтогазової галузі. При цьому діоксид вуглецю стає цінною сировиною. Технології та обладнання уловлювання діоксиду вуглецю необхідно удосконалювати для підвищення їх ефективності.

5. Застосування методів імітаційного моделювання дає змогу детально дослідити поведінку конструкцій під впливом різних навантажень, що дозволяє ефективно аналізувати й оптимізувати їхню геометрію, зменшувати витрати матеріалів і запобігати виникненню аварійних ситуацій. Використання цих методів є економічно вигідним, забезпечує гнучкість проєктних рішень і сприяє підвищенню надійності та безпечності роботи обладнання. Проте відсутній єдиний підхід до вдосконалення бурового та нафтогазового обладнання, що обмежує ефективність його розвитку. Створення узагальненої імітаційної мультифізичної моделі дозволить комплексно оцінювати механічні, гідравлічні, теплові та матеріальні процеси, а також аналізувати різні сценарії роботи та аварій. Це сприятиме підвищенню надійності, довговічності і безпечності обладнання, зменшенню аварійних ризиків та оптимізації модернізаційних рішень.

На основі вищевикладеного можна сформулювати мету та завдання дисертаційного дослідження, які подані нижче.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення рівня безпеки експлуатації промислових об’єктів нафтогазової галузі шляхом удосконалення нафтогазового обладнання із застосування імітаційного моделювання та реалізацією засад низьковуглецевого переходу.

Завдання дисертаційної роботи:

1. Провести аналіз відмов елементів нафтогазового обладнання, методів забезпечення його безаварійної експлуатації, ліквідації аварій, зокрема систем пожежогасіння із застосуванням діоксиду вуглецю, а також підходів до імітаційного моделювання відповідних процесів для обґрунтування мети і завдань дослідження.

2. Розробити комплекс експериментальних установок і методик досліджень фізико-механічних характеристик матеріалів та конструктивних елементів нафтогазового обладнання.

3. Розробити узагальнену імітаційну модель бурового і нафтогазопромислового обладнання на основі інтеграції методу скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки для комплексного дослідження взаємопов’язаних процесів і предиктивного прогнозування відмов на стадії проєктування.

4. За результатами імітаційного моделювання встановити закономірності впливу конструктивних параметрів елементів бурового обладнання на їх напружено-деформований стан і гідродинамічні характеристики та розробити вдосконалені конструкції, що забезпечують підвищення надійності й безаварійності експлуатації.

5. За результатами імітаційного моделювання встановити закономірності впливу конструктивних параметрів елементів нафтогазопромислового обладнання на їх напружено-деформований стан і гідродинамічні характеристики та розробити вдосконалені конструкції, що забезпечують підвищення надійності й безаварійності експлуатації.

6. Розробити, дослідити та оптимізувати конструкції елементів нафтогазового обладнання, призначених для запобігання відмовам і ліквідації їх наслідків.

7. Розробити та вдосконалити обладнання для підвищення безпеки експлуатації нафтогазових об’єктів із реалізацією принципів низьковуглецевого переходу.

РОЗДІЛ 2
МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНСТРУКЦІЙ, МАТЕРІАЛІВ ТА ОБЛАДНАННЯ

У цьому розділі наведено методики експериментальних досліджень конструкцій, матеріалів і обладнання, що використовувалися для оцінки їхньої працездатності, надійності та ефективності в умовах експлуатаційних навантажень. Розглянуто обладнання, експериментальні установки та методичні підходи до проведення досліджень корозійно-втомної витривалості насосних штанг, визначення фізико-механічних характеристик силіконових матеріалів, а також дослідження процесів охолодження, сепарації та очищення газопаропилових потоків димових газів.

Особливу увагу приділено методикам дослідно-промислових випробувань багатосоплових охолоджувачів, сепараційного обладнання та комплексів виділення рідини і механічних частинок із газових потоків. Наведені методики дозволяють оцінити ефективність роботи обладнання в реальних умовах експлуатації, визначити вплив конструктивних параметрів на процеси тепло- і масообміну, а також встановити закономірності руху газорідинних потоків.

У розділі також розглянуто методи імітаційного моделювання, які застосовувалися для аналізу гідродинамічних, теплових і механічних процесів у елементах нафтогазового обладнання.

Окремо представлено підходи до верифікації результатів чисельних досліджень шляхом порівняння результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними, що дозволяє оцінити достовірність розрахункових моделей. На основі проведених досліджень сформовано узагальнену імітаційну модель удосконалення бурового та нафтогазопромислового обладнання, яка може бути використана для оптимізації конструкцій, підвищення їхньої надійності та забезпечення безпечної експлуатації технологічних систем.

2.1 Обладнання та методика дослідження корозійно-втомної витривалості насосних штанг з врахуванням впливу позацентрового розтягу

Для дослідження використовуються зразки насосних штанг діаметром 19 мм виготовлених із сталі 20Н2М та 5Н3МА як нові, так і після 5 річної експлуатації. Зразки піддаються циклічному навантаженню позацентровим розтягом, що відповідає реальним умовам роботи НШ. Для побудови кривих корозійної втоми випробовуються 10 натурних зразків НШ у середовищі сірководню [48, 50]. Кінематична схема, фотографія установки ПРЗ-19 для випробувань зразків НШ на втому, камеру та зразок, показано на рисунку 2.1.

а) б) в) г)

1 – плита; 2 – маховик; 3, 7 – тяга; 4 – зразок; 5 – камера; 6 – затискач; 8 – важіль; 9 – кулачок; 10 – черв'ячний редуктор; 11 – вантаж; 12 – клинопасова передача; 13 – електродвигун

Рисунок 2.1 – Кінематична схема установки ПРЗ-19 (а), фотографія установки (б), камера для випробувань у середовищі (в) та зразок із НШ, закріплений у затискачах установки (г)

Зразки із НШ випробовуються на корозійну втому за віднульового циклу навантаженням розтягом частотою 0,5 Гц. На плиті 1, розташованій на рамі, змонтовано пристрій для регулювання навантаження на зразок, що складається з натяжного гвинта із маховиком 2 та тяг 3 і 7. Нижня тяга через шарнір з'єднується

з важелем 8. На одному кінці важеля через шарнірну підвіску закріплені вантажі. Для досягнення рівноваги важеля без вантажів використано контрвантажі. Число циклів навантаження зразка визначається за показами лічильника. Змінне навантаження на зразку виникає завдяки кулачковому механізму, дію якого забезпечує електродвигун 13, клинопасова передача 12, черв'ячний редуктор 10, на валу якого змонтовано кулачок 9.

Перед випробуваннями зразок 4 разом із камерою для середовища прикріплюється до затискачів 6. Щоб уникнути проковзування зразка у затискачах обидва його кінці фіксуються гайкам. Далі на шарнірну підвіску важеля 8 встановлюються вантажі, маса яких і визначає напруження, яке виникатиме у досліджуваному зразку. Вага вантажів $P_{вант}$ розраховується за емпіричною залежністю (2.1):

$$P_{вант} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot d^2 \cdot 10^4}{2\left(1 + \frac{8e}{d}\right)}, \qquad (2.1)$$

де d – діаметр зразка, м;

σ – задана величина напружень у зразку, МПа;

e – зміщення осі зразка відносно осі тяги, м.

Навантаження, прикладене до зразка, визначається як $P = 50P_{вант}$. Під час обертання кулачка 9 зусилля від вантажів 11 через важіль 8 прикладається до зразка 4, вісь якого зміщена на 40 мм відносно осі тяг 3 та 7.

Фактичні напруження $\sigma_ф$, що виникають у зразку НШ, визначається як (2.2):

$$\sigma_ф = \frac{2P_{вант} \cdot \left(1 + \frac{8e}{d_ф}\right)}{\pi \cdot d_ф^2 \cdot 10^4}, \qquad (2.2)$$

де $d_ф$ – фактичний діаметр зразка у місці руйнування, м.

Отже, запропонована методика дослідження дозволяє оцінити вплив позацентрового розтягу та корозійного середовища на корозійно-втомну витривалість насосних штанг, а також встановити закономірності зміни їхньої працездатності залежно від умов експлуатації та фізико-механічних властивостей матеріалу.

Отримані результати будуть важливими для підвищення надійності елементів нафтогазового обладнання та обґрунтування вибору матеріалів, що працюють в умовах циклічних навантажень і агресивних середовищ.

Водночас під час розроблення ущільнювальних, демпфувальних, захисних та взагалі елементів обладнання, важливу роль відіграють полімерні матеріали, зокрема силікони, характеристики яких визначають ефективність і довговічність. У зв’язку з цим у наступному підрозділі розглянуто способи виготовлення експериментальних зразків, призначених для визначення механічних властивостей силікону SKR-788. Отримані характеристики матеріалу будуть використані надалі для комплексного дослідження розробленої конструкції регульованого сопла Лаваля як методом імітаційного моделювання, так і експериментально.

2.2 Експериментальні зразки для встановлення характеристик силікону

Проєктування сучасних машин і обладнання часто здійснюють на масштабних моделях для узгодження експериментальних результатів із теоретичними розрахунками. Для дослідження неметалевих елементів запропоновано виготовляти моделі з ливарного силікону, визначити його механічні властивості на зразках у яких відсутні дефекти і використовувати отримані характеристики в розрахунках методом скінченних елементів для аналізу та оптимізації конструкцій [162]. Це дозволяє пришвидшити процес проектування, обробити велику кількість можливих варіантів та результатів експериментальних досліджень.

Для проведення досліджень застосовано ливарний силікон SKR-788, характеристики та особливості роботи з яким наведені у [163].

Під час досліджень елементів моделей машин та обладнання, які виготовлені із силікону, необхідно мати інформацію – залежність між видовженням і напруженням у зразку під час його розтягу. Встановити такі залежності можна з допомогою спеціального стенду, але на їх точність суттєво впливатиме структура зразків (наявність зовнішніх та внутрішніх дефектів).

Для дослідження властивостей силікону SKR-788 виготовлено дослідний зразок за розмірами наведеними на рисунку 2.2 із застосуванням воскової розділювальної пасти Release Wax [164].

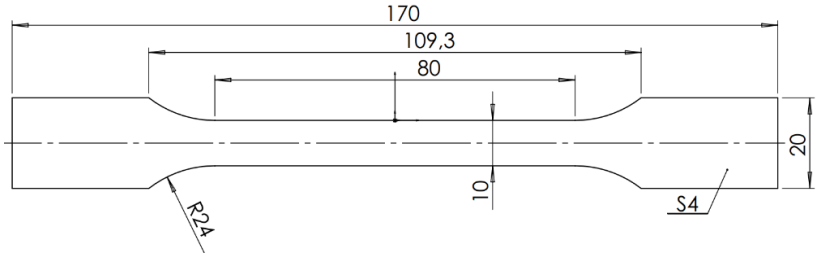


Рисунок 2.2 – Розміри дослідного зразка

На першому етапі для виливання дослідного зразка виготовлено спеціальну форму із фанери, особливістю якої є те, що вона складається із окремих елементів та може бути скомпонована у одну велику форму, в якій можна виливати декілька однотипних (з однаковими розмірами та властивостями) зразків одночасно [162].

Під час першого дослідження зразка для усунення прилипання силікону до елементів форми застосовано поліетиленову прокладку. Змішування основи і каталізатора силікону проводилось у відкритій посудині з допомогою пластикової лопатки. Заливання силікону проводилось у відкриту форму, яка закривалась поліетиленовою прокладкою і елементом форми. Після 24 годин застигання дослідні зразки вилучено із форми. На них виявлено зовнішні та внутрішні дефекти. Зовнішнім дефектом є хвилястість зовнішньої поверхні (обумовлена наявністю повітря під поліетиленовою прокладкою та її зминанням, внутрішній дефект – неоднорідна структура матеріалу (через наявність повітря у силіконі, яке потрапляє у нього під час змішування основи з каталізатором).

Також виготовлено дослідні зразки аналогічним способом, відмінністю якого є відсутність поліетиленових прокладок. Натомість застосовано воскову

розділювальну пасту. Але і такі заходи не дали можливості отримати дослідний зразок однорідної структури.

На наступному етапі замінено окремі елементи форми із фанери на елементи, виготовлені із оргскла (акрилу). Це дало змогу отримати високу якість зовнішньої поверхні зразка за рахунок меншої шорсткості оргскла порівняно із фанерою. Також застосування оргскла дало можливість візуально спостерігати за процесом заливання силікону в форму.

Проте навіть у випадку застосування елементів, виготовлених із оргскла, не вдалося отримати однорідну внутрішню структуру тіла дослідного зразка.

Для отримання однорідної структури дослідного зразка запропоновано новий підхід до змішування основи з каталізатором – використання шнека, що приводиться у обертання за допомогою двигуна (рис. 2.3), а заповнення форм відбувалося за допомогою циліндра (рис. 2.4). Змішування основи із каталізатором проводили безпосередньо у циліндрі.

Один із зразків, що виготовлені із застосуванням нового підходу, зображений на рисунку 2.5.

Рисунок 2.3 – Шнек з приводом від двигуна

Рисунок 2.4 – Заповнення форм

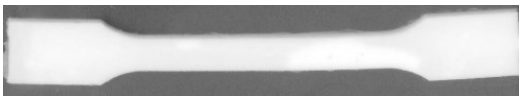


Рисунок 2.5 – Зразок із силікону виготовлений без дефектів

Застосувавши новий підхід до змішування основи з каталізатором виготовлено серію дослідних зразків, у яких відсутні зовнішні та внутрішні дефекти, які спостерігались у попередніх зразках.

Виготовлення бездефектних дослідних зразків створюють основу для подальшого використання масштабних моделей під час аналізу роботи елементів машин і обладнання. Отримані характеристики матеріалу дають змогу підвищити достовірність експериментальних і чисельних досліджень.

Застосування виготовлених зразків є особливо важливим під час дослідження та вдосконалення процесів та обладнання для охолодження газопаропилових потоків, де необхідно враховувати складну взаємодію рідких, газових і твердих фаз. У зв'язку з цим подальший розділ присвячений обладнанню та методикам досліджень комплексу виділення рідини і механічних часток з димових газів, а також використовуваним експериментальним установкам і способам оцінювання ефективності роботи обладнання.

2.3 Обладнання та методики досліджень комплексу виділення рідини і механічних часток з димових газів

2.3.1 Установка та методика експериментальних досліджень сепараторів

Експериментальне верифікування розроблених чисельних моделей газорідинних сепараторів та визначення їхніх характеристик здійснюється на спеціалізованому експериментально-дослідному гідрогазодинамічному комплексі (рис. 2.6). [165].

Рисунок 2.6 – Експериментально-дослідний гідрогазодинамічний комплекс

Експериментально-дослідний комплекс призначений для вирішення таких науково-прикладних завдань:

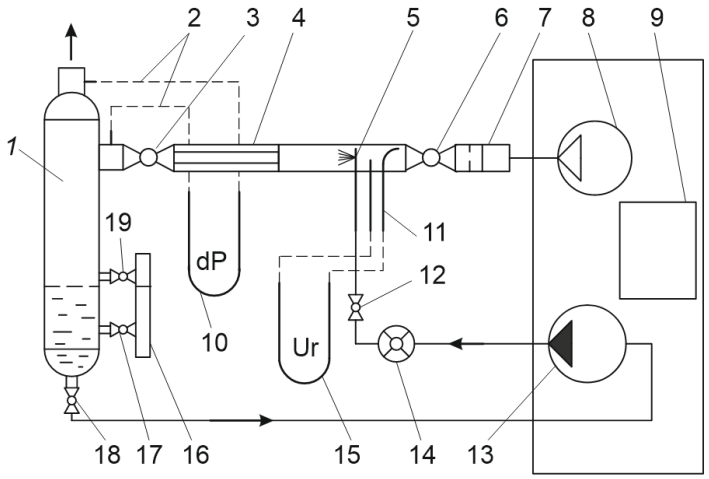
– відтворення просторової та термогідродинамічної структури гетерогенного потоку в проточній частині апаратів у режимах, які наближені до умов експлуатації;

– забезпечення широкого діапазону варіювання режимних параметрів (масового газовмісту, дисперсності капілярної фази, вхідних швидкостей та тисків) для побудови багатофакторних параметричних залежностей;

– прецизійне вимірювання кінематичних і термодинамічних параметрів багатокомпонентного середовища на границях контрольних об’ємів;

– забезпечення системної техногенної стійкості комплексу та безпеки дослідницького персоналу при роботі з високонапірними аеродисперсними системами.

Принципову схему взаємодії конструктивних вузлів та контрольно-вимірювальних ліній експериментально-дослідного комплексу наведено на рисунку 2.7.



1 – сепаратор; 2 – трубка; 3, 6, 12, 17, 18, 19 – кран; 4 – діоптр;
5 – розпилювач; 7 – діафрагма; 8 – компресор; 9 – пульт керування;
10 – дифманометр; 11 – газодинамічна трубка; 13 – насос; 14 – лічильник;
15 – дифманометр-витратомір; 16 – показник рівня

Рисунок 2.7 – Схема взаємодії конструктивних вузлів та контрольно-вимірювальних ліній експериментально-дослідного комплексу

Структурно експериментально-дослідний комплекс розділений на три взаємозв’язані підсистеми:

– блок генерації та стабілізації гетерогенного потоку: включає компресор 8 з можливістю регулювання витрати та тиску, насос 13, пульт керування 9 та розпилювач 5, газодинамічна трубка 11 та оптични діоптр 4;

– дослідна система: змінна повнорозмірна модель сепаратора 1 обладнана покажчиком рівня рідини 16 та вузлами дренування відсепарованої фази;

– контрольно-вимірювальний комплекс: дифманометр 10, диференційні манометри-витратоміри 15, лічильник рідини 14 та оптичні системи візуалізації фазових трансформацій.

Для реєстрації структури течії безпосередньо перед входом у сепаратор інтегровано високоміцний скляний діоптр 4 (рис. 2.8).

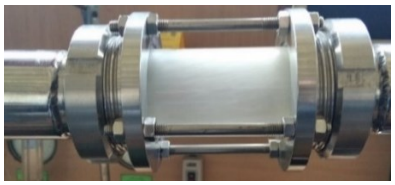


Рисунок 2.8 – Діоптр

Фізичний принцип функціонування комплексу базується на створенні замкненого циркуляційного контуру по рідкій фазі та розімкненого – по газовій. При ввімкненні компресора 8 стиснене повітря подається крізь діафрагму 7 та регулювальну арматуру 6, 3 до оптичного діоптра 4. Гетерогенізація потоку реалізується шляхом упорскування рідини крізь розпилювач 5, яка нагнітається насосом 13 із нажньої частини корпусу сепаратора 1.

Застосування нижньої частини копрусу сепаратора 1 як інтегрованого ресивера-накопичувача дозволяє не застосовувати додаткові резервуари, мінімізувати гідравлічні втрати у всмоктувальній лінії та забезпечити термодинамічну стабільність властивостей рідини під час тривалих безперервних експериментальних сесій.

Керування кінематичною структурою гетерогенної суміші реалізується варіацією частоти обертання валів нагнітальних машин за допомогою пульта керування 9: масова витрата газової фази регулюється зміною обертів вала компресора 8, а масова витрата дисперсної фази – зміною частоти обертів вала насоса 13 з контролем параметрів за допомогою витратоміра 14.

Методологічний алгоритм проведення експериментальних досліджень та обробки первинних даних включає такі послідовні етапи:

– етап калібрування: монтаж сепаратора 1, перевірка герметичності запірних елементів, перевірка дифманометрів 10, 15 та заповнення нижньої частини сепаратора рідиною до відмітки за шкалою покажчика рівня 16;

– етап стабілізації робочого режиму: запуск компресора та насоса з виведенням установки на робочий режим протягом 1-2 хв до повної ліквідації перехідних гідродинамічних процесів та досягнення квазістаціонарного термодинамічного стану;

– етап вимірювання: фіксація параметрів газових потоків, вимірювання статичного тиску на сепараційному пакеті та визначення залишкової вологи на вихідному патрубку.

2.3.2 Установка та методики дослідно-промислових випробовувань комплексу для охолодження та відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів

Головною метою дослідно-промислових випробувань є експериментальна оцінка функціональних можливостей та ефективності комплексу для охолодження та відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів.

Дослідно-промисловий комплекс інтегровано у байпасну лінію відводу димових газів з випалювальних печей ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ», що дозволило проводити дослідження без порушення стабільності основного виробничого регламенту підприємства.

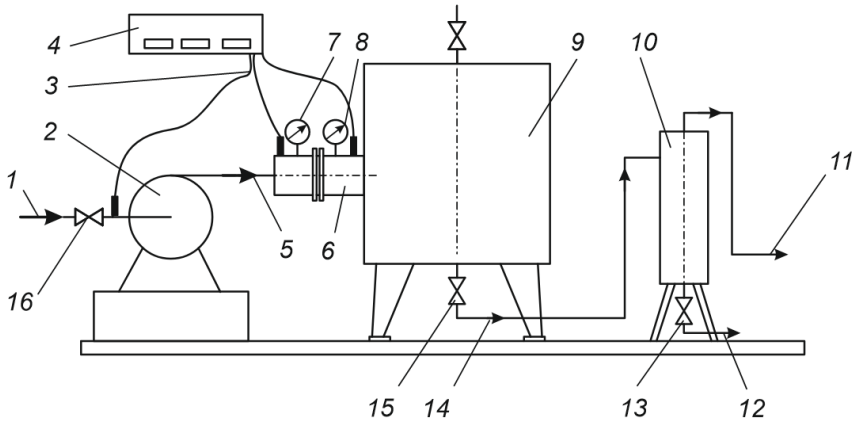
У процесі проведення експериментів визначалися такі групи параметрів:

– монтажно-технологічна адаптивність: оцінка ергономічності, зручності просторової дислокації, інтеграції та пусконалагодження вузлів апарату в умовах промислового майданчика;

– функціональна стабільність: верифікація працездатності комплексу при змінних газодинамічних навантаженнях та флуктуаціях масової витрати середовища;

– технологічні показники: визначення фактичної пропускної здатності, гідравлічного опору, температурних градієнтів, а також ефективності уловлювання сконденсованої вологи та дисперсних механічних домішок.

Принципову структурно-кінематичну схему взаємодії елементів комплексу наведено на рисунку 2.9.



1 – вхідний патрубок газопаропилового потоку; 2 – нагнітальний вентилятор високого тиску; 3 – лінії зв’язку та передачі даних; 4 – блок моніторингу та контролю температури; 5 – напірний газопровід; 6 – надзвуковий багатосопловий пристрій; 7, 8 – манометри; 9 – буферна ємність; 10 – вертикальний сепаратор;
11 – магістраль відведення осушеного та очищеного газового потоку;
12 – дренажний патрубок виходу конденсату; 13, 15 – запірно-регулювальні вентилі;
14 – лінія відведення охолодженого вологого газу;
16 – регулювальна засувка керування витратою

Рисунок 2.9 – Принципова структурно-кінематична схема взаємодії елементів комплексу для відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів

Фізико-хімічний принцип функціонування розробленого промислового комплексу базується на ефекті базується на ефекті адіабатичного розширення стисливого гетерогенного середовища. Вихідний високотемпературний димовий газ через вхідний патрубок 1 надходить до нагнітального вентилятора 2, який забезпечує подолання сумарного гідравлічного опору системи та створює необхідний повний тиск нагнітання. Потік під тиском по газовідводу 5 транспортується до надзвукового багатосоплового пристрою 6, геометрія проточної частини якого розрахована на прискорення середовища до чисел Маха M>1,3…1,4. Внаслідок інтенсивного надзвукового розширення відбувається падіння температури газу нижче точки роси, що ініціює об'ємну фазову конденсацію водяної пари безпосередньо на дисперсних механічних частинках пилу, які виступають центрами нуклеації. Згенерована у такий спосіб високодисперсна газорідинна емульсія з багатосоплового пристрою 6 надходить у буферну ємність 9, де стабілізується кінематична структура потоку і відбувається первинне гравітаційне осадження укрупнених конгломератів. Фінішне очищення реалізується у вертикальному сепараторі 10, де під дією відцентрових сил краплинна волога разом із захопленими нею механічними домішками вилучається з потоку і відводиться крізь нижній дренажний патрубок 12. Очищений та осушений димовий газ відводиться через верхню магістраль 11. Регулювання масової витрати суміші та встановлення режимів дроселювання здійснюється засувкою 16, а контроль температури виконується блоком 4, тоді як реєстрація тиску здійснюється за допомогою манометрів 7, 8.

Для забезпечення системності та повноти отриманих наукових результатів, програму дослідно-промислових випробувань було розділено на два послідовно реалізовані етапи:

1. дослідно-промислові випробовування багатосоплового охолоджувача газопаропилового потоку димових газів;

2. дослідно-промислові випробування комплексу для відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів.

2.3.2.1 Методика дослідно-промислових випробовувань багатосоплового охолоджувача газопаропилового потоку димових газів

Експериментальне вивчення закономірностей зниження статичної температури газопаропилового потоку та верифікація чисельних моделей надзвукових газових потоків виконувалися шляхом порівняльного тестування змінних блоків проточної частини.

Програмою дослідно-промислових випробувань передбачено використання таких експериментальних зразків та джерел даних:

– експериментальний комплект № 1: збірна касета надзвукових сопел Лаваля (Варіант 1) з номінальним діаметром критичного перерізу d_{cr} = 12 мм;

– експериментальний комплект № 2: збірна касета надзвукових сопел Лаваля (Варіант 2) з номінальним діаметром критичного перерізу d_{cr} = 8 мм;

– верифікаційний масив даних: граничні та проміжні значення газодинамічних параметрів для альтернативних геометричних конфігурацій сопел Лаваля, одержані в результаті попередніх лабораторних досліджень CFD.

Методика підготовки та проведення експерименту.

Технологічний регламент підготовки дослідно-промислового комплексу до випробувань включає такі послідовні процедури:

– реалізація підготовчих робіт на байпасному газовідводі відповідно до базової схеми (рис. 2.9) з урахуванням поточних параметрів пилогазонасичення промислового тракту;

– монтаж, юстування та метрологічна атестація первинних вимірювальних перетворювачів контрольно-вимірювальної станції;

– інтеграція в корпус багатосоплового пристрою 6 експериментального комплекту № 1 (d_{cr} = 12 мм).;

– проведення тестового короткочасного пуску (тривалістю не більше 15 хв) для перевірки герметичності фланцевих з’єднань, оцінки запірно-регулювальної арматури та контролю працездатності блоку 4 під впливом температурних навантажень.

Порядок безпосереднього проведення дослідно-промислових випробувань для кожного змінного комплекту сопел формалізується такою послідовністю операцій:

– ініціація руху газопаропилового потоку шляхом повного відкриття регулювальної засувки 16 та запірного вентиля 15 з одночасною активацією нагнітального вентилятора 2;

– стабілізація газодинамічних процесів у системі протягом 20-25 хв до досягнення сталого теплового балансу стінок сопел Лаваля;

– реєстрація термодинамічних параметрів парогазопилового потоку на вході та виході надзвукового багатосоплового пристрою;

– фіксація виміряних значень (табл. 2.2);

– повна зупинка подачі газу, декомпресія системи, технологічний демонтаж комплекту сопел № 1 та монтаж комплекту сопел № 2 (d_{cr} = 8 мм) з наступним повторенням повного циклу вимірювань на аналогічних режимах.

Експериментальні дані, одержані в результаті дослідів для обох геометричних модифікацій сопел заносяться у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Контрольовані параметри роботи багатосоплового пристрою

Параметр	Досліди									
	Комплект сопел 1 (dcr = 12 мм)					Комплект сопел 1 (dcr = 8 мм)				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тиск, МПа										
Температура перед багатосопловим пристроєм, ºС										
Температура після багатосоплового пристрою, ºС										
Тиск перед багатосопловим пристроєм, ºС										
Тиск після багатосоплового пристрою, ºС										
Об’ємна витрата газопаропилового потоку, м^3/с										

На рисунку 2.10 показано установку для дослідно-промислових випробовувань багатосоплового охолоджувача газопаропилового потоку димових газів, яка розміщена на ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ».

Рисунок 2.10 – Установка для дослідно-промислових випробовувань багатосоплового охолоджувача газопаропилового потоку димових газів

2.3.2.2 Методика дослідно-промислових випробувань комплексу для відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів

Експериментальне дослідження сумісної роботи надзвукового охолоджувача та вертикального сепаратора виконувалося з метою визначення ефективності охолодження та відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів. Для проведення випробувань використовувався базовий функціональний блок комплексу, оснащений змінною надзвуковою касетою сопел Лаваля з раціональним діаметром критичного перерізу d_{cr} = 12 мм (експериментальний комплект № 1), що забезпечує оптимальний термодинамічний потенціал об’ємної конденсації.

Технологічний регламент підготовки та проведення комплексних випробувань. Підготовчий етап промислових випробувань включає проведення таких інженерних та метрологічних процедур:

– здійснення комплексу підготовчих робіт на байпасному газовідводі відповідно до принципової схеми (рис. 2.9) за умов безперервного виробничого процесу;

– монтаж, комутація та юстування первинних вимірювальних перетворювачів і витратомірних вузлів згідно з галузевими нормативними вимогамита регламентом підприємства;

– встановлення касети надзвукових сопел (d_{cr} = 12 мм) у фланцевому з'єднанні корпусу надзвукового багатосоплового пристрою 6;

– проведення контрольного пуску тривалістю до 15ха з подачею газопаропилового потоку для перевірки герметичності з'єднань установки під тиском та функціонування контрольно-вимірювальних систем.

Порядок безпосереднього проведення дослідно-промислових випробувань реалізується за такою послідовністю операцій:

– ініціація руху середовища шляхом переведення запірно-регулювальних вентилів 13, 15 та магістральної засувки 16 у стан повного відкриття;

– стабілізація гідродинамічних, теплових та масообмінних процесів у системі протягом 20.-25 хв для досягнення стаціонарного теплового режиму та формування стійкої рідкої плівки на внутрішніх стінках сепараційного пакета сепаратора;

– контроль та запис кінематичних і термодинамічних параметрів (тисків, температур і об'ємної витрати);

– організація відбору та обліку рідкої фази, що виходить через нижній дренажний патрубок сепаратора;

– оцінка масового вмісту залишкової краплинної вологи у вихідному очищеному газі шляхом;

– фіксація усереднених значень параметрів у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри роботи комплексу для відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів

Параметр	Досліди				
	1	2	3	4	5
Тиск, МПа					
Температура перед багатосопловим пристроєм, ºС					
Температура після багатосоплового пристрою, ºС					
Тиск перед багатосопловим пристроєм, ºС					
Тиск після багатосоплового пристрою, ºС					
Витрата газопаропилового потоку димових газів, м^3/с					
Об'єм води з домішками, що видаляється сепаратором, л/год					
Об'єм залишкової води у вихідних газах із установки, мл/год					

На рисунку 2.11 показано установку для дослідно-промислових випробовувань комплексу охолодження та відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів, яка розміщена на ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ».

Рисунок 2.11 – Установка для дослідно-промислових випробовувань комплексу охолодження та відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів

Отже, результати які будуть отримані, дадуть змогу оцінити ефективність окремих елементів комплексу, визначити вплив конструктивних параметрів на процеси охолодження паропилогазового потоку та відділення з нього рідини і механічних частинок, а також сформувати вихідні дані для подальших аналізів.

Разом із експериментальними методами важливе значення має використання сучасних підходів комп’ютерного аналізу, які дозволяють досліджувати процеси руху потоків, розподіл швидкостей, тисків і траєкторій частинок у складних технічних системах. Застосування імітаційного моделювання дає можливість проводити чисельні експерименти, оптимізувати конструкції обладнання та прогнозувати ефективність його роботи ще на етапі проєктування.

У зв’язку з цим наступний підрозділ присвячений методам імітаційного моделювання, зокрема моделюванню параметрів газового потоку методом

скінченних об’ємів, визначенню ефективності сепарації, фізичним моделям руху частинок та застосуванню методу скінченних елементів для дослідження процесів і явищ у нафтогазовому обладнанні.

2.4 Методи імітаційного моделювання

2.4.1 Моделювання параметрів газового потоку методом скінченних об’ємів

Для моделювання параметрів газового потоку застосовується модуль програми SolidWorks – Flow Simulation. Він розв’язує рівняння Нав’є-Стокса, які представляють закони збереження маси, імпульсу та енергії для потоків рідини. Ці рівняння посилюються рівняннями стану та емпіричними залежностями властивостей рідини (густини, в’язкості та теплопровідності) від температури. В’язкість непружних неньютонівських рідин залежить від швидкості зсуву і температури, тоді як щільність стисливих рідин залежить від тиску. Конкретні проблеми визначаються геометрією, крайовими та початковими умовами.

Flow Simulation передбачає як ламінарні, так і турбулентні потоки. Ламінарні потоки відбуваються при низьких числах Рейнольдса, що визначаються швидкістю, масштабом довжини та кінематичною в’язкістю. Вище критичного числа Рейнольдса потоки стають турбулентними з випадковими флуктуаціями. Більшість інженерних потоків є турбулентними, тому Flow Simulation зосереджується на них, використовуючи усереднені за Фавром рівняння Нав’є–Стокса для включення ефектів турбулентності та використовуючи модель k-ε для закриття турбулентності.

Одна і та ж система рівнянь описує як ламінарні, так і турбулентні течії, допускаючи переходи між ними. Для моделей з рухомими стінками задані відповідні крайові умови. Для моделей з обертовими частинами симуляція використовує обертові системи координат, вимагаючи осесиметричних нерухомих частин.

Закони збереження маси, імпульсу та енергії можна записати у формі збереження в локальних декартових координатах [157]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_M^p \tag{2.3}$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j\right) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R\right) + S_i + S_{Ii}^p;\ i = 1,2,3;\ j = 1,2,3 \tag{2.4}$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[u_j\left(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R\right) + q_i\right] + \frac{\partial p}{\partial t} + S_i u_i + S_H^p + Q_H$$
$$H = h(P,T,y) + \frac{u^2}{2} + k \tag{2.5}$$

де: u – швидкість рідини;

p – густина рідини;

S_i – розподілена по масі зовнішня сила на одиницю маси через опір пористого середовища (S_i^{porous}), сила тяжіння ($S_i^{\text{gravity}} = \rho g_i$, де g_i – складова прискорення сили тяжіння вздовж *i*-го напрямку координат), і обертання системи координат (S_i^{rotation}), i.e., $S_i = S_i^{\text{porous}} + S_i^{\text{gravity}} + S_i^{\text{rotation}}$;

H – повна ентальпія в локальній системі відліку;

$h(P,T,y)$ – теплова ентальпія при даному тиску (P), температура (T) і компоненти рідкої суміші y; $y = y_1, \ldots, y_n$ – вектор концентрації компонентів рідинної суміші;

k – кінетична енергія турбулентності;

S_M^p, S_{Ii}^p, S_H^p – додаткові терми міжфазного обміну внаслідок взаємодії частинок Ейлера–Лагранжа;

Q_H – джерело тепла або поглинач на одиницю об’єму;

τ_{ij} – тензор напружень в’язкого зсуву;

q_i – дифузійний тепловий потік.

Нижні індекси позначають підсумовування за трьома координатними напрямками.

Під час проведення розрахунків із активованою опцією потоку з високим числом Маха використовується наступне рівняння енергії:

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \left(E + \frac{p}{\rho}\right)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[u_j\left(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R\right) + q_i\right] - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho\varepsilon + Q_H$$
$$E = e(\rho, T, y) + \frac{u^2}{2} \tag{2.6}$$

де: $e(\rho, T, y)$ – внутрішньої енергії при заданій густині рідини (ρ), температура (T), і компоненти рідкої суміші y.

Для ньютонівських рідин тензор напруги в'язкого зсуву визначається як:

$$\tau_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial t_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right) \tag{2.7}$$

Згідно з припущенням Буссінеска, тензор напружень Рейнольдса має такий вигляд:

$$\tau_{ij}^R = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial t_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{2.8}$$

де: δ_{ij} – Дельта-функція Кронекера (дорівнює одиниці при $i = j$ але нуль інакше);

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості;

μ_t – коефіцієнт турбулентної вихрової в'язкості; k – турбулентна кінетична енергія.

Слід зазначити, що μ_t та k дорівнюють нулю для ламінарних потоків. В рамках $k - \varepsilon$ модель турбулентності, μ_t визначається на основі двох фундаментальних

характеристик турбулентності, зокрема турбулентної кінетичної енергії k і турбулентне розсіювання ε:

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \tag{2.9}$$

де: f_μ – коефіцієнт турбулентної в'язкості, визначений рівнянням 8:

$$f_\mu = \left[1 - exp\left(-0.0165 R_y\right)\right]^2 \cdot \left(1 + \frac{20.5}{R_T}\right) \tag{2.10}$$

де: $R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}, R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}$ (y – відстані від стіни).

Ця функція дозволяє врахувати ламінарно-турбулентний перехід.

Два додаткових рівняння переносу (2.11 і 2.12) використовуються для опису турбулентної кінетичної енергії (k) і розсіювання (ε):

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + S_k \tag{2.11}$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + S_\varepsilon \tag{2.12}$$

де S_k та S_ε визначаються як у рівняннях 2.13 і 2.14:

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_y P_B \tag{2.13}$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon_1} \frac{\varepsilon}{k}\left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B\right) - C_{\varepsilon_2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \tag{2.14}$$

де: P_B – турбулентна генерація, викликана силами плавучості. Його можна записати у вигляді рівняння 2.15:

$$P_B = \frac{g_i}{\sigma_B}\frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_i} \tag{2.15}$$

де: g_i – складова прискорення гравітації в напрямкуx_i; σ_B = 0.9, і константа C_B визначається як: C_B = 1 коли P_B > 0, і 0 інші.

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu}\right);\ f_\mu = 1 - exp(-R_T^2) \tag{2.16}$$

Постійні C_μ, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$,σ_k, σ_ε визначаються емпірично. Наступні значення зазвичай використовуються в Flow Simulation:

$$C_\mu = 0.09;\ C_{\varepsilon 1} = 1.44;\ C_{\varepsilon 2} = 1.92;\ \sigma_\varepsilon = 1.3;\ \sigma_k = 1 \tag{2.17}$$

де число Льюїса $Le = 1$ дифузійний тепловий потік (q_i) визначається як:

$$q_i = \left(\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_c}\right)\frac{\partial h}{\partial x_i};\ i = 1, 2, 3 \tag{2.18}$$

де: σ_c= 0.9; P_r – Число Прандтля;

h – теплова ентальпія.

Ці рівняння охоплюють як ламінарні, так і турбулентні потоки з гнучкістю для переходів між цими станами. Параметри k та μ_t дорівнюють нулю для суто ламінарних потоків [157].

2.4.2 Методи визначення ефективності сепарації методом скінченних об’ємів

Flow Simulation дозволяє розрахувати двофазні потоки як рух частинок у стаціонарному полі потоку, де вплив частинок на потік рідини (включаючи її температуру) є незначним [157].

Як правило, у цьому випадку масова швидкість потоку частинок повинна бути нижчою, ніж приблизно 30% масової швидкості потоку рідини. Для моделювання розбавлених двофазних потоків, де потоки газів або рідин, забруднених частинками, використовується підхід Лагранжа.

Частинки певного (рідкого або твердого) матеріалу та постійної маси вважаються сферичними. Траєкторії частинок визначаються чисельним інтегруванням рівняння:

$$m_p \frac{d\vec{U}_p}{dt} = \frac{1}{8}\pi\mu d\, Re\, C_D\left(\vec{U} - \vec{U}_p\right) - \frac{1}{6}\pi d^3 \nabla P + m_p \vec{g} \qquad (2.19)$$

де m_p – маса частинки;

$\vec{U}_p$ – вектор швидкості частинки;

d – діаметр частинки;

C_D – коефіцієнт опору частинки;

$\vec{g}$ – вектор прискорення сили тяжіння;

Re – число Рейнольдса, засноване на діаметрі частинок, відносній швидкості, щільності та в’язкості вільного потоку.

Коефіцієнт опору частинок розраховується за формулою Хендерсона, отриманою для безперервних і розріджених, дозвукових і надзвукових, ламінарних, перехідних і турбулентних потоків над частинками, а також з урахуванням різниці температур між рідиною і частинкою. Обертання частинок, їх взаємодія одна з одною, рух Брауна і додаткові сили не враховуються.

Для дозвукового потоку (M ≤ 1):

$$C_D^{sub} = 24\left[\mathrm{Re} + S\left(4.33 + \frac{3.65 - 1.53\frac{T_p}{T}}{1 + 0.353\frac{T_p}{T}}\exp\left(-0.247\frac{\mathrm{Re}}{S}\right)\right)\right]^{-1} +$$

$$+ \exp\left(-\frac{0.5M}{\sqrt{\mathrm{Re}}}\right)\left[\frac{4.5 + 0.38\left(0.03\,\mathrm{Re} + 0.48\sqrt{\mathrm{Re}}\right)}{1 + 0.03\,\mathrm{Re} + 0.48\sqrt{\mathrm{Re}}} + 0.1M^2 + 0.2M^8\right] +$$

$$+ \left[1 - \exp\left(-\frac{M}{\mathrm{Re}}\right)\right]0.6S \qquad (2.20)$$

Для надзвукового потоку (M ≥ 1.75):

$$C_D^{\sup er} = \frac{\frac{0.9 + 0.34}{M_\infty^2} + 1.86\left(\frac{M_\infty}{\mathrm{Re}_\infty}\right)^{0.5}\left[2 + \frac{2}{S_\infty^2}\left(\frac{T_p}{T}\right)^{0.5} - \frac{1}{S_\infty^4}\right]}{1 + 1.86\left(\frac{M_\infty}{\mathrm{Re}_\infty}\right)^{0.5}} \qquad (2.21)$$

Для режимів течії з числом Маха від 1 до 1,75 слід використовувати лінійну інтерполяцію:

$$C_D = C_D^{sub}(1, \mathrm{Re}) + \frac{4}{3}(M_\infty - 1)\left[C_D^{\sup er}(1.75, \mathrm{Re}) - C_D^{sub}(1, \mathrm{Re})\right] \qquad (2.22)$$

де $C_D^{sub}(1, \mathrm{Re})$ – коефіцієнт лобового опору, розрахований за допомогою кореляції для дозвукового потоку з M = 1;

$C_D^{\sup er}(1.75, \mathrm{Re})$ – коефіцієнт лобового опору, розрахований за допомогою кореляції для надзвукового потоку з M = 1.75;

M – Маха, засноване на відносній швидкості між частинкою та потоком газу;

$S = M\sqrt{\gamma/2}$ це відношення молекулярних швидкостей;

γ – питома теплоємність;

T – це температура рідини у вільному потоці, – температура частинки, а індекс ‘∞’ відноситься до умов вільного потоку.

Рівняння теплової енергії для частинки задається формулою:

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = \pi d \cdot k \cdot Nu\left(T - T_p\right) \tag{2.23}$$

де C_p це питома теплоємність частинки;

Tp – температура частинки;

k – теплопровідність рідини;

Nu – число Нуссельта.

Коефіцієнт теплопередачі частинка/рідина розраховується за формулою:

$$Nu = \frac{2 + 0.459\, Re^{0.55}\, Pr^{0.33}}{1 + 3.42 \frac{M}{Re\, Pr}\left(2 + 0.459\, Re^{0.55}\, Pr^{0.33}\right)} \tag{2.24}$$

При необхідності враховується сила тяжіння. Оскільки маса частинок вважається постійною, частинки, охолоджені або нагріті навколишньою рідиною, змінюють свій розмір.

Взаємодія частинок з модельними поверхнями враховується шляхом визначення або повного поглинання частинок (що є типовим для крапель рідини, що стикаються з поверхнею з низькою чи середньою швидкістю), або ідеального чи неідеального відбиття (що є типовим для твердих частинок). Ідеальне відбиття означає, що в площині зіткнення, визначеній вектором швидкості частинки та нормаллю до поверхні в точці зіткнення, компонент швидкості частинки, дотичний до поверхні, зберігається, тоді як компонент швидкості частинки, нормальний до поверхні, змінює свій знак. Неідеальне відображення визначається двома коефіцієнтами відновлення швидкості частинок (відбивання), e_n і e_τ, визначаючи

значення цих компонентів швидкості частинок після відбиття, $V_{2,n}$ і $V_{2,\tau}$, як їхнє співвідношення до тих, що були до удару, $V_{1,n}$ і $V_{1,\tau}$:

$$e_n = \frac{V_{2,n}}{V_{1,n}}, \quad e_\tau = \frac{V_{2,\tau}}{V_{1,\tau}} \tag{2.25}$$

В результаті зіткнення частинок з твердою поверхнею загальна швидкість ерозії ($R_{\sum e}$) і загальна швидкість наростання маси ($R_{\sum e}$) визначаються таким чином:

$$R_{\sum e} = \sum_{i=1}^{N} K_i \cdot V_{pi}^b \cdot f_{1i}(\alpha_{pi}) \cdot f_{2i}(d_{pi}) dm_{pi} \tag{2.26}$$

$$R_{\sum e} = \sum_{i=1}^{N} M_{pi} \tag{2.27}$$

де: N – кількість фракцій частинок (визначених користувачем у Flow Simulation, у яких враховується властивості частинок на вході, тобто температура, швидкість, діаметр, масова швидкість потоку та характеристики матеріалу у межах однієї фракції),

I – це число фракцій,

M_{pi} – – маса, що стикається зі стінками моделі в одиницю часу для і-ї фракції частинок,

K_i – – коефіцієнт ерозії удару, заданий користувачем для і-ої фракції частинок,

V_{pi} – швидкість удару і-ї фракції частинок,

b – заданий користувачем показник швидкості (b = 2 рекомендовано),

$f_{1i}(\alpha_{pi})$ – є заданою користувачем безрозмірною функцією кута падіння частинок α_{pi},

$f_{2i}(d_{pi})$ це визначена користувачем безрозмірна функція діаметра частинок d_{pi}.

2.4.3 Фізичні моделі розрахунку руху частинок

Під час розрахунку руху часток можна враховувати гравітацію, а також виконати обчислення масової інтенсивності налипання і ерозії внаслідок взаємодії частинок зі стінками [157].

Масова інтенсивність ерозії (R_e) розраховується за формулою:

$$R_e = \sum_{p=1}^{N_p} K \frac{m_p \cdot C\left(d_p\right) \cdot f(\theta) \cdot V^{b(V)}}{dS}, \left[kg/(s \cdot m^2)\right] \tag{2.28}$$

де N_p – кількість частинок;

m_p – масова витрата для однієї траєкторії;

dS – поверхня комірки або їх групи;

$C\left(d_p\right)$ – функція, яка визначає залежність інтенсивності ерозії від діаметра частинок d_p;

$f(\theta)$ – функція, яка визначає залежність інтенсивності ерозії від кута падіння частинок θ;

$V = U_p - U_w$ – відносна швидкість частинок, яка визначається як різниця між швидкістю частинок U_p та швидкістю стінки U_w;

$b(V)$ – функція, яка визначає залежність інтенсивності ерозії від відносної швидкості V;

K – коефіцієнт пропорційності.

Сумарна масова інтенсивність ерозії визначається за формулою:

$$R_e^m = \sum_{cells} R_e \cdot dS, \left[kg/(s)\right] \tag{2.29}$$

Швидкість ерозії визначається за формулою:

$$R_e^L = \frac{R_e}{\rho_w}, \left[mm/(year)\right] \tag{2.30}$$

де ρ_w – густина матеріалу стінки.

2.4.4 Метод скінченних елементів

При реалізації принципу мінімальної потенційної енергії як основи наближених рішень за допомогою методу скінченних елементів аналізу, розглянута область поділяється на скінченну кількість підобластей, скажімо N, які називаються «елементами» (рис. 2.12) [166].

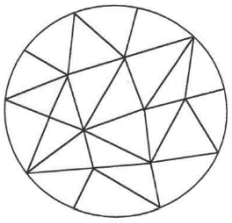


Рисунок 2.12 – Поділ області на підобласті

Повна потенціальна енергія області є сумою потенціальної енергії підобластей, тобто

$$\pi = \sum_{i=1}^{N} \pi_i \tag{2.31}$$

з

$$\pi = \int_{v_i} \left[\varepsilon^T C \left(\frac{1}{2} \varepsilon - \overline{A} \Delta T \right) - f^T u \right] dV - \int_{S_{\sigma_i}} t^T u dS \tag{2.32}$$

де, V_i – об’єм i^{th} елемента;

S_{σ_i} – це частина поверхні, яка обмежує i^{th} елемент.

Матриця переміщення u представлена в типовому елементі як

$$u_i = D_i \cdot q_i \tag{2.33}$$

де компоненти є переміщеннями q_i та, можливо, похідними від переміщень у ряді вузлових точок елемента D_i, а компоненти є функціями положення всередині елемента, які називаються інтерполяційними функціями, які визначають варіацію матриці переміщень у межах елемента і на його поверхні.

Оскільки матриця переміщень u повинна бути неперервною по всій області, це означає, що переміщення в спільних вузлах на межі двох суміжних елементів повинні збігатися, а функціональні представлення переміщень над спільною границею мають бути однаковими. Відтак, матриця деформації ε_i отримується як

$$\varepsilon_i = B_i \cdot q_i \tag{2.34}$$

у якому B_i є матриця, елементи якої, загалом, є функцією позиції.

Таким чином

$$\pi_i = q_i^T \left(\frac{1}{2} k_i \cdot q_i - F_i \right) \tag{2.35}$$

$$k_i = \int_{V_i} B_i^T C_i B_i \, dV \tag{2.36}$$

$$F_i = \int_{V_i} D_i^T f \, dV + \int_{S_{\sigma_i}} D_i^T t_n \, dS + \int_{V_i} B_i^T C_i \overline{A_l} \Delta T_i \, dV \tag{2.37}$$

Матриця k_i називається матрицею жорсткості елемента. Компоненти F_i є еквівалентними прикладеними вузловими силами, які узгоджуються з передбачуваним розподілом переміщень.

Із деякими маніпуляціями потенційна енергія всієї області задана як

$$\pi = \sum_{i=1}^{B} \pi_i \tag{2.38}$$

Її можна виразити у формі

$$\pi = q^T \left(\frac{1}{2} Kq - F \right) \tag{2.39}$$

де, q – матриця всіх вузлових переміщень і похідних, розташованих послідовно;

K – зібрана симетрична матриця жорсткості всієї області;

F – зібрана матриця вузлового навантаження.

Відношення між q_i і q може бути визначено

$$q_i = M_i \cdot q \tag{2.40}$$

де, M_i – матриця, що дає ідентифікація між вузловим зміщенням q_i області I та елементами загальної матриці вузлових зміщень q.

Тоді матриця жорсткості K задається як

$$K = \sum_{i=1}^{N} M_i^T \, k_i \, M \tag{2.41}$$

та

$$F = \sum_{i=1}^{N} M_i^T \, F_i \tag{2.42}$$

Тепер потенціальна енергія повинна бути мінімізована щодо кожного з невідомих вузлових переміщень і похідних, скажімо, числом M , тоді як ці вузлові переміщення на поверхні S_u мають відповідати встановленим крайовими умовам переміщення [166].

Тоді

$$\delta\pi = \sum_{j=1}^{M} \frac{\partial \pi}{\partial q_j} \delta q_i = 0 \tag{2.43}$$

де сума підсумовується за всіма невідомими значеннями q_j. Оскільки значення δq_j довільні, процедура мінімізації призводить до системи рівнянь

$$\frac{\partial \pi}{\partial q_j} = 0 \qquad j = 1, 2, \ldots M \tag{2.44}$$

де стільки рівнянь, скільки невідомих значень q_j. Описана вище процедура призводить до вузлових значень, які, загалом, є наближенням фактичних вузлових значень і визначають приблизні напруження елементів, отримані з рівняння

$$\sigma_i = C_i B_i q_i \tag{2.45}$$

Точність апроксимації можна підвищити шляхом:

а) зменшення розміру менших ділянок і збільшення їх кількості, при цьому функції інтерполяції для кожної ділянці залишаються незмінними (h-метод);

б) збільшенням кількості вузлових точок і складності поліноміальних інтерполяційних функцій у менших ділянках при їх незмінній (p-метод);

в) застосуванням комбінації методів (а) та (б), при якій для деяких елементів зменшуються їх розміри і збільшується кількість, при цьому функції інтерполяції залишаються незмінними, тоді як для інших елементів зберігається розмір, але збільшується кількість вузлових точок і складність інтерполяційних функцій (h-p метод).

2.5 Верифікація результатів імітаційного моделювання

Складність проектування різних виробів із гіперпружних матеріалів часто пов'язана зі складністю оцінки їхніх механічних властивостей [167]. Особливо це спостерігається в розрахунках з використанням імітаційного моделювання. Механічні властивості змінюються залежно від складу їхніх компонентів та їх пропорцій тощо. Незважаючи на те, що параметри обробки можуть впливати на міцність більш типових матеріалів для 3D-друку, таких як PLA або PET-G, їх поведінка є більш передбачуваною, ніж у гіпереластичних [168, 169,170].

Гіперпружні матеріали відомі своєю здатністю зазнавати значних деформацій під дією навантаження. Вони часто застосовуються і, відповідно, досліджуються та вдосконалюються [171, 172, 173, 174].

Найпоширенішими моделями для опису поведінки гіперпружних матеріалів є моделі Нео-Хука [175, 176, 177], Муні–Рівліна [178, 179] і моделі Йео [180, 181, 182]. Вибір відповідної моделі під час моделювання має вирішальне значення для ефективного вирішення інженерних завдань, особливо при поєднанні імітаційного моделювання з випробуваннями для визначення співвідношення напруження-деформація матеріалу [183].

Для визначення механічних властивостей силікону SKR-788 виготовлено партії тестових зразків з розмірами та характеристиками, які наведені [162]. Відмінності між партіями дослідних зразків полягають у співвідношенні основи та каталізатора (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Позначення досліджуваних зразків та співвідношення основа/каталізатор

№ з/п	ID зразка	Співвідношення основа/каталізатор
1	1-1	90:2
2	1-2	
3	1-3	
4	2-1	100:3
5	2-2	
6	2-3	
7	2-4	

Зразки силікону протестовані на випробувальній машині Instron 4500 (рис. 2.13) та отримано такі їх параметри: навантаження (Н), час навантаження (с), розтяг (мм), напруження (МПа), деформація (мм/мм) [174].

Рисунок 2.13 – Випробувальна машина Instron 4500

Ці результати скомпільовані у файл формату .txt, який експортовано до програми Ansys Workbench у якій отримано константи матеріалу для трипараметричної моделі Муні-Рівліна [184, 185] (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Константи для матеріалу силікон трипараметричної моделі Муні-Рівліна

Параметр	Розмір	одиниця
Матеріальна константа C_{10}	$-1.0335 \cdot 10^5$	Па
Константа матеріалу C_{00}	$5{,}7534 \cdot 10^5$	
Матеріальна константа C_{11}	$9{,}3309 \cdot 10^4$	

Імітаційне моделювання виконано в програмі Ansys Workbench. Особливості підготовки моделі для проведення дослідження висвітлено у праці [174].

Під час імітаційного моделювання застосована розрахункова схема для дослідження 3D-моделі зразка, яка аналогічна схемі, що використовувалася при його тестуванні на установці Instron 4500.

Результати моделювання, а саме переміщення і нормальні напруження, показані на рисунках 2.14 і 2.15 відповідно.

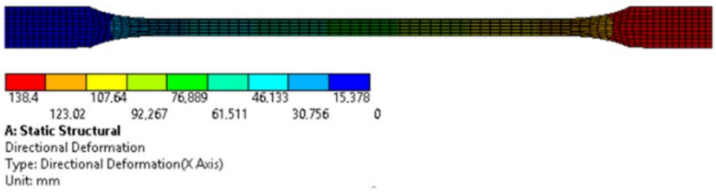


Рисунок 2.14 – Переміщення

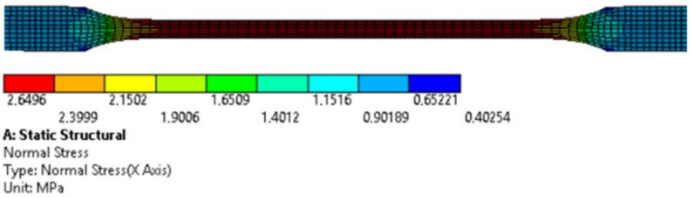


Рисунок 2.15 – Нормальні напруження

Згідно рисунку 2.14 максимальна величина переміщень у досліджуваному зразку становить 138,4 мм, а згідно з рисунком 2.15 – максимальна величина нормального напруження складає 2,6496 МПа. Під час порівняння значень напружень, які отримані при тестуванні на установці Instron 4500 із значеннями, отриманими за допомогою імітаційного моделювання в програмному середовищі Ansys Workbench, спостерігалася розбіжність до 7% [174].

Вплив співвідношення основи і каталізатора (90:2 і 100:3) для силікону SKR-788 істотно не впливає на його механічні властивості. Однак це співвідношення впливає на час його затвердіння.

Вперше визначені константи силікону SKR-788, які в майбутньому можуть бути використані в процесі розробки різноманітних виробів із цього матеріалу.

Отже, проведена верифікація результатів імітаційного моделювання підтвердила достатню точність застосованих чисельних підходів та адекватність використаних моделей для опису механічної поведінки досліджуваних матеріалів. Порівняння експериментальних даних із результатами комп’ютерного моделювання засвідчило можливість використання методу скінченних елементів та

сучасних програмних комплексів для прогнозування напружено-деформованого стану, переміщень і робочих характеристик елементів нафтогазового обладнання.

Отримані результати, а також досвід проведення експериментальних і чисельних досліджень корозійно-втомної витривалості насосних штанг, визначення характеристик гіперпружних матеріалів, аналізу процесів сепарації та руху газорідинних потоків, створюють основу для формування єдиного підходу до вдосконалення бурового і нафтогазопромислового обладнання. Поєднання методів експериментальних випробувань, CFD-аналізу, моделювання фізичних процесів і методу скінченних елементів дозволяє комплексно оцінювати вплив конструктивних, технологічних і експлуатаційних чинників на працездатність обладнання.

У зв’язку з цим наступний підрозділ присвячений розробці узагальненої імітаційної моделі удосконалення бурового і нафтогазопромислового обладнання, яка поєднує механічні, гідродинамічні, теплові та матеріалознавчі аспекти в єдиній мультифізичній системі аналізу та прогнозування роботи технічних об’єктів.

2.6 Узагальнена імітаційна модель удосконалення бурового і нафтогазопромислового обладнання

Розробка узагальненої імітаційної моделі удосконалення бурового та нафтогазопромислового обладнання є необхідним етапом для комплексного аналізу та оптимізації роботи їх елементів. Модель повинна враховувати механічні, гідравлічні, теплові та матеріалоємні аспекти, а також процеси деградації та пошкоджень конструкцій.

Ключові риси узагальненої імітаційної моделі:

– мультифізичність (одночасне врахування механічних, гідравлічних, теплових та матеріалоємних процесів);

– модульність (окремі модулі для різних підсистем (механіка, гідравліка, тепло, матеріали, керування);

інтеграція даних (обмін результатами між модулями для комплексного аналізу);

– сценарність (можливість задавати різні режими роботи, аварійні ситуації та варіанти модернізації);

– прогнозування (оцінка ресурсу, ймовірності відмов, ефективності конструктивних змін, тощо).

Досвід дослідження різних типів бурового і нафтопромислового обладнання дозволив створити узагальнену імітаційну модель удосконалення бурового і нафтогазопромислового обладнання (рис. 2.16) на основі структурної схеми автоматизації процесу проектування машин [186].

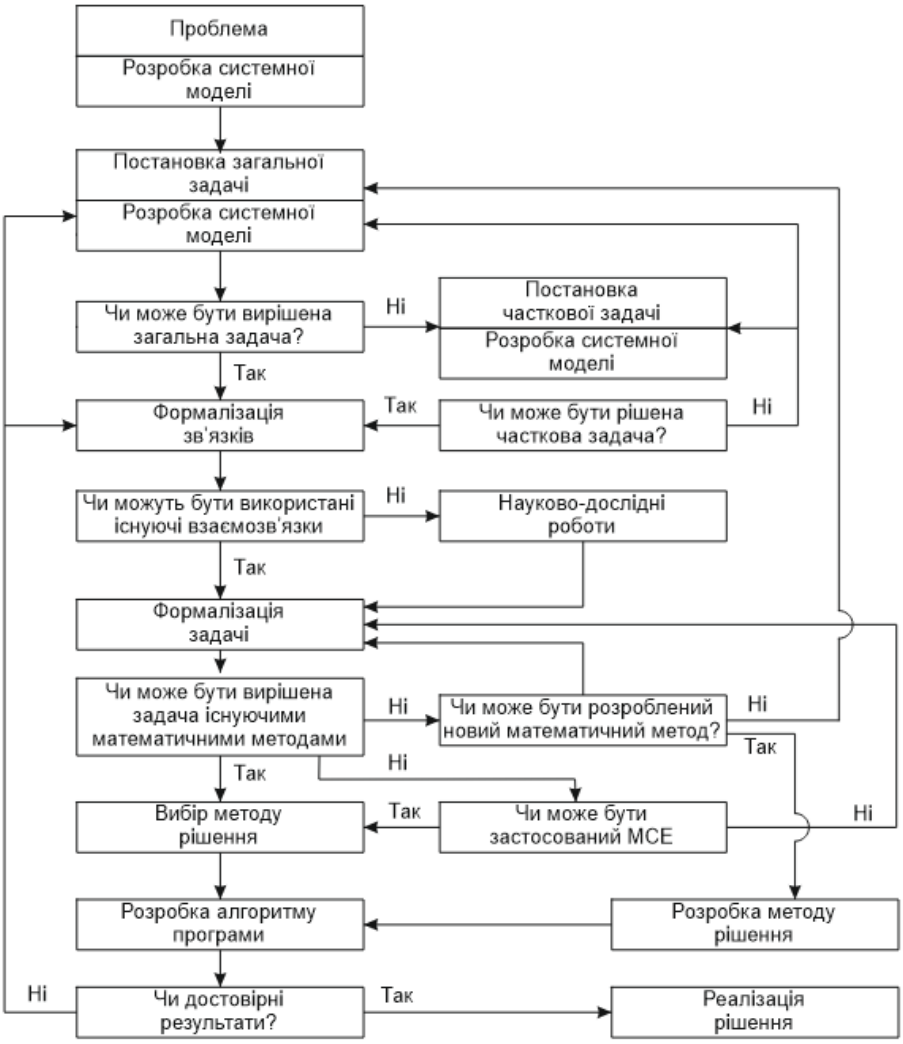


Рисунок 2.16 – Узагальнена імітаційна модель вдосконалення бурового і нафтогазопромислового обладнання

Особливість імітаційної моделі полягає у використанні методу скінченних елементів та методу скінченних об’ємів, який виступає універсальним інструментом для розв’язання складних міждисциплінарних задач. Завдяки своїй гнучкості МСЕ дозволяє поєднувати механічні, гідравлічні, теплові та матеріалознавчі аспекти в єдиній обчислювальній схемі. Це забезпечує можливість моделювання напружено-деформованого стану конструкцій, аналізу гідродинамічних процесів, прогнозування теплових режимів та оцінки деградації матеріалів у реальних умовах експлуатації. Інтеграція МСЕ у структуру імітаційної моделі робить її мультифізичною, що дозволяє враховувати взаємний вплив різних фізичних процесів і підвищує точність прогнозування поведінки обладнання. Таким чином, застосування МСЕ не лише розширює функціональні можливості моделі, але й створює основу для комплексного аналізу та оптимізації нафтогазового обладнання, підвищення його надійності та довговічності.

Висновки до розділу

1 Розроблено методику досліджень корозійно-втомної витривалості насосних штанг з врахуванням впливу позацентрового розтягу при дії агресивного середовища. Описано будову та принцип використовуваної установки ПРЗ-19.

2 Обгрунтовано та розроблено спосіб приготування силіконових сумішей та форм для виготовлення експериментальних зразків. Для отримання дослідних зразків без внутрішніх (бульбашок) та зовнішніх дефектів (високої шорсткості) запропоновано змішувати основу силікону з каталізатором безпосередньо у циліндрі за допомогою шнека. Для виготовлення форми згідно проведених досліджень слід застосовувати оргскло (акрил) замість фанери навіть за наявності поліетиленових прокладок та із застосуванням воскових розділових паст.

3 Розроблено методику для експериментальних досліджень сепараторів.

4 Розроблено установку та методику дослідно-промислових випробовувань комплексу для охолодження та відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів.

5 Описано математичний апарат та алгоритми чисельного інтегрування, які застосовуються під час мультифізичного імітаційного моделювання складних технічних систем.

6 Проведено верифікацію результатів імітаційного моделювання та натурних випробувань зразків, виготовлених із силікону SKR-788. Дослідження виконано на універсальній випробувальній машині Instron 4500, що дозволило визначити константи для трипараметричної моделі Муні–Рівліна ($C10=-1{,}0335\cdot10^5$ Па, $C00=5{,}7534\cdot10^5$ Па і $C01=9{,}33\cdot10^4$ Па). Під час зіставлення значень напружень, отриманих у процесі випробувань на установці Instron 4500, з результатами імітаційного моделювання в програмному середовищі Ansys Workbench встановлено розбіжність, що не перевищувала 7 %.

7 Вдосконалено узагальнену імітаційну модель бурового та нафтогазопромислового обладнання за рахунок застосування МСЕ, використання якого забезпечує мультифізичний підхід, що дозволяє враховувати механічні, гідравлічні, теплові та матеріалознавчі процеси, прогнозувати деградацію й підвищувати надійність та довговічність обладнання.

РОЗДІЛ 3
ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ СПОРУДЖЕННЯ СВЕРДЛОВИН

У цьому розділі наведено результати імітаційного моделювання та вдосконалення конструктивних елементів бурового обладнання, спрямованих на підвищення їх безпечності, надійності та ефективності роботи в складних умовах експлуатації. Основну увагу приділено дослідженню гідродинамічних і механічних процесів, що відбуваються в елементах циркуляційної системи бурових установок та обладнанні для кріплення свердловин.

Наукові основи імітаційного моделювання, використані у дослідженнях, базуються на сукупності теоретичних положень, математичних методів, фізичних закономірностей та обчислювальних підходів, які забезпечують створення моделей для аналізу поведінки елементів нафтогазового обладнання з врахуванням реальних умов експлуатації. Застосування методу скінченних елементів дало змогу дослідити напружено-деформований стан конструкцій, гідродинамічні характеристики потоків промивної рідини, а також вплив технологічних і конструктивних параметрів на роботу обладнання. Під час моделювання враховано крайові умови, фізико-механічні властивості матеріалів, параметри потоків та особливості експлуатаційних режимів роботи бурового обладнання.

У розділі розглянуто питання формулювання критеріїв безпечності та надійності нафтогазового обладнання, дослідження параметрів потоків промивної рідини, вдосконалення конструкцій бурових доліт, клапанних вузлів і поршнів бурових насосів, а також способів зменшення пульсацій тиску та подачі рідини. Окрему увагу приділено підвищенню надійності кріплення свердловин шляхом удосконалення конструкції цементувальних клапанів і покращення механічних характеристик цементного каменю.

Використання методів імітаційного моделювання та комп’ютерного інженерного аналізу дозволило дослідити вплив конструктивних і технологічних

параметрів на роботу обладнання, визначити критичні зони навантажень, оцінити гідродинамічні характеристики потоків та обґрунтувати ефективні конструктивні рішення. Для підтвердження достовірності результатів проведено верифікацію та валідацію моделей шляхом порівняння результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними. Отримані результати спрямовані на підвищення ресурсу роботи обладнання, зниження ризику аварійних ситуацій і забезпечення стабільності технологічних процесів під час спорудження свердловин.

3.1 Формулювання критеріїв безпечності та надійності нафтогазового обладнання

Нафтогазова галузь є стратегічно важливою для економіки та енергетичної безпеки держави. Вона охоплює широкий спектр технологічних процесів – від буріння свердловин і видобутку вуглеводнів до їх транспортування та переробки. Усі ці процеси супроводжуються використанням складного обладнання, яке працює в умовах високих тисків, температур, агресивних хімічних середовищ, інтенсивних механічних навантажень та вібрацій. Будь-яка відмова обладнання може призвести до серйозних наслідків: аварій, зупинки виробництва, значних економічних збитків, шкоди довкіллю та загрози життю людей. Саме тому формулювання чітких критеріїв безпечності та надійності є ключовим завданням для інженерів, проєктантів та експлуатаційних служб.

Отже, критерії безпечності нафтогазового обладнання наступні:

1. Відповідність нормативам і стандартам. Обладнання повинно відповідати міжнародним (API, ISO, ASME) та національним стандартам, що регламентують вимоги до міцності, герметичності, вибухо- та пожежобезпечності. Це гарантує, що конструкція пройшла перевірку на відповідність мінімальним вимогам безпеки.

2. Міцність і стійкість до навантажень. Конструкція має витримувати робочі та аварійні тиски, температурні коливання, вібраційні та ударні навантаження без втрати працездатності. Для цього проводяться розрахунки міцності, моделювання напружено-деформованого стану та випробування на стендах.

3. Стійкість до агресивних середовищ. Матеріали, що використовуються для виготовлення елементів нафтогазових машин та обладнання повинні бути корозійно- та хімічно стійкими у контакті з нафтою, газом, буровими та технологічними рідинами. Використання спеціальних сплавів, полімерів та захисних покриттів значно подовжує термін служби машин та обладнання.

4. Вибухо- та пожежобезпечність. Конструктивні рішення мають запобігати утворенню вибухонебезпечних сумішей і займання, а також забезпечувати локалізацію аварійних ситуацій. Це включає використання вибухозахищених електроприладів, систем автоматичного відключення та пожежогасіння.

5. Ергономічність та безпечність обслуговування. Обладнання повинно мати захисні кожухи, огородження, системи аварійного відключення та зручний доступ для ремонту. Це зменшує ризик травмування персоналу та скорочує час простою.

6. Системи контролю та сигналізації. Автоматичне виявлення відхилень параметрів і своєчасне оповіщення персоналу є обов’язковими для запобігання аваріям.

Критерії надійності нафтогазового обладнання:

– Безвідмовність. Здатність об’єкта безперервно зберігати працездатний стан протягом деякого часу або деякого наробітку. Наробіток – це часове поняття, що слугує для кількісної оцінки надійності об’єкту та характеризує тривалість або об’єм роботи об’єкту.

– Довговічність – властивість об’єкта зберігати працездатний стан виробу до граничного стану при встановленій системи технічного обслуговування та ремонту.

– Ремонтопридатність – властивість об’єкту, що полягає в приспосібленості до попередження та виявлення перевідвідмовних станів, відмов та пошкоджень, підтриманню та відновленню працездатного стану шляхом проведення технічного обслуговування та ремонту.

– Збережуваність – властивість об’єкту зберігати значення показників безвідмовності, довговічності та ремонтопридатності протягом і після зберігання та (або) транспортування.

Методи перевірки критеріїв наступні:

– випробування на міцність та герметичність (гідравлічні, пневматичні, вібраційні тощо);

– корозійні та хімічні випробування (прискорені тести у агресивних середовищах);

– моделювання аварійних сценаріїв (FEM та CFD-аналіз, тощо);

– статистичний аналіз відмов (розрахунок показників надійності на основі експлуатаційних даних);

– оцінка ремонтопридатності (аналіз часу та вартості відновлення працездатності);

– випробування на зносостійкість (абразивні, ерозійні та циклічні тести).

Практичне значення формулювання критеріїв:

Чітко визначені критерії дозволяють:

– стандартизувати вимоги до обладнання;

– підвищити рівень безпеки персоналу та довкілля;

– зменшити кількість аварійних ситуацій;

– оптимізувати витрати на технічне обслуговування;

– підвищити ефективність планування ремонтів та модернізацій.

Формулювання критеріїв безпечності та надійності нафтогазового обладнання є фундаментом для його ефективної та безаварійної експлуатації. Вони повинні враховувати як технічні, так і організаційні аспекти, а також бути підтверджені випробуваннями та аналізом експлуатаційних даних. Впровадження системного підходу до оцінки цих критеріїв забезпечує стабільну роботу обладнання, мінімізує ризики та сприяє розвитку галузі.

Особливого значення це набуває для елементів циркуляційної системи бурових установок, від стабільності роботи яких залежить ефективність очищення вибою, транспортування шламу, підтримання необхідних параметрів промивної рідини та попередження прихоплень бурильної колони. У зв’язку з цим подальші дослідження спрямовані на імітаційне моделювання та вдосконалення конструктивних елементів циркуляційної системи, зокрема бурових доліт,

клапанних вузлів і поршнів бурових насосів, а також на дослідження впливу параметрів промивної рідини та пульсацій тиску на надійність роботи обладнання.

3.2 Вдосконалення елементів циркуляційної системи для попередження прихоплень бурильної колони

3.2.1 Дослідження гідродинамічних параметрів та вдосконалення бурового долота PDC

Долота PDC оснащені гідромоніторними насадками, що спрямовують струмені промивальної рідини на вибій свердловини. Хоча сьогодні конструкції гідромоніторних насадок є добре вивчена, все ж таки актуальним залишається питання оптимізації параметрів їх роботи, оскільки з практики спорудження нафтових і газових свердловин випливає, що витрати на процес промивання складають близько 10-30% від загальної вартості їх спорудження. При цьому задіяна майже половина потужності приводу бурових установок. У зв’язку з цим одним із актуальних завдань технології спорудження свердловин є підвищення ефективності роботи промивних систем бурового інструменту.

Для встановлення гідродинамічних параметрів долота PDC за допомогою імітаційного моделювання із врахуванням умов його роботи, що наближені до реальних, застосовано комп’ютерну програму SolidWorks Flow Simulation.

Проведення таких досліджень дало змогу оцінити гідродинамічні параметри роботи долота, розробити рекомендації щодо їх покращення, що в свою чергу дозволить підвищити ефективність спорудження свердловин у цілому [187].

Методологічним фундаментом проведених досліджень є наукові основи імітаційного моделювання процесів гідрогазодинаміки. В основі комп’ютерного аналізу гідродинамічних параметрів долота PDC лежить перехід від фізичного процесу руху бурового розчину до його математичної формалізації та чисельної реалізації.

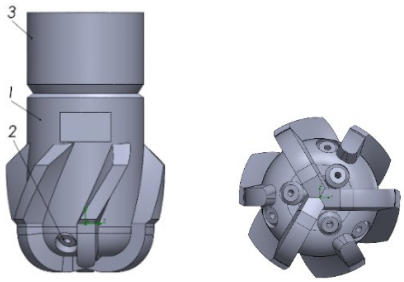
Науковий базис розрахункового ядра використовуваного програмного комплексу базується на фундаментальних рівняннях збереження: рівняння нерозривності потоку (збереження маси); рівняння Нав'є-Стокса, усереднені за Рейнольдсом (RANS), які описують рух в'язкої стисливої/нестисливої рідини з урахуванням тривимірного поля швидкостей та тисків.

Специфіка умов роботи бурового долота на вибої вимагає врахування високих швидкостей зсуву та специфічних реологічних властивостей промивальної рідини. Для забезпечення високого ступеня адекватності моделі, в якості науково обґрунтованого замикаючого реологічного рівняння прийнято нелінійну трипараметричну модель Гершеля-Балклі. Це дозволяє математично описати як межу текучості розчину, так і ефект його псевдопластичного розрідження при виході з насадок.

Трансформація неперервних диференціальних рівнянь у дискретну комп'ютерну форму реалізована за допомогою сіткових методів чисельного інтегрування. Науковий підхід до побудови розрахункової сітки передбачав локальне адаптивне згущення комірок у зонах високих градієнтів швидкостей та тисків – безпосередньо на виході з гідромоніторних насадок та в зоні контакту струменя з вибоєм свердловини, що мінімізує похибку апроксимації.

Для врахування кінематики процесу та винесення шламу, реалізовано відносний рух елементів системи. Задля оптимізації обчислювальних ресурсів ПК без втрати фізичної точності, використано принцип відносності руху: обертання задано не самому долоту, а контуру стінок свердловини із веденням локальних систем координат, що повністю еквівалентно реальному гідродинамічному збуренню потоку тілом долота, яке обертається з частотою 15 рад/с.

Для проведення імітаційного моделювання роботи долота PDC побудовано його тримірну модель (рис. 3.1), яку розміщено у моделі свердловини (рис. 3.2).



1 – корпус; 2 – гідромоніторна насадка; 3 – бурильна труба

Рисунок 3.1 – Тримірна модель бурового долота

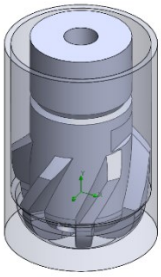


Рисунок 3.2 – Розміщення моделі долота у свердловині

Гідромоніторні насадки (рис. 3.3) у досліджуваній моделі долота мають однаковий діаметр внутрішнього отвору, який на виході рівний 9 мм.

а) б)

а – загальний вигляд; б – поперечний переріз

Рисунок 3.3 – Модель гідромоніторної насадки

Вхідними параметри для моделювання прийнято:

– витрата бурового розчину 0,03 $м^3/с$;

– тиск на вибої свердловини 11 МПа;

– частота обертання долота 15 рад/с;

– густина розчину 1110 $кг/м^3$;

– температура розчину 100 ^0C.

– модель в’язкості розчину – Гершеля-Балклі.

Слід зауважити, що з метою спрощення розрахунку для ПК задано обертання не бурового долота, а стінки свердловини. Також при моделюванні враховані шорсткості поверхонь стінки свердловини, яка рівна 650 мкм.

Результати імітаційного моделювання під час аналізу виводяться у двох варіантах: глобальними та локальними максимумами і мінімуми. Глобальні значення результатів стосуються всієї досліджуваної моделі, а локальні – показують граничні значення параметрів тільки по розглядуваному перерізу.

Параметрами, які досліджувались при імітаційному моделюванні долота є розподіли тиску та завихреності на вибої та стінці свердловини, швидкість бурового розчину на виході із гідромоніторної насадки та у просторі між долотом і стінкою свердловини.

Згідно результатів імітаційного моделювання, потік рідини, який виходить із бокової насадки розділяється. Частина його рухається вгору, виносячи шлам, а інша – вниз при цьому захоплюючи частину шламу, який буде повторно потрапляти на вибій і відповідно на озброєння долота. Для усунення цього недоліку змінено конструкцію насадки [187], а саме виконано промивний канал по траєкторії, зображеній на рисунку 3.4.

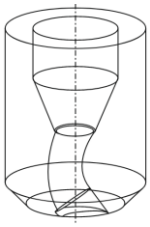
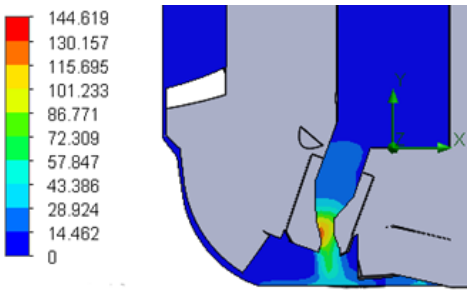
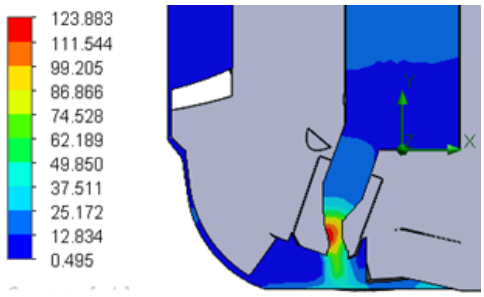


Рисунок 3.4 – Схема конструкції насадки (відображення каркасне із тонкими невидимими лініями)

Результати імітаційного моделювання роботи долота із зміненою конструкцією насадки подано на наступних рисунках.



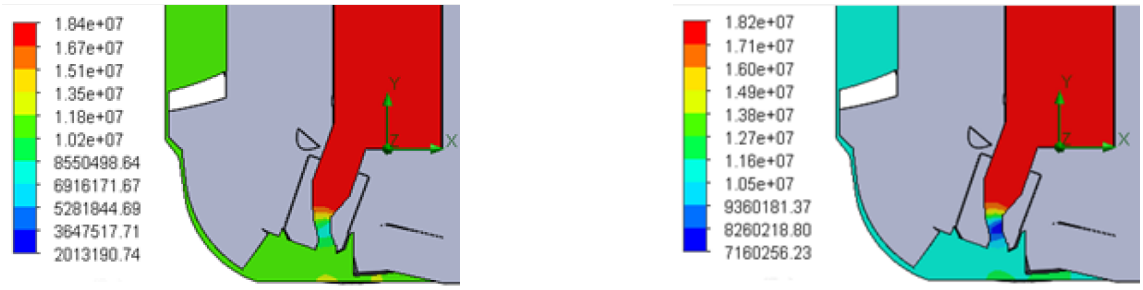
а)



б)

а – глобальний максимум; б – локальний мінімум

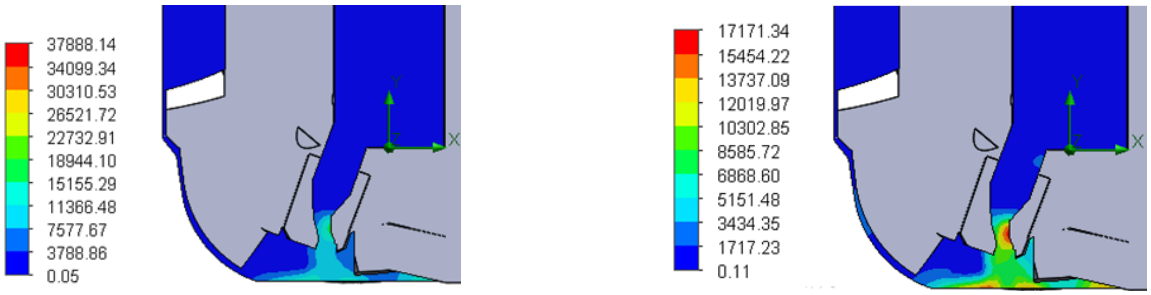
Рисунок 3.5 – Розподіл швидкості в поздовжньому перерізі моделі



а) б)

а – глобальний максимум; б – локальний мінімум

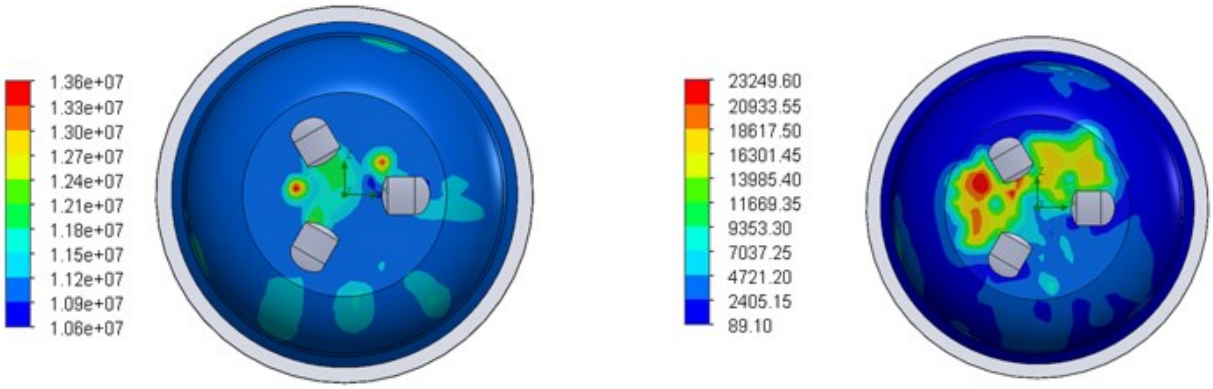
Рисунок 3.6 – Розподіл тиску в поздовжньому перерізі моделі



а) б)

а – глобальний максимум; б – локальний мінімум

Рисунок 3.7 – Розподіл завихреності в поздовжньому перерізі моделі



а) б)

Рисунок 3.8 – Розподіл тиску (а) та завихреності (б) на вибої моделі свердловини

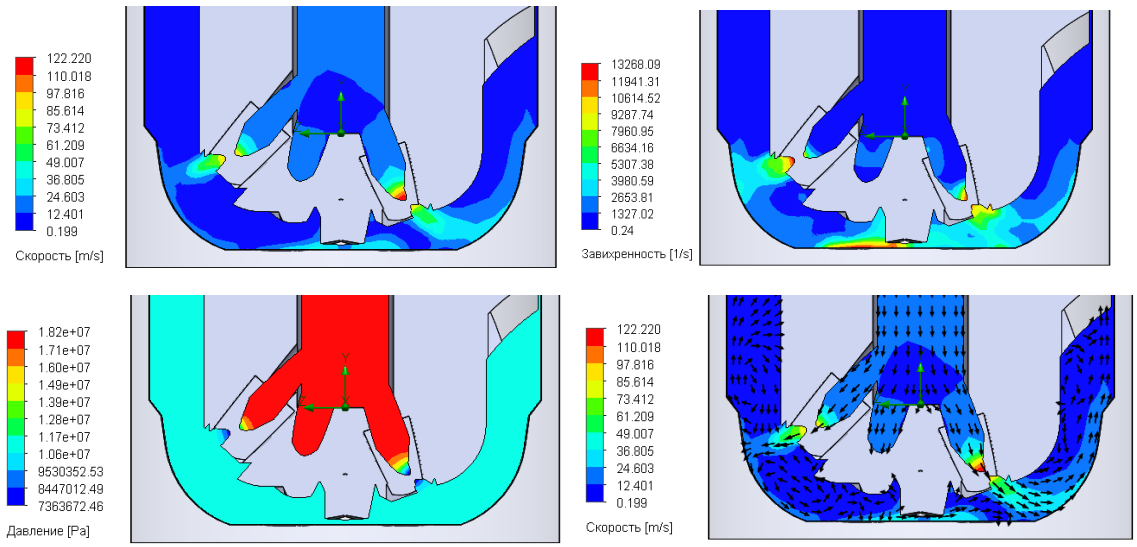


Рисунок 3.9 – Розподіл параметрів у гідромоніторних насадках

Нерівномірність розподілу тиску та завихреності на вибої свердловини пояснюється тим, що у досліджуваній моделі гідромоніторні насадки встановлені під різними кутами (рис. 3.10).

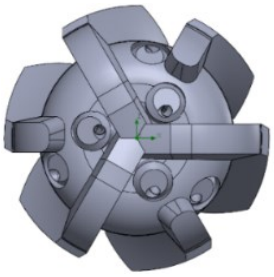


Рисунок 3.10 – Розміщення гідромоніторних насадок під різними кутами

Отже, запропонована конструкція гідромоніторної насадки порівняно із існуючою має наступні переваги:

– створює більшу завихреність потоку рідини, що позитивно впливає на захоплення та винесення шламу;

– дає можливість регулювати напрям руху рідини (особливо важливо для насадок, які розміщені подалі від осі долота), що покращить винесення шламу і відповідно буде запобігати повторному потраплянню його на вибій.

На основі проведених досліджень створена конструкція бурової головки з різноорієнтованими гідромоніторними насадками [188].

3.2.2 Імітаційне моделювання та вдосконалення конструкції клапанного вузла бурового насоса

Принцип роботи клапана бурового насоса, що досліджений та модернізований у роботі детально наведено у праці [189].

Для підвищення ресурсу клапанів зазвичай рекомендовано удосконалити технологію виготовлення посадкових поверхонь його елементів, щоб уникнути надмірних зазорів, та застосовувати еластичні матеріали з високою втомною міцністю й стійкістю до пошкоджень. Заміна традиційної гуми ІРП-1293 на поліуретан [2] значно збільшує довговічність вузла.

Проте у дослідженнях, що виконувались раніше, не розглядали кут видавлювання, тобто кут між поверхнею сідла та найближчою внутрішньою поверхнею ущільнювальної манжети. Цей кут впливає на стійкість до екструзії ущільнювальної манжети при дії високих тисків. Чим більшим цей кут, тим більший опір екструзії ущільнювальної манжети. Мінімальний кут для достатньо високої стійкості до екструзії становить приблизно 70^0. На рисунку 3.1 зображено фрагмент клапана насоса із кутом видавлювання манжети рівним 115^0.

На рисунку 3.11 зображено фрагмент конструкції клапана з більшим кутом екструзії. Такі клапани більш схильні до пошкодження ущільнювальної манжети.

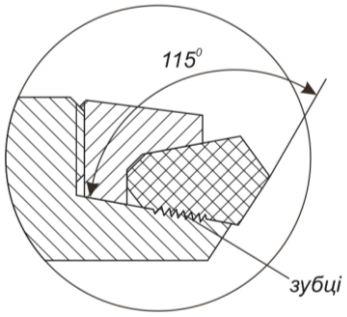


Рисунок 3.11 – Фрагмент клапана насоса із кутом видавлювання манжети рівним 115^0

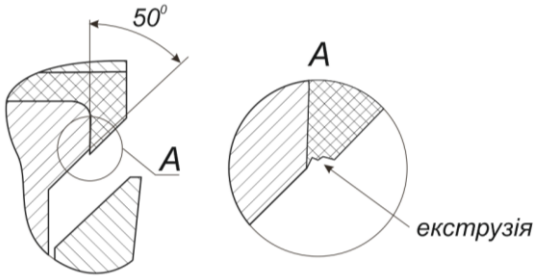


Рисунок 3.12 – Екструзія манжети клапана бурового насоса

Форма ущільнювальної манжети та тарілки є важливою у роботі насоса. Коли тарілка закривається та тиск збільшується, вона сідає на сідло по ущільненню метал-метал; ущільнювальна манжета деформується, як показано на рисунку 3.13. При цьому між манжетою та клапаном утворюється зазор, який швидко закривається.

Проте швидке закривання зазору витискає рідину, яка його заповнює, з високою швидкістю. Оскільки матеріал ущільнення має при цьому поведінку, схожу з рідиною, то рідина, виходячи із зазору під високим тиском спричинює ерозію найближчих поверхонь деталей клапана (рис. 3.14).

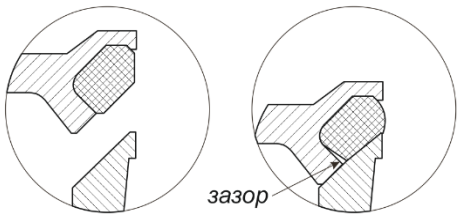


Рисунок 3.13 – Деформація ущільнювальної манжети клапана

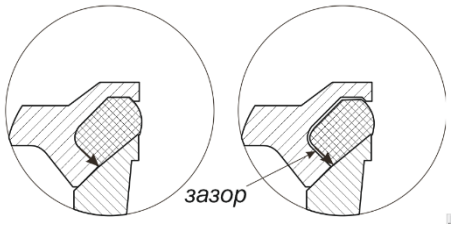


Рисунок 3.14 – Передумови виникнення ерозії поверхонь деталей клапана

Рідина за таких умов може спричинити пошкодження ущільнювальної поверхні тарілки і сідла (призвести до руйнування клапана через ерозію та промивання на внутрішній поверхні паза). Для вирішення вищеописаної проблеми конструкції клапанів [190] містять зубці на внутрішній поверхні тарілки клапана (рис. 3.11). За рахунок цього утворюється ефективна герметизація (запобігання витіканню рідини) на внутрішні поверхні ущільнювальної манжети.

Проте, коли у перекачуваній рідині містяться тверді частинки, то використання зубців не є достатнім, щоб уникнути виходу з ладу манжети. Тверді частинки при цьому можуть проникати і заповнювати зазор між тарілкою та мажнетою (рис. 3.15). Це призведе до пришвидшеного руйнування спочатку манжети, а загалом і клапана.

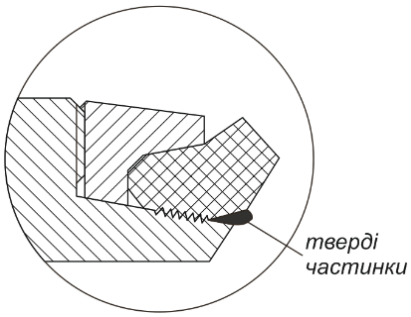
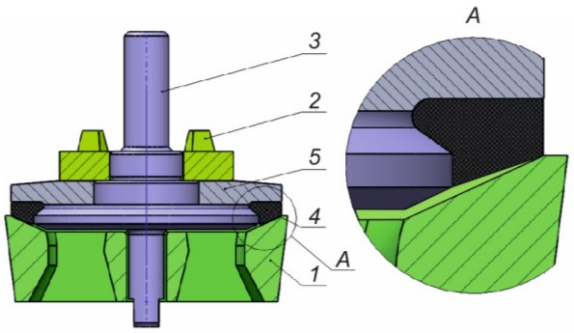


Рисунок 3.15 – Заповнення зазору між манжетою та тарілкою твердими частинками

Виходячи із умов роботи клапана бурового насоса потрапляння твердих частинок у зазор між тарілкою і манжетою є небажаним явищем, що призводить до пришвидшеного виходу з ладу не тільки манжети, а і клапана загалом. Тому запропонована конструкція клапана, внутрішня поверхня ущільнювальної манжети якої є циліндричною (рис. 3.16). За такої конструкції манжета буде деформуватися у вертикальному напрямку, не утворюючи зазор з тарілкою клапана.



1 – сідло; 2 – гайка; 3 – тарілка; 4 – манжета; 5 – шайба

Рисунок 3.16 – Запропонована конструкція манжети клапана

Для дослідження процесу деформування манжети та визначення напружено-деформованого стану елементів клапана бурового насоса побудовано тримірну його модель. Розміри елементів моделі відповідають реальним розмірам натурного клапана. Для проведення імітаційного моделювання застосовано осесиметричну модель. Вибір двовимірної осесиметричної постановки задачі є науково обґрунтованим кроком, що базується на просторовій симетрії геометрії клапанного

вузла та діючих на нього навантажень. Це дозволяє перейти від складної тривимірної системи диференціальних рівнянь рівноваги до плоскої задачі механіки деформівного твердого тіла, істотно знижуючи обчислювальну розмірність без втрати точності результатів.

Наукові основи геометричної дискретизації в даному дослідженні спираються на метод скінченних елементів. З огляду на очікувані значні градієнти напружень у зонах спряження деталей, розрахункову сітку було адаптивно згущено. Для металевих компонентів (тарілка, сідло) використано чотирьохвузлові ізопараметричні елементи, а для еластомірної манжети – спеціалізовані гібридні скінченні елементи, які запобігають ефекту "об’ємного заклинювання" при моделюванні нестисливих середовищ.

Також під час імітаційного моделювання у конструкції клапана відсутня гайка, що, у свою чергу, впливає на розподіл напружень у тарілці та сідлі, хоча на напружено-деформований стан манжети значного впливу не має.

Крайові умови, які прикладені до моделі клапана, показані на рисунку 3.17. Для фіксування елементів моделі клапана вибрано поверхні його сідла. У цій моделі не задавались навантаження на клапан, а задано переміщення тарілки клапана на величину δ=1,75 мм. Тобто спочатку виставлено контакт поверхні нездеформованої манжети з поверхнею сідла.

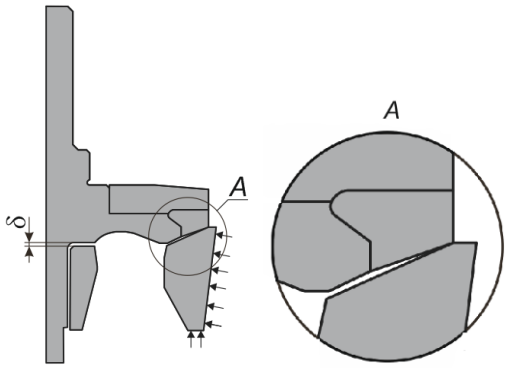


Рисунок 3.17 – Розрахункова схема

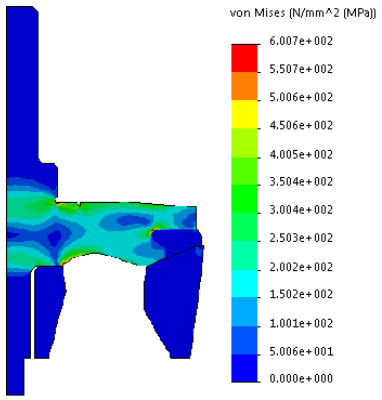


Рисунок 3.18 – Розподіл еквівалентних напружень

Науковий підхід до реалізації імітаційного дослідження вимагав розв’язання фізично та геометрично нелінійної задачі. Фізична нелінійність обумовлена суттєвою різницею у реологічних властивостях конструкційних матеріалів вузла. Для елементів тарілки та сідла з границею текучості 810 МПа прийнято пружно-пластичну модель матеріалу з критерієм текучості Фон Мізеса. Моделювання поведінки поліуретанової ущільнювальної манжети, яка зазнає великих деформацій, базується на принципах феноменологічної теорії гіпереластичності. Її математичний опис реалізовано через потенціал енергії деформації (модель Муні-Рівліна), що дозволяє адекватно відтворити нелінійну залежність між напруженнями та деформаціями при стисненні й зсуві. Геометрична нелінійність та нелінійність крайових умов враховані через моделювання контактної взаємодії між рухомими й нерухомими елементами. Математично задачу контакту "сідло–манжета" та "тарілка–манжета" формалізовано за допомогою методу функцій Лагранжа (або методу штрафних функцій), що виключає взаємне проникнення тіл і забезпечує точне відстеження зони змикання поверхонь під час заданого кінематичного переміщення тарілки на величину 1,75 мм. Розрахунок виконувався ітераційним методом Ньютона-Рафсона з автоматичним підбором кроку навантаження для забезпечення збіжності нелінійного процесу.

Згідно рисунку 3.18, максимальні величини напружень фокусуються у впадині біля різьбової канавки над шайбою клапана внизу під тарілкою біля переходу від упорного торця.

Рисунок 3.19 – Переміщення

Найбільші величини переміщень у моделі клапана (рис. 3.19) складають 2,7 мм (найбільше переміщення зосереджено у периферії гумової манжети).

Як і прогнозувалось, під час розроблення конструкції клапана, за рахунок циліндричної частини внутрішньої поверхні манжети під час деформації не відбувається її відокремлення від поверхні тарілки. За такої роботи клапана не утворюватиметься зазор, у який потраплятимуть тверді частинки, за рахунок чого і підвищиться його ресурс.

3.2.3 Вплив параметрів промивної рідини на гідродинамічні характеристики клапана бурового насоса

У більшості досліджень роботи клапанів бурових насосів [189, 13, 14], в якості робочої рідини застосовано воду. Проте, параметри бурового розчину значно відрізняються від параметрів води. Одними з таких відмінностей є його неньютонівська поведінка, густина, в'язкість, що у процесі імітаційного моделювання змінює гідродинамічні характеристики клапана бурового насоса.

У програмі FlowSimulation для опису поведінки промивної рідини застосовують декілька різних моделей. Проте, після проведеного аналізу літературних джерел для опису поведінки бурового розчину вибрано модель Гершеля-Балклі. Для застосування цієї моделі поведінки рідини у програмі FlowSimulation в розділі неньютонівські рідини вибрано – "Slurry".

Науковий базис використання двофазної/гомогенізованої моделі суспензії типу "Slurry" в імітаційному моделюванні CFD полягає у математичному замиканні системи рівнянь Нав'є-Стокса через ефективну (уявну) в'язкість μ_{eff}, яка не є константою, а функціонально залежить від градієнту швидкості зсуву γ. Математична формалізація реодинаміки промивальної рідини за трипараметричним законом Гершеля-Балклі має вигляд:

$$\tau = \tau_0 + k \cdot \gamma^n$$

де τ_0 – динамічне напруження зсуву (абсолютна межа текучості, яка обумовлює зупинку потоку в застійних зонах клапанної коробки);

k – індекс консистенції;

n – індекс поведінки потоку (для бурових розчинів $n < 1$, що математично описує ефект псевдопластичного розрідження системи при зростанні швидкості зсуву у вузькому зазорі клапана).

Програмний комплекс Flow Simulation трансформує цей закон у локальну турбулентну в'язкість для кожної розрахункової комірки сітки, інтегруючи параметри шорсткості стінок та геометрію клапанної щілини в усереднені за Рейнольдсом рівняння збереження імпульсу. Це дозволяє врахувати енергетичні втрати не лише на тертя, а й на руйнування внутрішньої просторової структури розчину під час проходження через клапанний вузол.

На рисунку 3.20 показані властивості середовища "Slurry", які використано під час імітаційного моделювання [191].

Items | Item Properties | Tables and Curves

Property	Value
Name	Slurry
Comments	
Density	1647.2 kg/m^3
Specific heat	4000 J/(kg*K)
Thermal conductivity	0.6 W/(m*K)
Viscosity	Herschel-Bulkley model
Consistency coefficient	0.05546 Pa*s
Yield stress	5.8927 Pa
Power-law index	0.86523

Рисунок 3.20 – Властивості середовища "Slurry"

Для проведення імітаційного моделювання побудовано тривимірну модель клапана бурового насоса, який розміщено у клапанній коробці (рис. 3.21). Особливістю цієї моделі є те, що для подальшої роботи із нею застосовано ескіз із розміщеними на ньому лініями та точками (рис. 3.22). У цих точках в подальшому контролюється ряд параметрів (тиск, швидкість тощо).

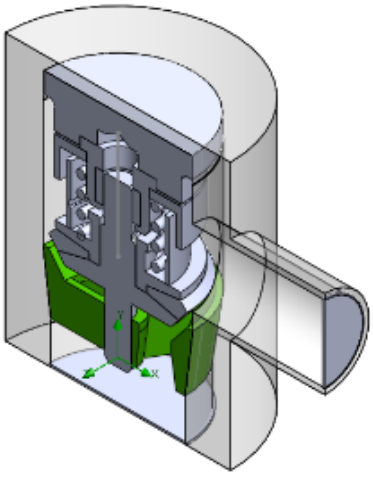


Рисунок 3.21 – Тримірна модель клапана

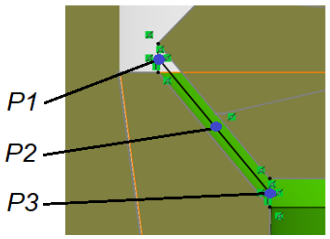


Рисунок 3.22 – Ескіз із середньою лінією та контрольними точками

Контрольними параметрами (цілями) у дослідженні задано значення величин тиску в точках, що розміщені в зазорі між сідлом та тарілкою клапана (рис. 3.22). Точка P1 – тиск на виході із щілини, P2 – тиск посередині щілини; P3 – тиск на вході клапана. Контрольна лінія (рис. 3.22) при зміні зазору між сідлом і тарілкою клапана завжди знаходиться посередині (за рахунок використання взаємозв'язків при побудові ескізів), і відповідно, точки контролю тиску також знаходяться посередині. З точки зору наукових основ імітаційного моделювання, такий підхід реалізує концепцію локального моніторингу гідродинамічних полів за допомогою датчиків (Point Goals). Оскільки потік у щілині клапана характеризується високими градієнтами швидкості та тиску, фіксація параметрів у фіксованих безрозмірних координатах зазору дозволяє забезпечити інваріантність точок спостереження відносно геометричного масштабування задачі під час параметричного аналізу.

Проведене параметричне дослідження зі змінним кроком зазору є чисельною реалізацією оптимізаційного експерименту. Воно базується на дискретизації кінематичного стану клапана від моменту початку відкриття (мінімальний зазор 5 мм) до виходу на квазістаціонарний режим максимальної пропускної здатності (15 мм). Це дає змогу оцінити динаміку зміни локального гідравлічного опору як функцію від геометрії проточного каналу.

Також під час імітаційного моделювання застосовано параметричне дослідження, у якому змінним параметром є зазор між сідлом та тарілкою клапана,

що варіюється у межах від 5 до 15 мм з кроком зміни 2,5 мм. За таких значень отримано 5 розрахункових точок.

На першому етапі проведено імітаційне моделювання роботи вхідного клапана, при якому робочою рідиною прийнято воду. Тиск на вході у клапан 0,1 МПа (1 атм), а витрата рідини, що проходить крізь нього – 0,006 м^3/с.

Провівши дослідження отримано значення тиску в контрольних точках залежно від зазору між тарілкою та сідлом (рис. 3.23).

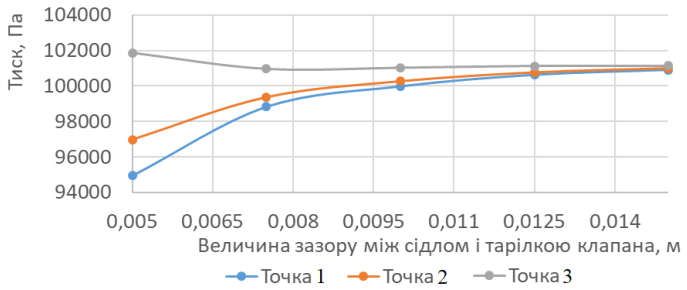


Рисунок 3.23 – Залежність зміни тиску від величини зазору між тарілкою та сідлом клапана (для води)

Для дослідження величини гідравлічного опору, що створює клапан за різних величин зазорів між його сідлом та тарілкою, проведені аналогічно дослідження за вищенаведеним алгоритмом з робочим середовищем – буровий розчин (рис. 3.24).

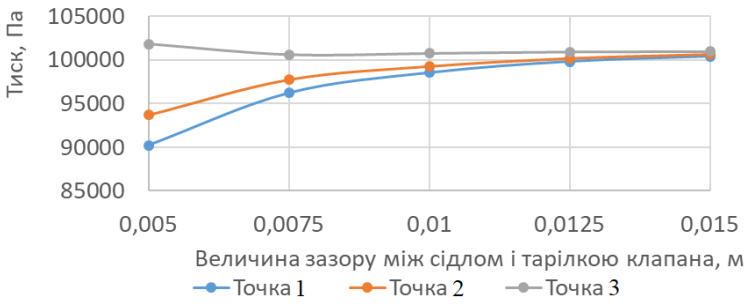


Рисунок 3.24 – Залежність зміни тиску від величини зазору між тарілкою та сідлом клапана (для бурового розчину)

Проаналізувавши отримані результати імітаційного моделювання окрім побудованих графічних залежностей, складено таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати досліджень

Буровий розчин		Розрахункова точка 1	Розрахункова точка 2	Розрахункова точка 3	Розрахункова точка 4	Розрахункова точка 5
	Величина зазору, м	0,005	0,0075	0,010	0,0125	0,015
	P1, Па	90234,8	96215,7	98538,3	99821,9	100410,0
	P2, Па	93715,4	97763,5	99286,1	100198,6	100660,2
	P3, Па	101835,9	100630,2	100763,9	100926,0	100960,1
Гідравлічний опір (буровий розчин)		11601,0	4414,5	2225,6	1104,1	550,1
Вода		Розрахункова точка 1	Розрахункова точка 2	Розрахункова точка 3	Розрахункова точка 4	Розрахункова точка 5
	Величина зазору, м	0,005	0,0075	0,010	0,0125	0,015
	P1, Па	94944,1	98817,5	99976,6	100625,8	100905,4
	P2, Па	96975,9	99361,2	100259,8	100756,3	100990,3
	P3, Па	101867,9	100964,0	101028,1	101129,6	101137,7
Гідравлічний опір (вода)		6923,9	2146,4	1051,5	503,7	232,3
Різниця тисків при використанні бурового розчину та води		Розрахункова точка 1	Розрахункова точка 2	Розрахункова точка 3	Розрахункова точка 4	Розрахункова точка 5
	Величина зазору, м	0,005	0,0075	0,010	0,0125	0,015
	P1, Па	4709,2	2601,8	1438,3	803,9	495,5
	P2, Па	3260,5	1597,7	973,7	557,7	330,0
	P3, Па	32,1	333,7	264,2	203,6	177,6
Різниця величини гідравлічного опору (буровий розчин та вода)		4677,1	2268,1	1174,1	600,4	317,8

Величину гідравлічних опорів, які виникають при протіканні води та бурового розчину через клапан залежно від зазору між його тарілкою та сідлом показано на рисунку 3.25.

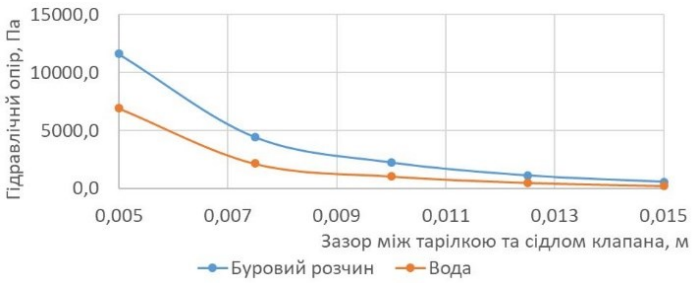


Рисунок 3.25 – Гідравлічні опори за різного зазору між тарілкою та сідлом клапана при використанні робочих середовищ: буровий розчин; вода.

Проведене імітаційне моделювання руху бурового розчину та води через щілину між сідлом та тарілкою клапана дозволило встановити величини

гідравлічних опорів. Їх порівняння показує на відхилення в середньому на 48,7% (табл. 3.2). Таке суттєве розходження (максимальне у Розрахунковій точці 1 – 59,7%) має глибоке фізико-математичне обґрунтування у межах теорії неньютонівських середовищ. При малих зазорах (5 мм) швидкість зсуву рідини γ у щілині є максимальною, що, з одного боку, викликає псевдопластичне розрідження бурового розчину, але з іншого – наявність початкової межі текучості τ_0 та вищої густини суспензії (1110 кг/м³) призводить до різкого зростання локальних втрат напору (до 11601,0 Па для розчину проти 6923,9 Па для води). У міру збільшення зазору до 15 мм, швидкість потоку та градієнт зсуву падають, реологічна поведінка розчину наближається до вихідної високої в'язкості, проте загальний гідравлічний опір обох середовищ знижується через розширення живого перерізу щілини. Науково доведено, що ігнорування неньютонівських властивостей (шляхом заміни розчину водою в розрахунках) призводить до системного заниження значень необхідної потужності приводу насоса майже вдвічі, що є неприпустимим при проектуванні та модернізації нафтогазового обладнання.

Таблиця 3.2 – Відхилення результатів моделювання клапана на воді та буровому розчині

Точки	Розрахункова точка 1	Розрахункова точка 2	Розрахункова точка 3	Розрахункова точка 4	Розрахункова точка 5
Відхилення, %	59,7	48,6	47,2	45,6	42,2

Отже, під час імітаційних досліджень нафтогазового обладнання та подальших дій із ним (вдосконалення, реконструкції тощо) слід заздалегідь підбирати робоче середовище, характеристики якого є найбільш близькими до реальних його параметрів.

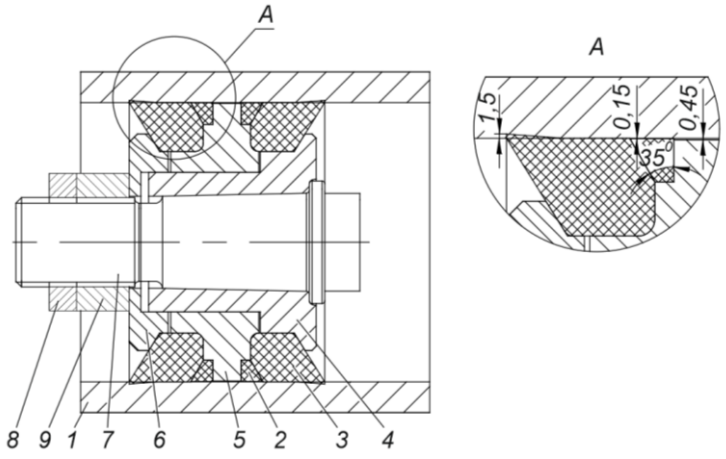
3.2.4 Вдосконалення поршня бурових насосів двосторонньої дії

Під час роботи бурового насоса відбувається швидке зношування вузлів та деталей гідравлічної частини, що у свою чергу зменшує термін його роботи та збільшує витрати як на його обслуговування, так і витрати, пов’язані із призупиненням процесу спорудження свердловини.

Зношування вузлів та деталей під впливом абразивних частинок промивної рідини є причиною відмови багатьох агрегатів, включаючи гідравлічну частину бурових насосів. Незважаючи на велику кількість досліджень процесу абразивного зношування, вивченню цього явища в реальних ущільненнях гідравлічної частини бурових насосів присвячено порівняно мало робіт.

Аналіз досліджень, що стосуються роботи циліндро-поршневої пари та конструкцій поршнів бурових насосів розглянено у праці [192], що дозволило підійти до вдосконалення поршня для бурових насосів двосторонньої дії.

Вдосконалений збірно-розбірний поршень (рис. 3.26) складається із втулки 4, сердечника 5, гумових манжет 3, підкладних пластмасових кілець 2 і шайби 6, що затискається гайкою і контргайкою. Між втулкою 4 і штоком 7 насоса використовується конічна посадкова поверхня (забезпечує герметичність цієї пари).



1 – циліндрова втулка; 2 – підкладне пластмасове кільце; 3 – гумоваа манжета; 4 – втулка; 5 – сердечник; 6 – шайба; 7 – шток; 8 – контргайка; 9 –гайка

Рисунок 3.26 – Вдосконалений збірно-розбірний поршень

Запропонований збірно-розбірний поршень [192] відрізняється тим, що його металеві деталі можуть використовуватись постійно, а міняються тільки зношені підкладні пластмасові кільця і гумові манжети.

Для визначення оптимального значення кута скосу підкладного пластмасового кільця трапецієподібного перерізу застосовано імітаційне моделювання МСЕ із використанням параметричної моделі. Побудовано тримірну модель пропонованої конструкції поршня бурового насоса та його циліндрову втулку (рис. 3.27). Для проведення імітаційного моделювання використано осесиметричну модель, яка спрощує сам процес розрахунку та має можливість отримати достовірніші результати за рахунок більшого дроблення сітки скінченних елементів (рис. 3.28).

Наукова складність крайової задачі математичної фізики в даній постановці полягає у суттєвій неоднорідності реологічних моделей контактної групи. Фізична нелінійність системи описується трьома різними визначальними рівняннями стану середовищ: сталеві елементи (сердечник, шток, втулка) – класична лінійно-пружна модель за законом Гука; гумові манжети – феноменологічна двопараметрична модель гіпереластичного матеріалу Муні–Рівліна, що адекватно відтворює поведінку нестисливого еластомеру при знакозмінних великих деформаціях; підкладні кільця (фторопласт) – модель пружно-пластичного деформування з урахуванням геометричної нелінійності, оскільки матеріал кільця має забезпечити керовану пластичну або високоеластичну податливість для радіального розширення та перекриття зазору ерозійного витискання. Контактна взаємодія між п’ятьма суміжними тілами у зборі формалізована за допомогою алгоритму "поверхня-поверхня" (Surface-to-Surface contact) із застосуванням умов Кулонівського тертя. При цьому для пари "фторопласт–сталь" введено значно нижчий коефіцієнт тертя порівняно з парою "гума–сталь", що відповідає фізиці процесу мінімізації пускових фрикційних взаємодій.

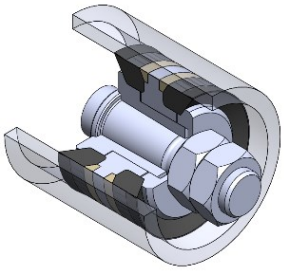


Рисунок 3.27 – Модель для дослідження

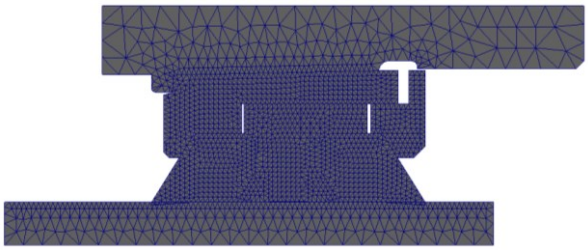


Рисунок 3.28 – Сітка скінченних елементів на осесиметричній моделі

До досліджуваної моделі прикладено такі навантаження: стиснення манжет в осьовому напрямку (при збірці поршня); тиск (25 МПа) на деталі, як вказано на рисунках 3.29 та 3.30. Діаметр втулки (внутрішній) взято рівним 120 мм.

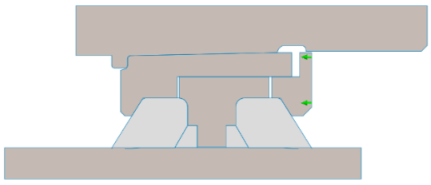


Рисунок 3.29 – Стиснення манжет у осьовому напрямку (при збиранні поршня)

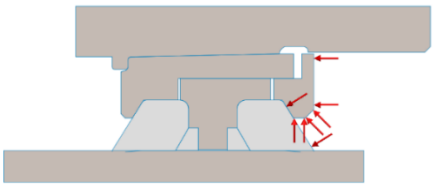


Рисунок 3.30 – Прикладання тиску

Науковою основою пошуку конструктивних параметрів поршня є параметрична оптимізація в межах чисельного алгоритму "Дослідження проектування" (Design Study). Математична задача оптимізації формулювалася як мінімізація величини екструзійного зазору при одночасному забезпеченні рівномірності та достатності епюри контактного тиску (P_{cont}) для гарантування герметичності рухомого ущільнення. Цільова функція задачі базувалася на критерії оцінки ефективності контактного тиску:

$$P_{cont}(x) \geq P_{fluid},$$

де P_{fluid} = 25МПа – робочий тиск бурового насоса.

Вар'юваним геометричним параметром (Continuous Design Variable) виступав кут скосу конічної поверхні взаємодії підкладного кільця та манжети у діапазоні від 20 до 50º. За результатами ітераційного пошуку та аналізу поверхонь відклику було встановлено глобальний екстремум цільової функції (найкращий варіант розподілу напружень та деформацій) при куті нахилу поверхні підкладного кільця до вертикальної осі α = 35º.

Для зручності аналізу розподілу контактного тиску між елементами поршня та циліндровою втулкою на рисунку 3.31 наведено гріфічні залежності накладені на конструкцію поршня.

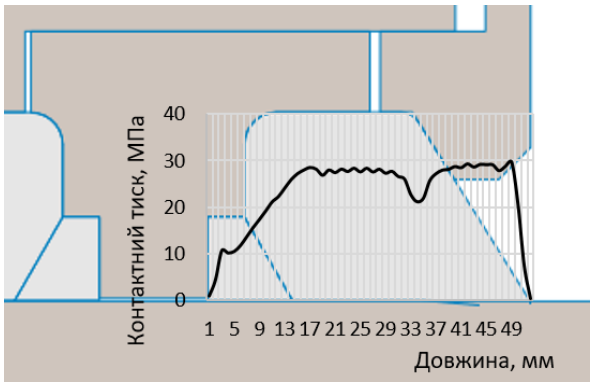


Рисунок 3.31 – Розподіл контактного тиску між елементами поршня та циліндровою втулкою

Згідно з рисунком 3.31 розподіл контактного тиску між елементами поршня (гумової манжети і підкладного пластмасового кільця) та циліндровою втулкою має наступні особливості:

– на підкладному кільці величина контактного тиску змінюється від 0 до 18 МПа, що можна пояснити її деформацією та дією зусилля від гумової манжети. Причому, навіть коли у процесі роботи кільце буде зношуватись, величина контактного тиску залишатиметься майже постійною, оскільки за рахунок скосу кільця його завжди буде розтискати у радіальному напрямку;

– на гумовій манжеті величина контактного тиску змінюється від 18 до 29 МПа, причому на залежності (рис. 3.31) спостерігається на довжині 29-37 мм

зниження тиску до 21 МПа. Це можна пояснити особливостями конструкції манжети, а саме виконанням манжети, яка містить різкий перехід від її губи до тіла.

Отже, запропонована конструкція збірно-розбірного поршня має основну перевагу порівняно із іншими конструкціями – підвищений термін експлуатації за рахунок усунення явища витискування гумової манжети у зазор між сердечником та циліндровою втулкою. На початку роботи (стиснення рідини, що перекачується) за рахунок скосу підкладного пластмасового кільця у 35º вищезгаданий зазор усувається (деформується кільце у радіальному напрямку). Слід також зауважити, що коефіцієнт тертя кільця по сталі є значно меншим ніж у гуми, тому навіть при виникаючих контактних тисках термін його експлуатації буде досить значним.

Виконані дослідження поршня насоса дозволили вдосконалити його конструкцію [193]. Вдосконалення полягає у тому, що поршень насоса, який містить металевий сердечник з розділовим буртом, дві втулки протилежно розташовані, дві тотожні змінні манжети з пластмасовими кільцями, кожне з яких кріпиться на сердечнику за допомогою втулок і штока з гайками. З метою збільшення ресурсу поршня конічні поверхні пластмасових кілець, які контактують із змінними еластичними манжетами, виконані під кутом нахилу α=30°-45° еластичних манжет відносно перпендикулярної площини осі поршня, також для підвищення якісних показників пластмасових кілець за рахунок полегшеного їх розтискання в процесі роботи та звуження кромок конічної поверхні при встановленні поршня у циліндрову втулку пластмасові кільця із сторони кільцевих конічних поверхонь мають прорізі площиною, розташованою до зовнішніх дотичних ліній під кутом β=30°-45° і до перпендикулярної площини відносно осі кільця під кутом γ=30°-60° на глибину більше ½ товщини кільця.

На рисунку 3.32 зображено загальний вигляд поршня насоса з частиною штока з гайками, а на рисунку 3.33 – пластмасове кільце з прорізями із сторони кільцевої конічної поверхні.

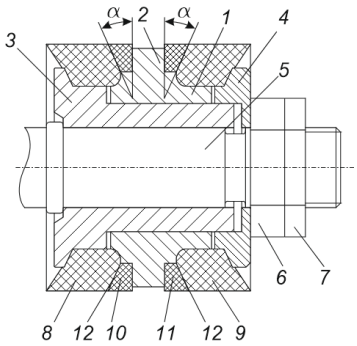


Рисунок 3.32 – Загальний вигляд поршня насоса з частиною штока з гайками

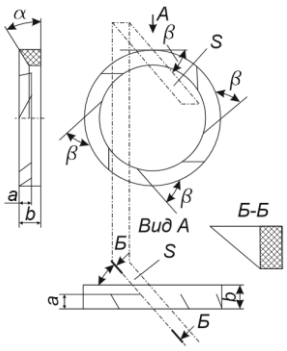


Рисунок 3.33 – Пластмасове кільце з прорізями із сторони кільцевої конічної поверхні

Поршень насоса складається із металевого сердечника 1 з розділовим буртом 2, двох 5 протилежно розташованих між собою втулок 3, 4 встановлених на штоці 5 і зафіксованими гайками 6,7, а між розділовим буртом 2 металевого сердечника 1 і протилежно розташованих між собою втулок 3, 4 зафіксовані дві тотожні змінні еластичні манжети 8 і 9, що контактують з пластмасовими кільцями 10 і 11 по кільцевим конічним поверхням 12. Контактуючі кільцеві поверхні виконані під кутом нахилу α=30°-45° до еластичних манжет 8 і 9 відносно 10 перпендикулярної площини до осі поршня. А для підвищення якісних показників поршня за рахунок пластмасових кілець 10, 11, в яких із сторони кільцевих конічних поверхонь виконані прорізі з метою зменшення їх жорсткості, забезпечення рівномірного контакту по кільцевій поверхні із внутрішньою поверхнею циліндрової втулки. Прорізі виконані площиною S, розташованою до зовнішніх дотичних ліній під кутом β = 30°-45° і до перпендикулярної площини відносно осі кільця під кутом γ = 30°-60° на глибину α більше 1/2 товщини b кільця. При цьому буде забезпечено якісне очищення внутрішньої поверхні циліндрової втулки від прилипання бруду і абразивних частинок.

Наукове обґрунтування ефективності введення похилих прорізей під кутами β та γ на глибину більше 1/2 товщини кільця (рис. 3.33) полягає в цілеспрямованому зниженні колової (тангенціальної) жорсткості суцільного фторопластового кільця. Завдяки цьому кінематичне осьове зусилля від деформації гумової манжети

трансформується у радіальне переміщення сегментів кільця з мінімальним внутрішнім опором самого матеріалу. З позицій механіки контактного руйнування та триботехніки, таке конструктивне рішення переводить роботу підкладного елемента у режим авторегулювання: під дією робочого тиску середовища (25 МПа) сегменти розсуваються, повністю компенсуючи радіальний знос кільця у процесі експлуатації. Геометрична орієнтація прорізей під кутом до дотичних ліній створює додатковий гідродинамічний ефект "скребка", який під час зворотньо-поступального руху поршня зрізає прилиплий шар твердої фази (шламу) зі стінок циліндрової втулки, запобігаючи проникненню абразиву під робочу губу манжети. Це теоретично доводить суттєве зниження інтенсивності абразивного та гідроабразивного зношування циліндро-поршневої пари.

3.2.5 Усунення пульсацій подачі та тиску рідини під час роботи поршневих насосів

У практиці буріння нафтових і газових свердловин переважно застосовують двопоршневі насоси двосторонньої дії та трипоршневі односторонньої дії, до яких висувають вимогу рівномірної подачі промивальної рідини для зменшення пульсацій. Пульсації негативно впливають на насосно-циркуляційну систему, свердловинне обладнання та стінки необсадженої свердловини, тому для їх зменшення використовують пневмокомпенсатори. Проте навіть із компенсаторами повністю усунути пульсації не вдається [16, 28].

Аналіз теоретичних графіків миттєвих подач насосів однократної, двократної трикратної та чотирикратної дії наведені у працях [16, 28]. Аналізуючи графіки миттєвих подач насосів різних типів і значення їх коефіцієнтів нерівномірності подачі, можна зробити наступні висновки:

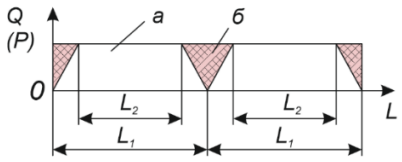
– підвищення кратності дії насосів не завжди веде до підвищення їх рівномірності подачі;

– насоси 3, 5 – кратної дії мають меншу нерівномірність подачі, ніж насоси 4, 6 – кратної дії.

Щоб усунути пульсації подачі промивної рідини в буровому насосі запропоновано модернізувати його приводну частину [194].

Графік подачі пропонованого поршневого насоса зі зниженою пульсацією наведено на рисунку 3.34.

Завдяки конструктивному виконанню кінематики привода поршнів (плунжерів) насосів можна досягнути максимального ефекту роботи насосів.

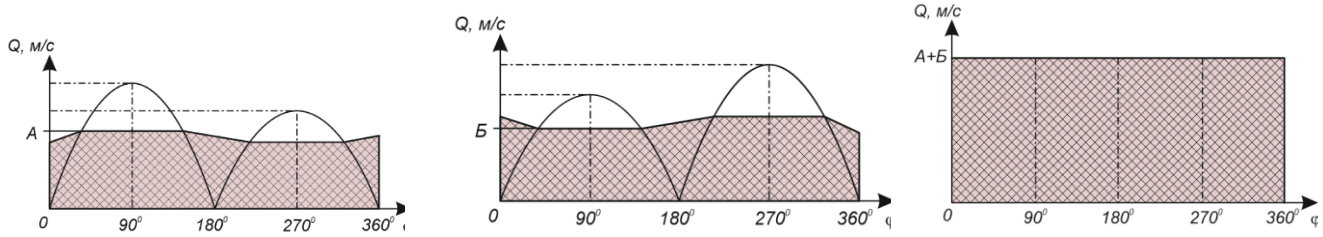


а – подача рідини поршнем, з'єднаним із зубчастою рейкою;

б – подача рідини поршнем, з'єднаним з ексцентриком кулачкового механізму

Рисунок 3.34 – Графік подачі насоса зі зниженою пульсацією

На рисунку 3.35 наведено порівняння подачі модернізованого та існуючого насосів (двопоршневих двосторонньої дії). В модернізованому насосі при синхронному русі двох поршнів і зміщення їх між собою на 180º подача рідини буде практично рівномірною.



а) б) в)

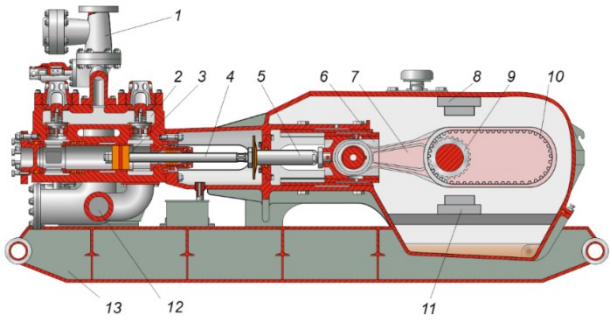
а – подача циліндро-поршневою парою двосторонньої дії; б – подача циліндро-поршневою парою двосторонньої дії, зміщеної на 180º відносно рисунку а;

в – сумарна подача модернізованого двопоршневого насоса двосторонньої дії.

Заштриховано – подача пропонованого насоса. *для пропонованого насоса кут повороту кривошипа φ приймаємо умовно

Рисунок 3.35 – Графіки подач пропонованого та існуючого бурових насосів (двопоршневих двосторонньої дії)

На рисунку 3.36 зображено принципову схему модернізованого поршневого бурового насоса двосторонньої дії.



1 – вихідний патрубок; 2 – гідравлічна частина; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – контршток; 6 – крейцкопф; 7 – шатун; 8, 11 – фіксатор; 9 – шестірня; 10 – зубчаста рейка; 12 – вихідний патрубок; 13 – рама

Рисунок 3.36 – Модернізований поршневий буровий насос

Ця схема (рис. 3.36) може бути основою для проєктування нових конструкцій насосів.

Отже, результати досліджень, наведені у підрозділі 3.2, підтверджують, що вдосконалення елементів циркуляційної системи бурових установок забезпечує підвищення ефективності очищення вибою, стабілізацію гідродинамічних параметрів промивної рідини, зменшення пульсацій тиску та покращення надійності роботи бурового обладнання. Застосування методів імітаційного моделювання дозволило встановити закономірності руху потоків, оцінити вплив конструктивних параметрів окремих елементів системи та обґрунтувати шляхи їх удосконалення для попередження прихоплень бурильної колони.

Разом із забезпеченням ефективної роботи циркуляційної системи важливим завданням під час спорудження свердловин є підвищення надійності їх кріплення, оскільки саме якість цементування та герметичність обсадної колони визначають довговічність і безпечність експлуатації свердловини. У зв’язку з цим подальші дослідження спрямовані на вдосконалення конструкції зворотного цементувального клапана та підвищення механічних характеристик цементного каменю при кріпленні свердловин.

3.3 Підвищення надійності кріплення свердловин

3.3.1 Вдосконалення конструкції зворотного цементувального клапана

У представлених дослідженнях підрозділу 3.3.1 наукові основи імітаційного моделювання реалізовано під час аналізу напружено-деформованого стану запобіжної мембрани зворотного цементувального клапана під час її руйнування. Моделювання виконувалося на основі побудови геометричної моделі елемента конструкції з урахуванням наявності концентраторів напружень у вигляді фрезерованих канавок, а також задання реальних фізико-механічних властивостей матеріалу мембрани. Отримані результати імітаційного моделювання використовувалися для оцінки умов розриву мембрани, аналізу впливу геометрії концентраторів напружень на характер руйнування та обґрунтування її пелюсткоподібного розкриття без утворення небезпечних уламків, здатних порушити роботу клапанного вузла.

Цементування обсадних колон є важливим етапом будівництва свердловин. Від якості всього процесу цементування залежать ефективні показники подальшого будівництва свердловини та її експлуатації. Відомо, що тампонажний розчин зберігає свою плинність дуже обмежений час [30, 32]. Тому приділення уваги пристроям, які пришвидшують процес спуску обсадних колон та підвищують якість цементування, залишається актуальним.

Для забезпечення якісного цементування необхідно правильно вибрати і регулювати технологічні параметри. При проведенні тампонажних робіт необхідно врахувати, що використання одного заходу викликає введення або зміну іншого [32].

Одним із відповідальних елементів оснащення обсадних колони є зворотний клапан, який розміщується над її башмаком і виконує такі функції:

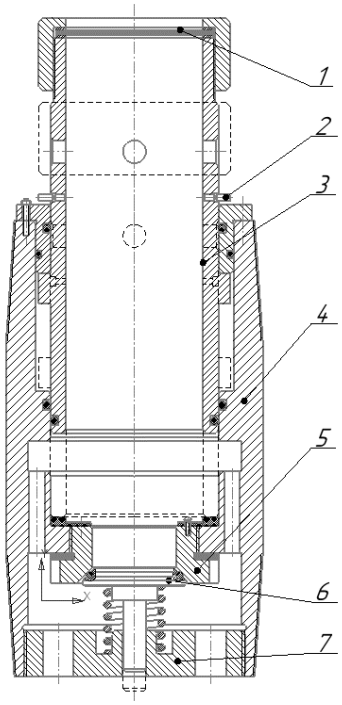
1) полегшує обсадну колону під час її спуску у свердловину;

2) служить засобом захисту від можливих відкритих фонтанів під час спуску колони;

3) запобігає зворотному руху тампонажного розчину після завершення його циркуляції.

Сьогодні застосовують зворотні цементувальні клапани таких конструкцій: тарілчасті, диференційні, клапани ЦКО і ЦКОД. Проаналізовано конструкції цементувальних клапанів та встановлено, що вони мають спільний недолік – відсутність можливості проводити контрольну перевірку герметичності різьбових з'єднань колони до її цементування, що є особливо важливим під час кріплення газових свердловин [195].

На основі проведеного аналізу запропоновано конструкцію зворотного клапана (рис. 3.37). Він встановлюється над башмаком обсадної колони і служить одночасно стоп-кільцем.



1 – мембрана; 2 – штифти; 3 – плаваюча втулка; 4 – корпус;
5 – сідло; 6 – тарілка; 7 – напрямна.

Рисунок 3.37 – Запропонований зворотний клапан

Цей клапан виконує такі функції [195]:

1) забезпечує автоматичне заповнення промивною рідиною обсадну колону під час її спуску у свердловину;

2) дає змогу проводити контрольну перевірку герметичності різьбових з’єднань колони обсадних труб перед її цементуванням;

3) дає можливість проводити процес цементування обсадної колони (пропустити цементний розчин у кільцевий простір і запобігти його зворотному руху всередину колони).

Клапан складається з корпуса 4, що є сталевим циліндром, зовнішній діаметр якого рівний діаметру обсадної колони. В корпус встановлюється плаваюча втулка 3, яка утримується на корпусі за допомогою зрізних штифтів. Зверху на втулці розміщена мембрана 1, яка закріплена спеціальною гайкою. У корпусі за допомогою різьби кріпиться сідло клапана 5 та напрямна 7 із підпружиненою тарілкою 6, на конічній посадковій поверхні якої знаходиться ущільнювальне кільце круглого перерізу [195].

Під час спуску обсадної колони у свердловину промивна рідина проходячи через отвори у напрямній 7, коаксіальні отвори у корпусі 4 і радіальні отвори у втулці 3 заповнює колону. Після спуску колони на проектну глибину проводять контрольну перевірку герметичності різьбових з’єднань труб. Для цього збільшують подачу насосного агрегату, що призводить до збільшення перепаду тиску у радіальних отворах втулки 3, зрізуються штифти 2 і плаваюча втулка 3 під дією тиску рідини переміщується вниз, тим самим перекриває коаксіальні отвори у корпусі. При цьому перекриваються і радіальні отвори втулки. Стрибок тиску, що фіксується манометром цементувальної головки, буде свідчити про герметичність різьбових з’єднань колони [195].

Для контрольної перевірки герметичності різьбових з’єднань обсадної колони у конструкції клапана встановлена розривна мембрана 1 із двома фрезерованими під кутом канавками. Подальше збільшення тиску до заданого значення розриває мембрану 1. Після розриву мембрана втримується в місці кріплення. В подальшому проводимо кінцеве промивання свердловини, а клапан працює вже як звичайний зворотний. Цементний розчин, проходячи через центральний отвір у втулці 3, відхилює тарілку 6 і через отвори напрямної 7 потрапляє в заколонний простір.

Після закінчення процесу циркуляції тампонажного розчину і припинення роботи цементувальних агрегатів тарілка 6, під дією пружини і тиску тампонажного розчину із заколонного простору притискується до сідла 5, запобігаючи зворотному руху цементного розчину у колону [195].

Гідравлічний розрахунок клапана проводиться із умови запобігання переливу рідини на усті при спуску колони. Діаметр радіальних отворів у плаваючій втулці повинен забезпечувати необхідний перепад тиску для зрізання штифтів. Перепад тиску в отворах клапана при промиванні і цементуванні свердловини визначається за формулою:

$$P = \frac{\rho \cdot Q^2}{20 \cdot \alpha^2 \cdot f^2}, \qquad (3.1)$$

де ρ − густина рідини;

Q − подача насосних агрегатів;

α − коефіцієнт витрат;

f − площа відповідного отвору.

Розглянено різні варіанти вибору кількості отворів і їх діаметрів у зворотному клапані для експлуатаційної колони діаметром 168 мм (d_1, d_2, d_3 – діаметри отворів, відповідно, у плаваючій втулці, корпусі та напрямній клапана).

I	II	III	IV
d_1 =10 мм, 2 отв.;	d_1 =10 мм, 6 отв.;	d_1 =10 мм, 8 отв.;	d_1 =15 мм, 4 отв.;
d_2 =10 мм, 4 отв.;	d_2 =10 мм, 8 отв.;	d_2 =10 мм, 8 отв.;	d_2 =10 мм, 8 отв.;
d_3 =20 мм, 4 отв.;	d_3 =20 мм, 6 отв.;	d_3 =20 мм, 6 отв.;	d_3 =20 мм, 4 отв.;

Вихідні дані:

ρ_1 = 1250 кг/м^3 – густина промивальної рідини;

ρ_2 = 1650 кг/м^3 – густина тампонажного розчину;

$\alpha_1 = 0{,}62$; $\alpha_2 = 0{,}9$; $\alpha_3 = 0{,}9$ − коефіцієнт витрат отворів;

Q = 22 л/с – подача насосного агрегату.

Результати перепадів тиску при промиванні свердловини зведені у таблицю 3.3, а при цементуванні – у табл. 3.4 [195].

Таблиця 3.3 – Перепади тиску в отворах клапана при промиванні свердловини

Варіант	Перепад тиску, МПа			
	В отворах втулки, P_1	В отворах корпуса, P_2	В отворах напрямної, P_3	Сумарний, $\sum P_{ПР}$
I	31,92	3,78	0,23	35,94
II	3,54	0,94	0,10	4,58
III	1,99	0,94	0,10	3,03
IV	1,58	0,94	0,23	2,75

У вдосконаленій конструкції зворотного цементувального клапана необхідно виконувати отвори за IV варіантом (що забезпечить мінімальний сумарний перепад тиску).

Таблиця 3.4 – Перепади тиску в отворах клапана при цементуванні свердловини

Варіант	Перепад тиску, МПа			
	В отворах втулки, P_1	В отворах корпуса, P_2	В отворах напрямної, P_3	Сумарний, $\sum P_{Ц}$
I	42,14	4,99	0,312	47,44
II	4,68	1,25	0,138	6,07
III	2,63	1,25	0,138	4,02
IV	2,08	1,25	0,312	3,64

Дійсний сумарний перепад тиску в клапані при промиванні і цементуванні свердловини буде нижчий, за рахунок його зменшення в отворах корпуса (P_2), оскільки більша частина рідини пройде через відкритий тарілчастий клапан.

Для контрольної перевірки герметичності різьбових з'єднань колони обсадних труб в конструкції цементувального клапана передбачено мембрану, виготовлену з латуні Л63-3 ГОСТ 931-90, границя міцності якої рівна 300 МПа. За технологією проведення цементування мембрана повинна розриватися. Спочатку при лабораторних випробовуваннях застосовувались різні типи запобіжних мембран: плоскі, випуклі, з широкою кільцевою канавкою, з рисками, з

фрезерованими під кутом канавками. Однак враховуючи той факт, що при контрольній перевірці герметичності різьбових з'єднань колони існує ймовірність утворення зайвих пластичних деформацій мембрани, уламки від розриву якої можуть засмітити клапанний вузол, що призведе до зниження герметичності і надійності клапана, а тому запропоновано використовувати мембрану з двома фрезерованими під кутом канавками (рис. 3.38). Дані концентратори напружень дозволять мембрані пелюсткоподібно розкриватися, звільняючи при цьому прохідний отвір і не засмічуючи уламками клапанний вузол [195].

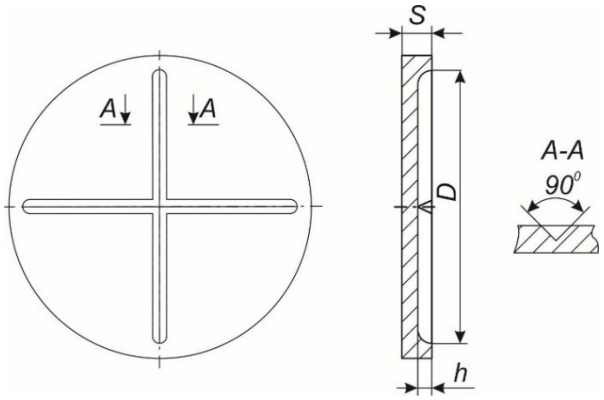


Рисунок 3.38 – Запобіжна мембрана

Напруження розриву в мембрані:

$$\sigma_p = \frac{Q_p}{F_p}, \tag{3.2}$$

де Q_p – зусилля розриву, Н;

F_p – площа розриву, м^2.

Площа розриву мембрани визначається за формулою:

$$F_p = l(\delta - h) \cdot i, \tag{3.3}$$

де l – довжина одного фрезерованого паза, м;

δ – товщина мембрани, м;

h – глибина паза, м;

i – число пазів.

Зусилля розриву мембрани товщиною 3 мм, з глибиною паза h =1,8 мм, довжиною l=90 мм, кількістю пазів – 2.

$$Q_p = \sigma_p \cdot F_p, \tag{3.4}$$

Q_p =300·10^6·0,09·(0,003 – 0,0018)·2 = 0,0648·10^6 = 64800 Н.

Тиск, при якому розривається мембрана:

$$P = \frac{Q_p}{F}, \tag{3.5}$$

де F – площа, яка сприймає зусилля розриву Q_p.

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \tag{3.6}$$

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}09^2}{4} = 6{,}4 \cdot 10^{-3}\ м^2,$$

де D – внутрішній діаметр плаваючої втулки, м.

Тиск, при якому розривається мембрана буде становити:

$$P = \frac{64800}{6{,}4 \cdot 10^{-3}} = 10{,}125 \text{ МПа}.$$

Наступна формула найбільш поширена і проста, що використовується для розрахунку запобіжних мембранних клапанів [4, 195]:

$$P = \frac{k \cdot \sigma_в \cdot \delta}{D}, \tag{3.7}$$

де P – тиск розриву, МПа;

k – емпіричний безрозмірний коефіцієнт, приймається в межах 3,0…4,2;

$\sigma_в$ – границя міцності матеріалу мембрани, МПа;

δ – вихідна товщина мембрани, δ =3-1,8=1,2 мм;

D – робочий діаметр, D = 90 мм.

$$P = \frac{3{,}0 \cdot 300 \cdot 1{,}2}{90} = 12 \text{ МПа}.$$

Науковий аналіз наведених класичних аналітичних залежностей (3.2–3.7) свідчить про їх обмежену придатність для точного проектування вузлів керованого руйнування. Формула (3.2) розглядає задачу в суто одновимірній постановці пружного розтягу, повністю ігноруючи геометричну складність фрезерованого паза та виникаючий у його корні об’ємний градієнт напружень. Водночас емпірична модель (3.7) спирається на усереднений безрозмірний коефіцієнт *K*, який має високу варіативність і не враховує кут фрезерування канавки, радіус заокруглення інструменту та явище локальної пластичної течії матеріалу латуні Л63-3 перед розривом. Саме тому виникає об’єктивна необхідність застосування наукових основ імітаційного моделювання на базі методу скінченних елементів (МСЕ). Чисельний аналіз дозволяє відійти від усереднених емпіричних коефіцієнтів і перейти до точного відстеження локальних критеріїв руйнування в тривимірній постановці.

Експериментальні випробовування мембрани з фрезерованими під кутом канавками проводилися для визначення безрозмірного коефіцієнта (для статичних і динамічних умов).

$$K = \frac{P \cdot D}{\sigma_в \cdot \delta}$$

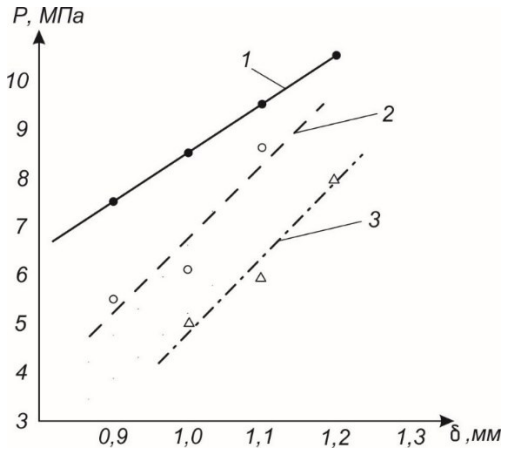
Спершу проводились експерименти для визначення мінімальної кількості повторень одного режиму, що забезпечує показник точності вимірювань 3…5% при ймовірності 0,9. Доведено, що кожен дослід необхідно повторити не менше трьох разів.

Статичні випробовування мембрани проводились 3…5% водяним розчином емульсії при подачі насоса 0,5 л/с, а динамічні – технічною водою при подачі насоса 20 л/с. Тиск розриву мембрани фіксувався зразковим манометром.

Значення коефіцієнта К для статичних умов склали 1,8…2,7, а для динамічних умов – 1,3...2,5.

Експериментальні значення безрозмірного коефіцієнта показують, що при застосуванні мембран з фрезерованими під кутом канавками необхідно враховувати також умови їх роботи (статичні чи динамічні).

На рисунку 3.39 приведені теоретичні та експериментальні залежності тиску розриву мембрани клапана із фрезерованими канавками під кутом 90^0.



1 – розрахункова; 2 – статичні умови випробовування (подача насоса 0,5 л/с); 2 – динамічні умови випробовування (подача насоса 20 л/с)

Рисунок 3.39 – Залежності тиску розриву мембран клапана із фрезерованими канавками під кутом 90^0

Також приведено імітаційне моделювання МСЕ (рис. 3.40) мембрани з фрезерованими під кутом канавками [195].

Математична постановка крайової задачі імітаційного моделювання процесу деформування та руйнування мембрани базується на розв'язанні тривимірних рівнянь рівноваги механіки суцільних середовищ у напруженнях з урахуванням фізичної та геометричної нелінійностей. Для матеріалу мембрани (латунь Л63-3) введено модель ізотропного пружно-пластичного тіла зі зміцненням (Elasto-Plastic з критерієм текучості Фон Мізеса). Процес ініціації та розвитку макротріщини по осі фрезерованих пазів моделювався за допомогою критерію граничної пластичної деформації (Equivalent Plastic Strain failure criterion). Оскільки товщина мембрани в місці ослаблення становить всього 1,2 мм, розрахункова сітка в зоні концентратора була дискретизована за допомогою гексаедральних елементів високого порядку з розміром комірки до 0,1 мм для точного вловлювання градієнта деформацій. Кінематичні крайові умови відповідали жорсткому затисненню периферійного контуру мембрани пристроєм кріплення у плаваючій втулці. Навантаження задавалося як рівномірно розподілений гідростатичний тиск P на нижню площину мембрани, що покроково збільшувався методом Ньютона-Рафсона до моменту досягнення еквівалентними напруженнями критичної межі $\sigma_м$ в усій товщі ослабленого перерізу.

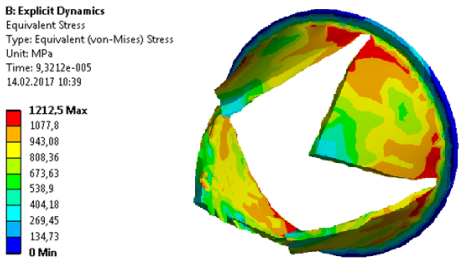


Рисунок 3.40 – Результати імітаційного моделювання мембрани з канавками фрезерованими під кутом 90^0

Аналіз результатів імітаційного моделювання (рис. 3.40) підтвердив фізичну картину процесу: фокусування еквівалентних напружень відбувається суто по лінії

мінімальної товщини фрезерованих пазів. Характер ізополів напружено-деформованого стану доводить, що перехресне розташування канавок під кутом 90º блокує поширення тріщини у коловому напрямку. Натомість руйнування розвивається виключно по ортогональних осях, що теоретично обґрунтовує безпечне пелюсткоподібне розкриття мембрани під дією потоку рідини без відриву її фрагментів. Встановлена експериментальним шляхом розбіжність коефіцієнта *K* між статикою (1,8-2,7) та динамікою (1,3–2,5) (рис. 3.39) тепер отримує чітке наукове пояснення через призму виконаного моделювання. При динамічній подачі (20 л/с) виникає локальне гідродинамічне збурення потоку на перешкоді (мембрані), що призводить до нерівномірного пульсаційного навантаження. Це викликає вищі швидкості деформування у корні концентратора, знижуючи пластичний резерв латуні та прискорюючи крихкий розрив за нижчих значень інтегрального статичного тиску. Такий синергетичний ефект чисельного моделювання та натурного експерименту дозволяє здійснювати прецизійну настройку тиску спрацьовування клапана для конкретних умов кріплення свердловин.

З проведених досліджень сформовано такі висновки [195]:

– запропонований зворотний клапан пришвидшить спуск обсадних колон, покращить технологію проведення тампонажних робіт, підвищить якість кріплення свердловин;

– зворотний клапан може використовуватись у вертикальних, горизонтальних та похилоскерованих свердловинах;

– зворотний цементувальний клапан забезпечить можливість проведення контрольної перевірки герметичності різьбових з’єднань колони до її цементування;

– отримані уточнені значення емпіричного безрозмірного коефіцієнта можуть використовуватись при розрахунку запобіжних мембран з фрезерованими канавками під заданим кутом.

3.3.2 Підвищення механічних характеристик цементного каменю при кріпленні свердловин

Цементування свердловин є ключовою операцією у процесі їхнього спорудження та експлуатації. Основна мета – забезпечення герметизації затрубного простору, ізоляція пластів, захист обсадних колон від агресивних флюїдів та створення надійної опори для конструкції. Якість цементного каменю безпосередньо визначає довговічність і безпечність свердловини. Тому підвищення його механічних характеристик (міцності на стиск, розтяг, зчеплення з породою та трубою) є одним із головних завдань сучасної нафтогазової інженерії.

На якість цементного каменю впливають такі чинники:

– геолого-технічні умови (тиск, температура, агресивність пластових флюїдів);

– склад тампонажного розчину (водоцементне відношення, наявність добавок);

– технологія цементування (швидкість закачування, використання розділювальних пробок, контроль реології);

– дефекти цементного кільця (мікроканали, тріщини, неповне зчеплення з обсадною колоною чи породою) [196].

Для підвищення механічних характеристик цементного каменю застосовують:

– оптимізацію складу цементного розчину (використання мінеральних добавок (мікрокремнезем, зола-виносу, шлаки), що зменшують пористість і підвищують щільність каменю; додавання полімерних модифікаторів для підвищення тріщиностійкості; використання нанодобавок (нано-SiO_2, наноглини), які покращують мікроструктуру цементного каменю;

– контроль водоцементного відношення (зменшення кількості води у розчині підвищує міцність, але потребує пластифікаторів для збереження рухливості);

– використання спеціальних технологій цементування (двоступінчасте цементування, зворотне цементування, застосування тампонажних розчинів з

розширювальними добавками, що компенсують усадку і покращують зчеплення з трубою) [197];

– підвищення стійкості до агресивних середовищ (використання сульфатостійкого цементу; додавання мінеральних наповнювачів, які зменшують проникність; модифікація цементу продуктами уловлювання CO_2 (карбонатизація), що підвищує щільність і довговічність).

Сучасними дослідженнями та інноваціями, які стосуються підвищення механічних характеристик цементного каменю є:

– використання конденсату димових газів цементного виробництва для отримання цементного каменю з покращеними характеристиками (екологічний аспект);

– моделювання процесів деградації цементного каменю для прогнозування його ресурсу;

– застосування імітаційного моделювання для аналізу напружено-деформованого стану цементного кільця та оптимізації його складу.

Що стосується модифікації цементу продуктами уловлювання CO_2, то у зв'язку з цим у світі активно розробляються відповідні технології:

– використання CO_2 у виробництві цементу. Американські дослідники запропонували метод, коли діоксид вуглецю перетворюється на оксалати металів, які можуть бути використані як прекурсори для цементу [198]. Це дозволяє одночасно зменшити викиди та здешевити виробництво. У процесі застосовуються каталізатори, зокрема свинець у слідових кількостях, який сприяє хімічному зв'язуванню CO_2 у тверді сполуки. Важливо, що після перетворення на оксалати вуглець не повертається в атмосферу за нормальних умов, що робить цей метод перспективним для промислового масштабування.

– карбонатизація бетону. Інший напрямок – інжекція CO_2 у бетон під час твердіння. Газ реагує з кальцієм у складі цементу, утворюючи карбонати кальцію, які ущільнюють структуру матеріалу. Це має два ефекти: підвищення міцності та довговічності бетону; зменшення вуглецевого сліду за рахунок хімічного зв'язування CO_2. Дослідження Колорадського університету показали, що до 19%

вуглецю, викинутого під час виробництва бетону, може бути повторно абсорбовано протягом життєвого циклу конструкції [199]. Таким чином, бетонні споруди можуть виступати своєрідними «поглиначами» вуглецю.

Однією з галузей, окрім нафтогазової, яка продукує велику кількість викидів діоксиду вуглецю є цементна. За оцінками, на виробництво цементу припадає до 8% глобальних викидів CO_2, що робить його другим за величиною промисловим джерелом після енергетики [199]. Це пов'язано з процесом випалу клінкеру, під час якого відбувається розкладання карбонату кальцію, а також зі значними енергетичними витратами.

Слід зауважити, що до парникових газів окрім CO_2 ще відноситься водяна пара, якої у складі димових газів цементних виробництв є значна кількість. Тому пропонується із димових газів цементного виробництва вилучати водяну пару (отримати конденсат пари димових газів). Також у процесі отримання конденсату пари з димових газів будуть вилучені механічні мікрочастинки та інші сполуки шкідливих речовин, а також розчинений CO_2 (ці речовини знаходитимуться у цьому конденсаті). Для цього розроблено "Спосіб виділення рідини і механічних домішок із газового потоку" [200].

З метою утилізації отриманого конденсату пари з димових газів цементного виробництва пропонується використовувати його як сировину для отримання цементного каменю (додавати у цементний розчин при виробництві бетону та виробів з нього).

Для визначення механічних характеристик цементного каменю (напруження згину $\sigma_{зг}$, стиску $\sigma_{ст}$ та крихкість $К_К$) виготовленого із застосуванням конденсату пари димових газів цементного виробництва та їх порівняння із цементним каменем виготовленим за традиційним способом виготовлено відповідні дослідні зразки. Визначення характеристик цементного каменю проводилось згідно ДСТУ Б В.2.7-86-99 [201].

Результати лабораторних досліджень цементних каменів наведені у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Характеристики цементних каменів

№ з/п	Цементний камінь виготовлений на основі	Розтічність *P*, мм	$\sigma_{зг}$, МПа	$\sigma_{ст}$, МПа	Крихкість $K_К = \sigma_{ст} / \sigma_{зг}$	Тривалість формування, год
1	Конденсату пари димових газів (відстояний)	220	1,2	4,7	3,9	24
2	Конденсату пари димових газів (перемішаний)	215	1,3	4,6	3,5	
3	Водопровідної води	205	1,0	3,5	3,5	

Виходячи із отриманих результатів (табл. 3.5) найкращим за механічними властивостями є цементний камінь, отриманий із застосуванням конденсату пари димових газів. Варта зауважити, що перед виготовленням дослідних зразків вищезазначений конденсат пари перемішувався із наявним у ньому осадом. Отриманий цемент має більшу розтічність порівняно із цементом виготовленим на водопровідній воді, а цементний камінь вищі напруження згину на 30% та вищі на 31% напруження стиску. При цьому, крихкість цементного каменю виготовленого із перемішаного конденсату пари димових газів залишилась такою ж, як і у цементного каменю виготовленого з використанням водопровідної води [25].

Висновки до розділу

1 Сформовано критерії безпечності та надійності нафтогазового обладнання, які дають змогу створювати його елементи із забезпеченням стабільної й безаварійної роботи, підвищують захист персоналу та довкілля й дозволяють оптимізувати обслуговування та ремонти.

2 Імітаційні дослідження гідродинамічних параметрів долота PDC з врахуванням умов, які наближені до реальних, дозволили виявити особливості розподілу швидкостей, тисків та турбулентності у його типовій конструкції. На основі отриманих результатів імітаційного моделювання запропоновано нову конструкцію гідромоніторної насадки, яка забезпечує підвищену завихреність потоку та можливість регулювання напряму струменя промивного розчину. Це технічне рішення сприятиме ефективнішому винесенню шламу з вибою та

запобігатиме його повторному потраплянню на озброєння долота, що підвищить продуктивність і надійність процесу спорудження свердловин.

3 Проведений аналіз конструкцій клапанів бурових насосів та умов їх експлуатації показав, що одним із ключових чинників зниження їх ресурсу є потрапляння твердих частинок у зазор між манжетою та тарілкою. На основі результатів імітаційного моделювання було обґрунтовано та реалізовано зміну форми манжети, яка забезпечує її контрольовану деформацію у вертикальному напрямку без утворення зазору. Отримані результати підтвердили працездатність удосконаленої конструкції клапана: під час роботи зазор між елементами не утворюється, що запобігає проникненню твердих частинок у зону ущільнення та сприяє суттєвому підвищенню надійності.

4 Імітаційне моделювання для визначення гідродинамічних характеристик клапана бурового насоса за різних характеристик промивних рідин показало суттєву різницю у величинах гідравлічних опорів – у середньому близько 48,7%. Це підтверджує, що під час проєктування клапанів бурових насосів та аналогічного обладнання необхідно ретельно обирати модель поведінки рідини та враховувати максимальну кількість її параметрів (в’язкість, густину, температуру тощо) для отримання достовірних і точних результатів розрахунків.

5 За допомогою імітаційного моделювання досліджено напружено-деформований стан елементів конструкції збірного поршня, визначено його недоліки. Для їх усунення запропоновано використання підкладних пластмасових кілець трапецієподібного перерізу зі скосом під кутом, що дозволяє зменшити контактний тиск і усунути витискання гумової манжети у зазор між сердечником та циліндровою втулкою. Результати параметричного імітаційного моделювання також дали змогу визначити оптимальний кут скосу величиною 35° за критерієм величини контактного тиску, що сприятиме підвищенню ресурсу поршня і надійності роботи бурового насоса. На вдосконалену конструкцію поршня отримано правоохоронні документи на корисну модель.

6 З метою зниження пульсації подачі та тиску промивної рідини у буровому насосі запропоновано модернізувати його приводну частину. Побудовано графіки теоретичної подачі насоса, згідно яких пульсація є майже відсутньою.

7 Запропонована конструкція зворотного цементувального клапана забезпечує прискорення спуску обсадних колон, підвищення ефективності тампонажних робіт, покращення якості кріплення свердловин та умов праці. Вона є універсальною для використання у вертикальних, горизонтальних і похилоскерованих свердловинах та дозволяє виконувати контроль герметичності різьбових з'єднань до цементування. Отримані уточнені значення емпіричного безрозмірного коефіцієнта можуть бути застосовані при розрахунках запобіжних мембран із фрезерованими канавками під заданим кутом, що розширює практичну цінність проведених досліджень. За допомогою імітаційного моделювання досліджено процес руйнування мембрани з канавками фрезерованими під кутом 90^0.

8 Визначено механічні характеристики цементного каменю, отримано із конденсату димових газів цементного виробництва та порівняно їх із характеристиками цементного каменю, отриманого із водопровідної води. Встановлено, що цементний камінь, отриманий із застосуванням конденсату пари димових газів має найкращі механічні властивості: більшу розтічність порівняно із цементом виготовленим на водопровідній воді, а цементний камінь – вищі напруження згину на 30% та вищі на 31% напруження стиску. При цьому, крихкість цементного каменю виготовленого із перемішаного конденсату пари димових газів залишилась такою ж, як і у цементного каменю виготовленого з використанням водопровідної води.

РОЗДІЛ 4
ЗАСТОСУВАННЯ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОБЛАДНАННЯ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СВЕРДЛОВИН

У розділі наведено результати застосування імітаційного моделювання для дослідження та вдосконалення обладнання, що використовується під час експлуатації нафтових і газових свердловин. Основну увагу приділено підвищенню надійності, довговічності, герметичності та безпечності роботи елементів свердловинного обладнання в умовах дії змінних навантажень, агресивних середовищ, вібраційних впливів і складних гідродинамічних процесів.

У розділі розглянуто питання дослідження та вдосконалення різьбових і безрізьбових з’єднань насосних штанг, оцінювання впливу технології виготовлення на міцність різьби, забезпечення працездатності насосних штанг і штангових свердловинних насосів, а також аналізу конструкцій клапанів насосів ШСНУ і засобів підвищення безпеки під час проведення ремонтних робіт. Окрему увагу приділено імітаційному моделюванню сепараційних процесів та вдосконаленню конструкцій газорідинних і газових сепараторів на основі CFD-моделювання.

Результати, наведені у розділі, спрямовані на підвищення ефективності експлуатації свердловин, попередження аварійних ситуацій, зниження кількості відмов обладнання та збільшення міжремонтного ресурсу його роботи.

4.1 Дослідження та вдосконалення різьбових з’єднань насосних штанг

4.1.1 Особливості дослідження різьбових з’єднань за допомогою методу скінченних елементів

Розроблюючи обладнання, застосовують різноманітні комп’ютерні програми, що дають змогу мінімізувати час та матеріальні витрати, полегшити

виконання необхідних робіт (розроблення технічної документації, проведення різноманітних розрахунків та досліджень елементів обладнання) тощо.

Широкого розповсюдження для виконання таких робіт отримала програма SolidWorks з прикладним модулем Simulation, який дає змогу аналізувати міцність, жорсткість, стійкість та витривалість виробів широкого спектру складності та призначення.

Для дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань (бурильних, насосно-компресорних труб, насосних штанг тощо) необхідно мати такі вихідні дані: геометрію моделі, властивості матеріалу, властивості скінченних елементів, крайові умови та провести необхідні налаштування програми.

У процесі чисельного аналізу напружено-деформованого стану високоспряжених різьбових з'єднань нафтогазового асортименту виникає необхідність компромісу між просторовою дискретизацією та обчислювальною місткістю задач. Пряме тривимірне нелінійне моделювання гвинтової спіралі різьби вимагає надлишкової кількості скінченних елементів у зонах впадин витків, що суттєво ускладнює проведення багатокритеріальних оптимізаційних досліджень.

Науково обґрунтованим рішенням цієї проблеми є редукційний перехід до двовимірної осесиметричної постановки крайової задачі механіки суцільних середовищ. При цьому тривимірна гвинтова поверхня апроксимується системою концентричних замкнутих кілець із тотожним профілем різьби. Таке припущення базується на тому, що крок різьби P є малим відносно середнього діаметра з'єднання d_2, а кут підйому гвинтової лінії чинить несуттєвий вплив на розподіл меридіональних та радіальних напружень під дією осьових експлуатаційних навантажень.

Головною методологічною проблемою осесиметричної редукції є неможливість прямого прикладання крутного моменту згвинчування $M_{зг}$ через обмеження на вектор деформацій у коловому напрямку. У зв'язку з цим наукові основи імітаційного моделювання вимагають розробки алгоритмів еквівалентного

заміщення крутного моменту просторовим полем пружних деформацій попереднього натягу.

У літературі [39] наведено алгоритм дослідження різьбового з'єднання труб (рис. 4.1).

а) а)

а) – зібране з'єднання; б) – елементи з'єднання

Рисунок 4.1 – Модель різьбового конічного з'єднання

У процесі аналізу реальних конструкцій момент згвинчування трактуємо як залежність між кутом (кількістю обертів) повороту труби відносно нерухомої муфти (або навпаки) та необхідним для цього крутним моментом. Тобто кут є змінною, а момент – функцією реалізації повороту. Таким чином отримуємо, що у системі діє тільки динамічне тертя. Ситуації, пов'язаних із необхідністю «докріплення» з'єднання не розглядаємо.

Безпосередньо моделювання цього процесу в SolidWorks Simulation можна реалізувати завдяки нелінійній процедурі, у якій визначальним параметром (що залежить безпосередньо від умовного часу) буде кут повороту ніпеля, а функцією – реактивний момент в муфті (місці її фіксування).

Водночас можливі ускладнення алгоритму під час ідентифікації рівноважного стану системи і, що практично неминуче, проблеми алгоритму у процесі реалізації «великих» кутів повороту. Справа в тому, що Simulation не перебудовує сітку між кроками розрахунку. Тому зміщення, зіставні з розмірами декількох скінченних елементів для граней, що обертаються одні відносно одних, очевидно, не будуть змодельовані з достатньою точністю.

Виходячи із цих міркувань, можна використовувати більш трудомісткий, з погляду обчислення алгоритм, у якому визначальним чинником є крутний момент. Геометрична розрахункова модель спрощеного з'єднання показана на рисунку 4.2.

Збірна модель різьбового з'єднання виконана як деталь, що складається із двох тіл. Це дало змогу з мінімальними зусиллями забезпечити спряження контактних поверхонь різьб. Як видно, взаємне положення ніпеля та муфти у моделі запобігає їх вільному поступальному зміщенню.

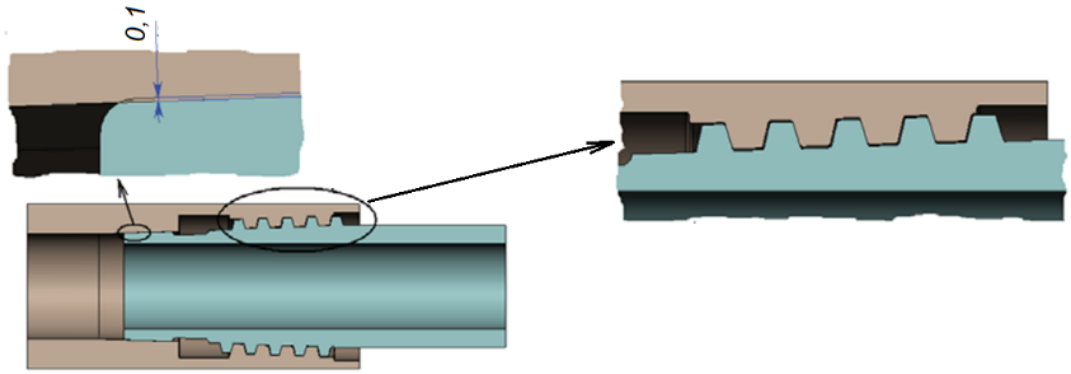


Рисунок 4.2 – Розрахункова геометрична модель з'єднання та її характерні фрагменти

Натяг у натурному з'єднанні спричинений дією крутного моменту, який прикладений до ніпеля з подальшим його поворотом, зміщенням вздовж осі та деформацією у цій моделі реалізований через посадку з натягом (рис. 4.2). Цей алгоритм має побічний наслідок, який дозволяє нівелювати вплив «крайових» ефектів (зміни площадок контакту через поворот деталей), що впливають на характеристики з'єднання. Систематичною похибкою апроксимації у запропонованій моделі є те, що збільшення інтерференції досягається не завдяки осьовому зміщенню ніпеля, а збільшенням діаметру конічного кінця. Для цього можна використати команду SolidWorks «Переместить грань». За адекватної величини натягу супутня похибка може бути проігнорована.

У роботі [40] під час дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань насосних штанг використовуємо величина натягу Δl опорних торців ніпеля та муфти як показано на рисунку 4.3, а.

Також існує спосіб імітації моменту згвинчування з допомогою введення у конструкцію деталі з'єднання ділянки матеріалу з коефіцієнтом теплового розширення, відмінним від основного матеріалу елементів з'єднання, як показано на рисунку 4.3, б.

а) б)

1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – ділянка з матеріалом, коефіцієнт теплового розширення якого є відмінний від основного матеріалу елементів з'єднання

а) – натяг Δl опорних торців ніпеля та муфти; б) – теплове розширення ділянки матеріалу

Рисунок 4.3 – Способи імітування моменту згвинчування

Отже, для імітування моменту згвинчування під час дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань можливі такі способи:

1) прикладання до елементів замкового з'єднання моменту згвинчування, який повністю імітує реальні умови;

2) введення в конструкцію з'єднання ділянки, тепловий коефіцієнт розширення матеріалу якої є значно більшим за основний матеріал елементів з'єднання;

3) використання перекриття торців, наприклад, ніпеля та муфти.

Перший спосіб імітування моменту згвинчування застосовують тільки у процесі використання тримірних моделей, два наступні – як під час використання тримірної моделі, так і застосування осесиметричної моделі.

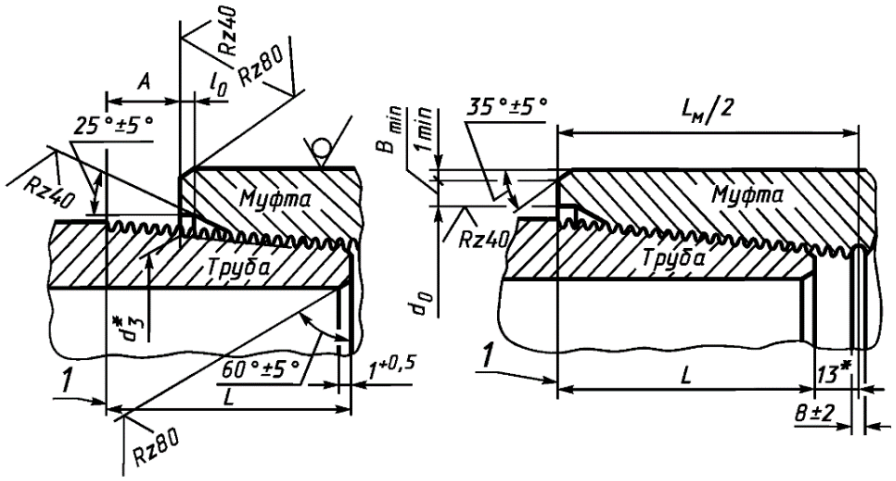
Сила тертя на контактних гранях підкладних торців та витків враховується за класичним законом Амонтона-Кулона з критичним значенням тангенціальних напружень зсуву $\tau_{crit} = \mu \cdot |\sigma_N|$, де для досліджуваних сталей прийнято коефіцієнт тертя μ=0,15.

Реалізація другого (термічного) способу імітації затягування базується на введенні фіктивного температурного поля деформацій $\varepsilon_{th} = \alpha_t \cdot \Delta T$ у спеціально виділену циліндричну зону ніпеля (рис. 4.3, б). Шляхом штучного задання від'ємного температурного градієнта $\Delta T < 0$ досягається пружне скорочення ділянки матеріалу, що повністю еквівалентно осьовому стягуванню стикувальних торців під дією сили попереднього затягнення $F_{зат}$. При використанні третього способу (геометричного натягу) у чисельний алгоритм закладається початкове математичне перекриття (інтерференція) контурів торців ніпеля та муфти на величину сумарного пружного переміщення $\Delta = \Delta_H + \Delta_M$, яка розраховується на основі аналітичних рівнянь (4.3) та (4.4). Чисельний розв'язок задачі інтерференції здійснюється методом штрафних функцій (Penalty method), що дозволяє програмі згенерувати еквівалентне поле внутрішніх напружень без ризику втрати збіжності ітераційного процесу Ньютона-Рафсона.

Варто зазначити, що використання тримірної моделі майже повністю імітує реальну конструкцію різьбового з'єднання, проте має ряд недоліків: тривалий час обчислення, трудомісткість вирішення оптимізаційних задач тощо. Тому, незважаючи на певні обмеження щодо застосування осесиметричних задач (неможливість прикладання згинаючого моменту) їх доцільно використовувати для моделюванні різьбових з'єднань.

Спосіб імітації моменту згвинчування під час імітаційного моделювання залежить від конструктивних особливостей різьбових з'єднань. Наприклад, для імітації моменту згвинчування насосно-компресорних труб величину натягу різьби ніпеля та муфти можна встановити згідно [44]. Розглянемо детальніше цей алгоритм. Перед імітаційним дослідженням проводимо побудову різьби ніпеля та муфти згідно з [44]. Потім різьби з'єднуємо, як показано на рисунку 4.4, а. Контрольним розміром буде розмір А. Далі у процесі зміщення у осьовому напрямку ескізу муфти (на величину А) (рис. 4.4, б) має відбутися зміщення ескізу її різьби у радіальному напрямку. У результаті ця величина зміщення і буде імітувати момент згвинчування різьби НКТ.

Складнішим є імітація моменту згвинчування різьбових з’єднань насосних штанг. Тут необхідно провести попередні розрахунки, що дадуть змогу визначити необхідну величину натягу.



а) б)

а) – згвинчене вручну; б) – згвинчене на верстаті

Рисунок 4.4 – З’єднання насосно-компресорних труб

Зазвичай для визначення моменту затягування різьбових з’єднань насосних штанг використовують формулу 4.1 [42].

$$M_d = \frac{F_v}{2}\left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos\alpha} + D_A \cdot \mu_A\right), \tag{4.1}$$

де M_d – момент згвинчування різьби штанги;

F_v – сила попереднього затягнення;

P – крок різьби;

D_2 – середній діаметр різьби;

μ'' – коефіцієнт тертя бокових поверхонь витків різьби;

α – половина кута профілю різьби;

D_A – середній діаметр контактної поверхні торців муфта – ніпель;

μ_A – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель;

A_z – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки).

З цієї формули (за умови відомого значення моменту згвинчування та параметрів різьби) силу попереднього затягнення (зусилля на торці ніпеля чи муфти) можна визначити як:

$$F_v = \frac{2M_d}{\left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos\alpha} + D_A \cdot \mu_A\right)}. \tag{4.2}$$

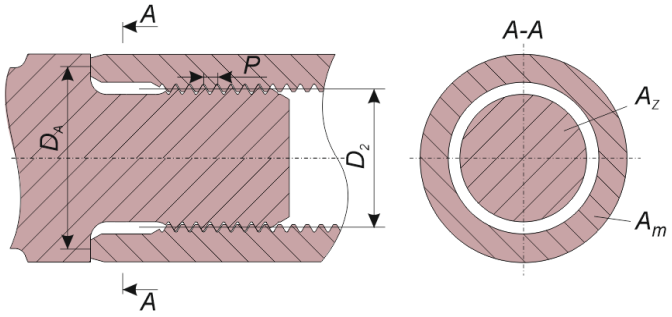


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема різьби насосної штанги

У процесі згвинчування такого різьбового з’єднання відбувається як видовження ніпеля так і скорочення муфти від попереднього затягнення. Тому їх можемо визначити за формулами:

– видовження l_Z ніпеля від попереднього затягнення

$$l_Z = \frac{F_V \cdot \delta_Z}{A_Z \cdot E}, \tag{4.3}$$

де δ_Z – довжина розтягнутої частини ніпеля;

– скорочення l_M муфти від попереднього затягнення

$$l_M = \frac{F_V \cdot \delta_M}{A_m \cdot E}, \tag{4.4}$$

де δ_M – довжина стисненої частини муфти.

Розглянутий алгоритм може бути застосований і до різьбових з’єднань елементів бурильних колон з деякими коректуваннями. Відмінність буде тільки у формулі визначення моменту згвинчування, з якої виводимо значення сили попереднього затягнення та площ небезпечних перерізів.

Розглянемо імітаційне дослідження на прикладі різьбового з’єднання насосних штанг діаметром 19мм [202].

Для цього побудовано спрощену тримірну модель з’єднання (рис. 4.6). У ній різьба виконана у вигляді проточок, а не за спіраллю.

Далі виконано осесиметричну постановку дослідження у модулі Simulation (рис. 4.7). Двомірну осесиметричну модель різьбового з’єднання подано на рисунку 4.8.

У процесі моделювання застосовано коефіцієнт тертя 0,15 між витками різьби та тип контакту «Нет проникновения». Між торцевими поверхнями ніпеля та муфти застосовано тип контакту «Горячая посадка» з коефіцієнтом тертя також 0,15. Варто зауважити, що тип контакту «Горячая посадка» може бути застосовано тільки за умови інтенференції деталей. У нашому випадку має бути створено попереднє перекриття торців ніпеля та муфти як показано на рисунку 4.3, а.

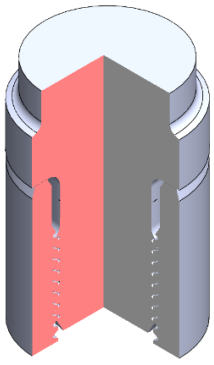


Рисунок 4.6 – Спрощена тримірна модель з’єднання

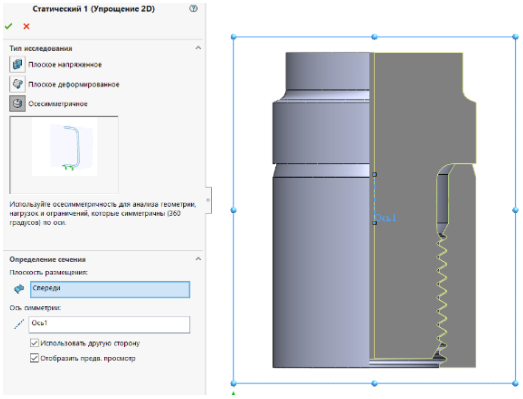


Рисунок 4.7 – Вікно модуля Simulation (вибір осесиметричного типу дослідження)

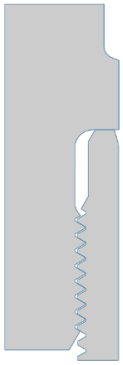


Рисунок 4.8 – Двомірна осесиметрична модель різьбового з’єднання

Отримані результати моделювання наведено на рисунки 4.9 та 4.10. Особливістю виведення результатів є можливість їх подання тримірними (рис. 4.11, а).

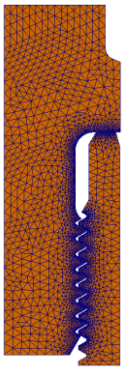


Рисунок 4.9 – Сітка скінченних елементів

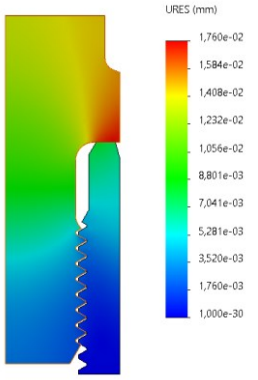
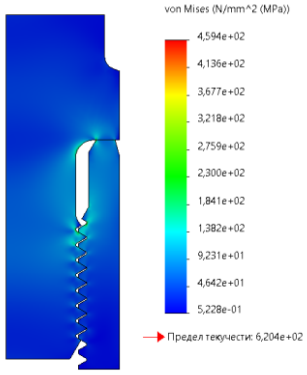
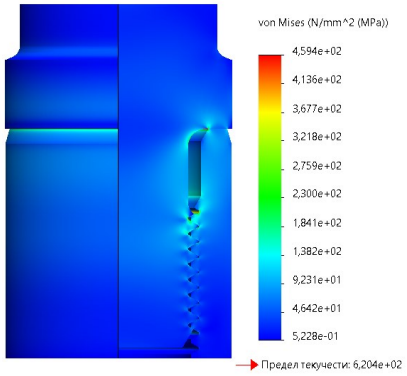


Рисунок 4.10 – Переміщення у різьбовому з’єднанні



а)



б)

а) – осесиметрична модель; б) – тримірна модель

Рисунок 4.11 – Розподіл еквівалентних напружень у різьбовому з’єднанні

Також у модулі Simulation є можливість визначення конкретних параметрів у певних точках досліджуваної моделі (рис. 4.12) із наступною автоматизованою побудовою графічних залежностей (рис. 4.13).

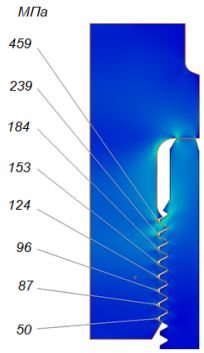


Рисунок 4.12 – Виведення значень величин еквівалентних напружень у певних місцях

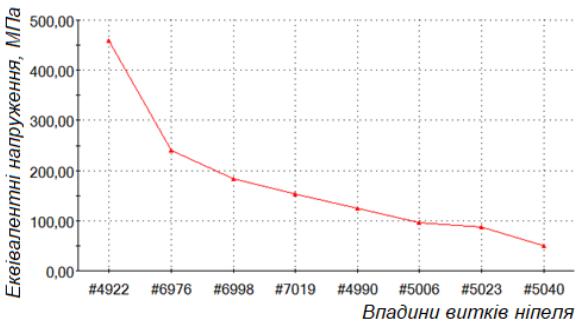


Рисунок 4.13 – Графічні залежності розподілу еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля

Побудовані графічні залежності (рис. 4.13) відображають класичний для різьбових з’єднань характер розподілу навантаження по витках, що підтверджує високу адекватність обраної осесиметричної моделі та розробленого методу еквівалентного натягу. Спостерігається яскраво виражена нерівномірність НДС: перший і другий робочі витки сприймають до 40-50% від загального осьового зусилля затягування, фіксуючи локальний максимум еквівалентних напружень у впадині першого витка ніпеля, тоді як подальші витки розвантажуються за експоненційним законом. Наявність цього градієнта доводить необхідність геометричного вдосконалення профілю різьби для перерозподілу сил у з’єднанні.

Отже, розроблення нового та вдосконалення існуючого обладнання на стадії його розробки є досить важливим етапом, який вимагає об’єктивних підходів у процесі застосування імітаційного моделювання, яке іноді не повністю може відобразити реальні умови роботи обладнання. Застосовувані задля цього спрощення розрахункових моделей мають враховувати всі навантаження. На прикладі показано імітаційне моделювання різьбового з’єднання насосних штанг у осесиметричній постановці, яка вимагає специфічного підходу до імітації моменту згвинчування – перекриттям торців ніпеля та муфти на попередньо визначену величину. Використання осесиметричних моделей у процесі імітаційного моделювання не погіршує отриманих результатів порівняно із 3D-моделями. Натомість пришвидшує процес розрахунку, дає змогу побудови дрібнішої сітки скінченних елементів та отримання точніших результатів.

Осесиметричні моделі можна застосовувати для багатьох елементів, використовуваних у нафтогазовій галузі: посудин, що працюють під тиском, труб, свай, коліс, дисків, шестірень, шківів тощо.

Отже, отримані результати досліджень підтверджують ефективність застосування осесиметричних моделей та методу скінченних елементів для аналізу напружено-деформованого стану різьбових з’єднань насосних штанг. Використання запропонованих підходів дає можливість визначати концентрації напружень, оцінювати вплив конструктивних параметрів та моментів згвинчування на працездатність з’єднання, а також обґрунтовувати напрями його вдосконалення.

Це створює основу для подальших досліджень, спрямованих на вдосконалення конструкції різьбового з’єднання насосних штанг, результати яких наведені у наступному підрозділі.

4.1.2 Вдосконалення та дослідження різьбового з’єднання насосних штанг

При експлуатації ШСНУ мають місце численні відмови їх свердловинного обладнання, в тому числі і різьбових з’єднань колон насосних штанг (КНШ). Напружено-деформований стан різьбового з’єднання КНШ визначається характером розподілу навантажень по витках різьби, який є нерівномірним і залежить від багатьох чинників. Зважаючи на це дослідження, вдосконалення існуючих та розроблення нових конструкцій різьбових з’єднань та заходів для підвищення їх експлуатаційних характеристик є актуальним завданням, що потребує вирішення [203].

Відмови різьбових з’єднань НШ найбільш розповсюджені [45, 46] і складають більше 30 % від загальної кількості відмов штангової колони. Це пов’язано з тим, що в різьбовому з’єднанні насосних штанг навантаження по витках різьби розподіляється нерівномірно, зростає від останніх до перших витків за законом гіперболічного косинуса, причому на перші два витки припадає від 38 до 47 % загального навантаження [42, 47, 54].

З’єднання НШ мають конструктивні елементи (розвантажувальну канавку, зрізи перших витків тощо), які призначені для зменшення навантаження на перші витки. Однак дослідження [42, 45, 46, 54] підтверджують, що більшість втомних поломок різьбових з’єднань НШ таки відбуваються по перших впадинах витків різьби ніпеля.

З’єднання НШ – різьбове упорне фрикційне з’єднання. Оскільки опір втомі з’єднання низький при дії на нього змінних навантажень, то необхідно обмежувати їх величини за допомогою попереднього натягу різьби. Якщо попередній натяг різьби НШ є більшим ніж прикладене навантаження, то амплітудні напруження в

з’єднанні змінюються у невеликому діапазоні, що позитивно впливає на його роботу. Сила тертя між поверхнями упорних торців НШ та муфти замикає з’єднання і запобігає його саморозгвинчуванню. Якщо попередній натяг менший від прикладеного навантаження, то упорний торець різьби НШ від’єднається від торця муфти під час циклічного руху колони, що призведе до його руйнування. Втрата натягу виникає внаслідок недостатнього моменту згвинчування.

Для підвищення рівномірності розподілу навантажень по витках різьби з’єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби використовують різноманітні техніко-технологічні способи [48].

З метою визначення розподілу напружень, що виникають у конструкції різьбового з’єднання насосних штанг (19 мм), проведено імітаційне моделювання. Для цього у програмному середовищі SolidWorks здійснено побудову тримірної моделі конструкції різьбового з’єднання насосних штанг, яка зображена на рис. 4.14 [203].

а) б)

1 – ніпель; 2 – муфта; а) – у розібраному виді; б) – у зібраному виді

Рисунок 4.14 – Тримірна модель ніпеля та муфти

При проведенні імітаційного моделювання конструкцію різьбового з’єднання навантажуємо тільки моментом згвинчування, тримірну модель спрощено до осесиметричної [203].

Матеріалами для ніпеля та муфти прийнято сталь з такими фізичними властивостями: $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$Па; $\mu = 0{,}28$; $\sigma_m = 620$ МПа.

Крайовими умовами для з’єднання прийнято фіксацію моделі по торцю муфти та момент згвинчування. Імітація моменту згвинчування проводилась шляхом перекриття торців ніпеля та муфти з застосуванням меню програми «гаряча посадка».

З позицій чисельного аналізу, математична модель фізичних властивостей матеріалу конструкції описується класичними константами ізотропного пружного континууму: тензором модулів пружності (модуль Юнга $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па) та коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0{,}28$. Межа текучості $\sigma_m = 620$ МПа виступає основним критерієм обмеження пружної області при оцінці міцності за енергетичною теорією Губера-Мізеса-Генкі.

Науковий підхід до геометричної дискретизації осесиметричної моделі (рис. 4.15) базувався на методі локального субмоделювання та адаптивного згущення скінченно-елементної сітки. Оскільки впадини перших трьох витків різьби ніпеля є зонами екстремальної концентрації напружень, розмір скінченних елементів у контактних парах "виток–виток" та "торець–торець" було зменшено до величини, що забезпечує інваріантність розв’язку від густини сітки. Математичний опис контактної взаємодії реалізовано через нелінійний алгоритм штрафних функцій із введенням сил фрикційного зчеплення за Кулоном (коефіцієнт тертя $f = 0{,}15$), що дозволяє адекватно відтворити перерозподіл тангенціальних та нормальних контактних сил.

У результаті імітаційного моделювання отримано такі епюри:

- еквівалентних напружень (за Мізесом) (рис. 4.16);

- переміщень (рис. 4.17).

Встановлено, що розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля у стандартній конструкції з’єднання відбувається нерівномірно, і основне навантаження несуть три перші від упорного торця ніпеля витки. Отримані результати імітаційного моделювання корелюються з теорією А. І. Біргера [47], що підтверджує правильність побудови скінченно-елементної моделі конструкції різьбового з’єднання НШ.

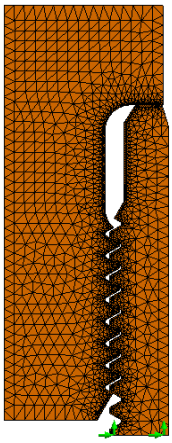


Рисунок 4.15 – Осе-симетрична модель з сіткою скінченних елементів

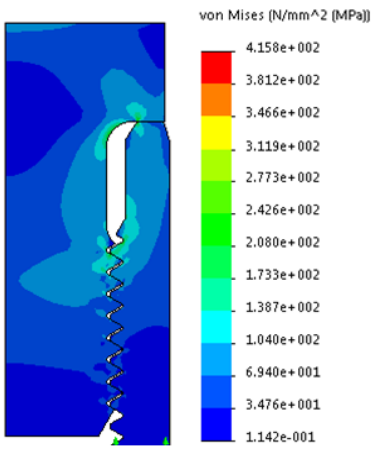


Рисунок 4.16 – Розподіл еквівалентних напружень

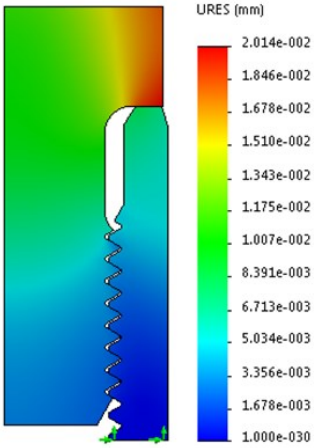


Рисунок 4.17 – Переміщення у конструкції з’єднання

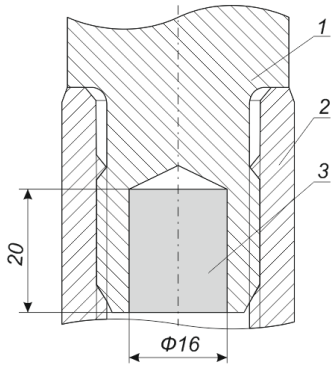
Отже, з метою підвищення експлуатаційної надійності різьбового з’єднання необхідно удосконалити його конструкцію таким чином, щоб забезпечити рівномірний розподіл напружень по впадинах витків різьби.

За крайових умов аналогічних тим, що застосовані при дослідженні напружено-деформованого стану стандартного різьбового з’єднання насосних штанг, проведено імітаційне моделювання для удосконаленої конструкції (рис. 4.18-4.19).

Сутність запропонованого вдосконалення полягає у цілеспрямованій зміні жорсткісних характеристик ніпельної частини з’єднання в зоні найнавантаженіших витків різьби. За класичною теорією А. І. Біргера, гіперболічна нерівномірність розподілу навантаження зумовлена тим, що під дією осьових сил ніпель працює на розтяг, а муфта – на стиснення, що викликає різницю їх поздовжніх деформацій.

Введення додаткового вставного елемента 3 з розрахованим за допомогою параметричних досліджень змінним профілем створює локальний радіальний натяг у внутрішній розточці ніпеля. Це трансформує двовісний напружений стан у тривісний (об’ємний), генеруючи в тілі ніпеля попередні напруження стиснення, які діють у протифазі з розтягувальними експлуатаційними навантаженнями. Окрім того, профільована геометрія вставки локально збільшує згинальну

жорсткість небезпечного перерізу ніпеля за експоненціальним законом, що компенсує градієнт деформацій між муфтою та першими витками.



1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – вставний елемент

Рисунок 4.18 – Запропонована конструкція різьбового з’єднання насосних штанг

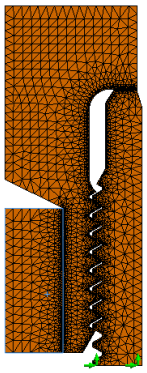


Рисунок 4.19 – Осесиметрична модель з сіткою скінченних елементів

Отримані результати імітаційного моделювання наведено на рисунках 4.20-4.21.

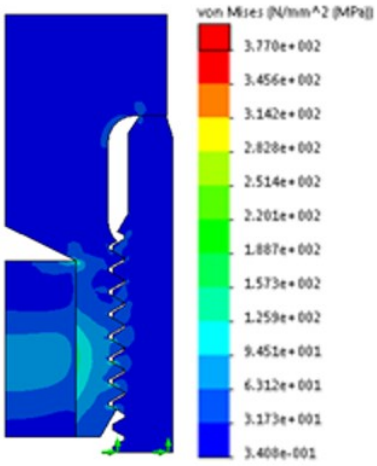


Рисунок 4.20 – Розподіл еквівалентних напружень

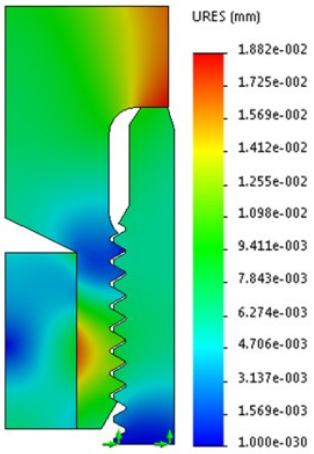
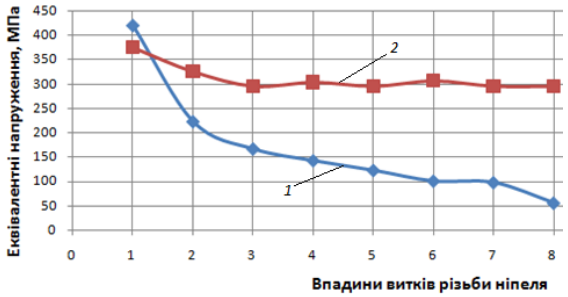


Рисунок 4.21 – Переміщення

Як і для стандартної конструкції різьбового з’єднання, побудовано графічну залежність розподілу еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля для удосконаленої конструкції (рис. 4.22, залежність 2). Як бачимо з рисунку 4.22, в удосконаленій конструкції з’єднання НШ порівняно із стандартною

спостерігається більш рівномірний розподіл напружень по впадинах витків різьби ніпеля та зниження величин напружень у першому витку в межах 60 МПа. Чисельне імітаційне моделювання закономірностей розподілу еквівалентних напружень (залежність 2 на рис. 4.22) наочно демонструє згладжування пікових значень НДС. Максимум напружень перерозподіляється з першого витка на наступні (4-й та 5-й), які в стандартній конструкції були недовантаженими. Зменшення амплітуди напружень у першому витку на 60 МПа суттєво знижує розмах циклу локальних деформацій. З позицій кінетичної теорії втомного руйнування суцільних середовищ, таке зниження еквівалентних напружень нижче критичного рівня в зоні структурної неоднорідності (впадини різьби) блокує стадію ініціації мікротріщин. Це теоретично доводить підвищення циклічної довговічності та тривалої міцності всього різьбового з'єднання в умовах знакозмінного синусоїдального навантаження штангової колони. На рисунку 4.23 зображено схему додаткового елемента з поверхнею, профіль якого був визначений за допомогою параметричного дослідження.



1 – стандартне; 2 – запропоноване

Рисунок 4.22 – Розподіл напружень по впадинах витків ніпеля

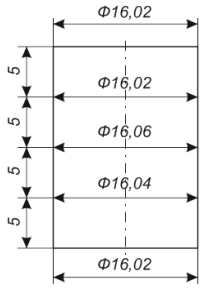


Рисунок 4.23 – Додатковий елемент з профільною поверхнею

Як свідчать промислові дані та аналітичні розрахунки різьбових з'єднань, зменшення напружень у першому витку та їх рівномірний розподіл по всіх витках з'єднання сприятиме збільшенню довговічності з'єднання, особливо при дії знакозмінних циклічних навантажень.

Однак, одним із визначальних чинників працездатності запропонованої конструкції різьбового з'єднання є спосіб посадки додаткового елемента в отворі ніпеля. Тому пропонується встановлювати додатковий елемент тільки з його охолодженням або нагріванням ніпеля. Виконання посадки додаткового елементу з натягом за допомогою пресу не допускаються.

Результати імітаційного моделювання дали змогу оцінити особливості напружено-деформованого стану різьбових з'єднань насосних штанг та запропонувати конструктивні рішення, спрямовані на підвищення рівномірності розподілу навантажень по витках різьби і збільшення довговічності з'єднання. Водночас застосування різьбових з'єднань у колонах насосних штанг супроводжується концентрацією напружень у перших впадинах різьби ніпеля, складністю монтажу та можливістю саморозгвинчування при дії циклічних навантажень. У зв'язку з цим актуальним є пошук альтернативних способів з'єднання елементів колон насосних штанг, зокрема безрізьбових конструкцій, дослідження та імітаційне моделювання яких розглянуто у наступному підрозділі.

4.2 Імітаційне моделювання безрізьбових з'єднань насосних штанг

Під час дослідження напружено-деформованого стану безрізьбових з'єднань насосних штанг слід порівняти його із напружено-деформованим станом стандартних різьбових з'єднань [44]. Тому спочатку для виявлення розподілу напружень у конструкцій стандартного різьбового з'єднання насосних штанг (рис. 6) діаметром 19 мм, проведено його імітаційне дослідження [49]. Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з'єднання, розміри моделі різьби ніпеля вибирались мінімально допустимими згідно з ГОСТ 13877-96, а розміри різьби муфти – максимально допустимими.

Матеріалом деталей з'єднання вибрано сталь з такими характеристиками: $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu = 0{,}28$, $\sigma_m = 420$ МПа, $\sigma_в = 620$ МПа. Зусилля від дії моменту згвинчування з'єднання змодельовано за рахунок введення у конструкцію з'єднання ділянки матеріалу здатного до термічного розширення у осьовому

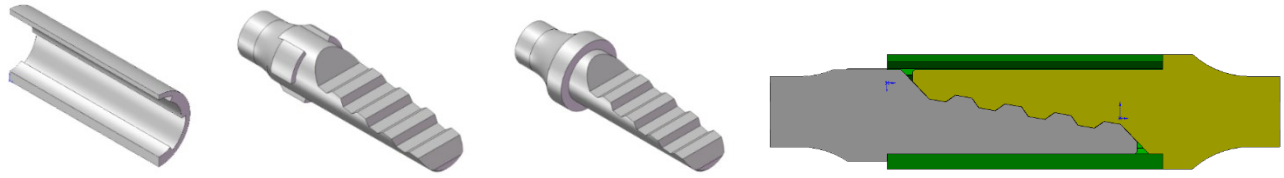
напрямку на величину 0,0241мм, яка дорівнює видовженню ніпеля від попереднього затягнення [204].

За результатами моделювання визначено розподіл напружень у з'єднанні та встановлено найбільш небезпечні зони (концентратори напружень) (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Розподіл напружень у небезпечних зонах з'єднання насосної штанги і муфти

Небезпечні зони	Перший радіус канавки	Другий радіус канавки	Перша впадина різьби ніпеля	Остання впадина різьби муфти
σ, МПа	402	329	454	381

Розглянемо і дослідимо конструкцію безрізьбового з'єднання штанг (рис. 4.24).



а) б) в) г)

а – втулка; б, в – кінці штанги; г – зібране з'єднання

Рисунок 4.24 – Конструкція досліджуваного безрізьбового з'єднання з конусним спряженням деталей

При виконанні аналізу використовувалася спрощена модель з'єднання (діаметр штанги 19 мм), а саме без використання втулки (контакт втулки зі з'єднанням замінено відповідними обмеженнями). Матеріалом деталей з'єднання прийнято сталь з такими ж характеристиками, як і у різьбового з'єднання [204].

Результати імітаційного моделювання наведені на рисунках 4.25-4.26.

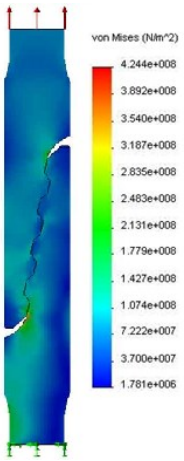


Рисунок 4.25 – Розподіл еквівалентних напружень у з’єднанні

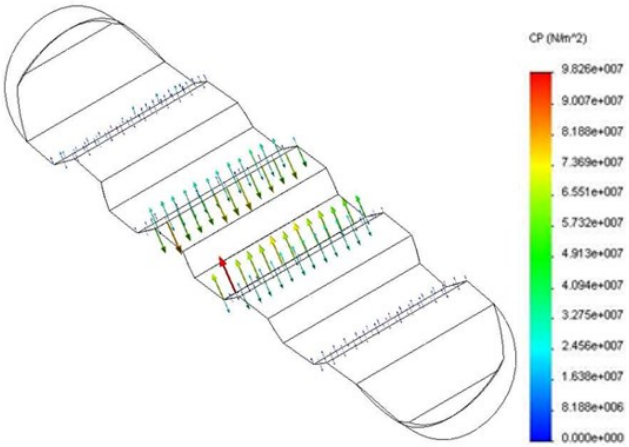


Рисунок 4.26 – Розподіл контактних тисків у з’єднанні

Отже, максимальні величини напружень виникають у зоні першої і останньої впадин з’єднання. Для зменшення їх величини та місця концентрації пропонується вдосконалена конструкція, у якій порівняно із вищенаведеною збільшено кількість виступів і впадин. При виконанні цього аналізу використовувалася також спрощена модель з’єднання, як і у попередньому випадку [204].

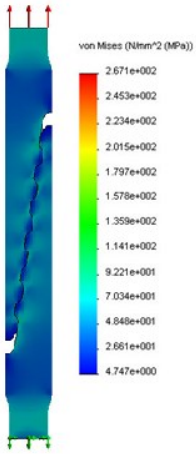


Рисунок. 4.27 – Розподіл еквівалентних напружень

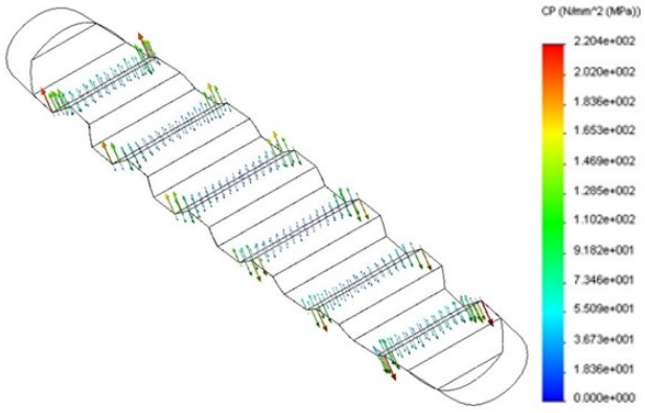


Рисунок 4.28 – Розподіл контактних тисків у з’єднанні

Отже, як видно з епюр розподілу напружень, при збільшенні кількості виступів і впадин в конструкції безрізьбового з’єднання максимальні напруження

зменшуються, і розподіл напружень по контактуючих площинах стає рівномірнішим [204].

Оскільки максимальні напруження, що виникають в з'єднанні даної конструкції є найбільшими ближче до циліндричної поверхні, то для їх зменшення виконуємо площини контакту опуклої форми, крайні площини контакту залишаємо без змін (рис. 4.29) [204].

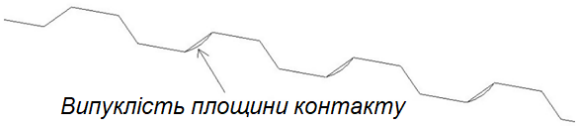


Рисунок 4.29 – Площини контакту безрізьбового з'єднання

Проводимо розрахунок з'єднання і переглядаємо одержані результати.

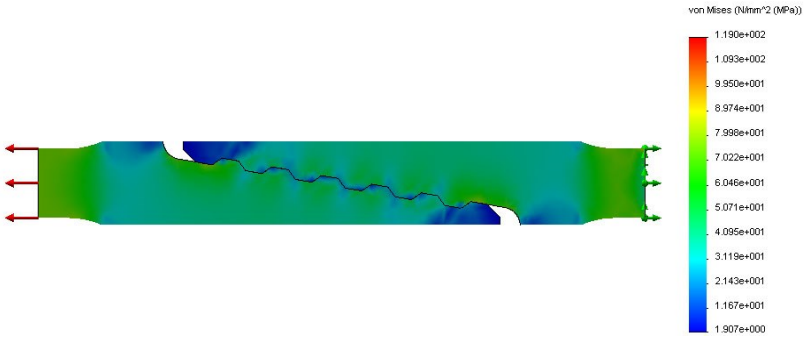


Рисунок 4.30 – Розподіл напружень у поперечному перерізі з'єднання

Отже, як видно з епюр розподілу напружень, завдяки використанню випуклих поверхонь контакту максимальні напруження в з'єднанні значно зменшуються.

Фізико-математичне обґрунтування встановленої закономірності зниження еквівалентних напружень при переході від лінійних конусних поверхонь до випуклих поверхонь контакту (рис. 4.29, 4.30) базується на теорії пружного контакту Герца та принципах оптимізації форми твердих тіл. У класичних багатоступінчастих безрізьбових з'єднаннях перехід від циліндричної частини до нахиленої площини контакту утворює кутову сингулярність геометрії, що діє як жорсткий концентратор напружень і викликає крайові ефекти витискання матеріалу (розмах напружень локально перевищує межу текучості). Модифікація

площин контакту до опуклої (радіусної) форми ліквідує кутові точки перетину геометричних граней. Опуклий профіль діє як математичний фільтр градієнта деформацій, плавно перерозподіляючи вектор об'ємних сил вздовж усієї площі дотику. Внаслідок цього локальний контактний тиск (P_{cont}) втрачає пікові екстремуми та трансформується у параболічну епюру з мінімальною амплітудою. Зменшення локальних еквівалентних напружень за Мізесом у підкорових шарах небезпечних впадин нижче рівня тривалої міцності суттєво розширює зону пружної роботи штангового стику. Це теоретично доводить, що розроблене безрізьбове з'єднання з модифікованим випуклим профілем має значно вищий опір багатоцикловій втомі в умовах знакозмінного динамічного розтягу КНШ, ніж традиційні нарізні аналоги (табл. 4.1) [204].

Удосконалення конструкції безрізьбового з'єднання насосних штанг за результатами імітаційного моделювання є перспективним для забезпечення працездатності, особливо за критерієм працездатності – міцність.

Водночас забезпечення працездатності насосних штанг залежить не лише від конструкції їх з'єднань, а й від технології виготовлення різьби, умов експлуатації та захисту штанг від зношування і пошкоджень. У зв'язку з цим у наступному підрозділі розглянуто питання впливу технології виготовлення на міцність різьби та дослідження протектора насосних штанг [204].

4.3 Забезпечення працездатності насосних штанг

4.3.1 Вплив технології виготовлення на міцність різьби

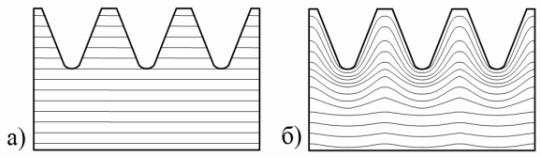
Існує багато способів формування різьб, але найбільшого розповсюдження в промисловості набули такі способи, як нарізання та накатування. При нарізанні профіль різьби формується в результаті вирізання впадини різальним інструментом, а при накатуванні – за рахунок утворення виступу видавленим металом.

Під час вибору найбільш ефективної технології виготовлення особливу увагу слід звернути на міцність різьби насосної штанги, яка забезпечує універсальність, високу надійність, малі габарити і вагу, здатність створювати і сприймати великі осьові зусилля, технологічність і можливість точного виготовлення, а також можливість відновлення відпрацьованої різьби.

Порівняння способів формування різьби за продуктивністю свідчать про значні переваги методів накатування різьб перед методами нарізання [205].

Макро- і мікроструктура матеріалу різьбового з'єднання також впливають на межу витривалості з'єднання [205]. Так, при нарізанні різьби (рис. 4.31 а) шари матеріалу різьбового з'єднання перерізаються.

В той же час, як вироби з накатаною різьбою мають волокнисту мікроструктуру (рис. 4.31 б), її шари зігнуті, а не зрізані, формування профілю витка різьби звичайними циліндрами, що обертаються, відбувається внаслідок зростаючого навантаження, що прикладається до інструменту.

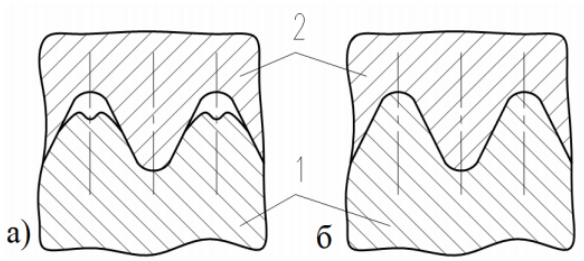


а) – при нарізанні: б) – при накатуванні

Рисунок 4.31 – Схема макроструктури витків різьби

Макроструктура матеріалу біля впадин витків відрізняється у випадку нарізання і накатування різьби. Будова верхніх шарів при нарізанні різьби подібна до будови нижніх шарів: тут майже відсутня пластична деформація кристалів. Шари накатаної різьби викривлені як на поверхні, так і біля впадин витка та мають волокнисту структуру [53]. Ознака, за якою розрізняють деформації оброблюваної деталі, залежить від кінцевої форми витків різьби. Розрізняють витки різьби, сформовані двома методами. Якщо вершини накатаної різьби не торкаються впадин витків інструменту – це незаповнений контур витків різьби (рис. 4.42 а). Якщо інструмент пресує частину оброблюваної поверхні деталі на цілій поверхні

профілю, тоді вважається, що накатування різьби виконано в заповненому контурі інструменту (рис. 4.32 б). Степінь контурного заповнення залежить від глибини проникнення витків інструменту в оброблювану деталь.



1 - витки, 2 – циліндр, що обертається

Рисунок 4.32 – Схема незаповненого (а) і заповненого (б) контурів витків різьби

У процесі накатування різьби межа міцності матеріалу збільшується на 40–60 %, а також виникає об’ємне напруження в витках різьби. Все це підвищує надійність різьбового з’єднання. Необхідно відмітити, що втомна довговічність різьбової частини оцінена амплітудою граничного напруження σ_{al} , яке фактично не залежить від середнього напруження σ_m, тому загальне збільшення границі міцності σ_u при ня на різьбове з’єднання $\sigma_{al} \approx (0{,}05 \ldots 0{,}12) \cdot \sigma_u$ [51].

Таблиця 4.2 – Розподіл напружень у небезпечних зонах з’єднання насосної штанги і муфти (19 мм)

Небезпечні зони	заповнений контур витків різьби, $\sigma_м$, МПа	незаповнений контур витків різьби, $\sigma_м$, МПа
Перший радіус канавки	402	402
Другий радіус канавки	329	357
Перша впадина різьби ніпеля	447	463
Остання впадина різьби муфти	401	419

Отже, необхідно розглянути розподіл напружень в різьбовому з’єднанні, врахувавши наповненість контуру різьби, що формується при накатуванні, так як

можливе повне і неповне заповнення контуру різьби. Для виявлення характеру розподілу напружень в різьбовому з'єднанні розроблено комп'ютерні скінченно-елементні осесиметричні моделі стандартного з'єднання штанг діаметром 19 мм (ГОСТ 13877-96). В першій моделі різьбового з'єднання виконані як заповнений контур (рис. 4.33 а), в другому – як незаповнений (рис. 4.33 б). Матеріалом деталей з'єднання вибрана сталь 40 після нормалізації ($E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu = 0{,}28$, $\sigma_m = 420$ МПа, $\sigma_в = 620$ МПа). Під час розрахунку враховувались пластичність матеріалу і тертя між поверхнями контакту. Для моделювання зусилля згвинчування з'єднання між уступом ніпеля і опорним торцем муфти було введено ділянку матеріалу, здатного до термічного розширення в осьовому напрямку на величину $l_z = 0{,}0241$мм, яка дорівнює видовженню ніпеля від попереднього затягнення [205].

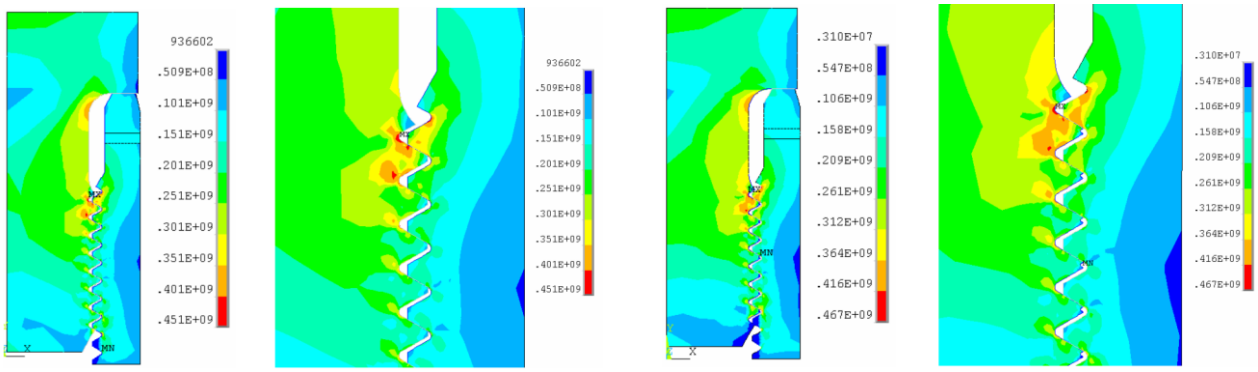
а) б)

а) – заповнений контур витків різьби; б) – незаповнений контур витків різьби

Рисунок 4.33 – Модель різьбового з'єднання

Небезпечними зонами з'єднання насосної штанги є перший радіус канавки, другий радіус канавки, перша впадина різьби ніпеля, остання впадина різьби муфти. Напруження за критерієм Мізеса по впадинах вздовж різьби ніпеля для заповненого контура витків різьби (рис. 4.34 а) розподіляється наступним чином: в першому витку різьби напруження найбільше, далі величина напружень від витка до витка поступово спадає, а на останніх впадинах різьби ніпеля напруження зростають. Аналогічно відбувається розподіл напружень за критерієм Мізеса по впадинах вздовж різьби ніпеля для незаповненого контура витків різьби (рис. 4.44 б). Як видно з рисунку 4.35, при незаповненому контурі витків різьби напруження

в перших двох впадинах різьби є дещо більшим за напруження в різьбовому з'єднанні з заповненим контуром витків різьби, але в наступних впадинах різьби стають значно нижчими [205].



а) б)

а) – заповнений контур витків різьби; б) – незаповнений контур витків різьби

Рисунок 4.34 – Розподіл напружень у різьбовому з'єднанні

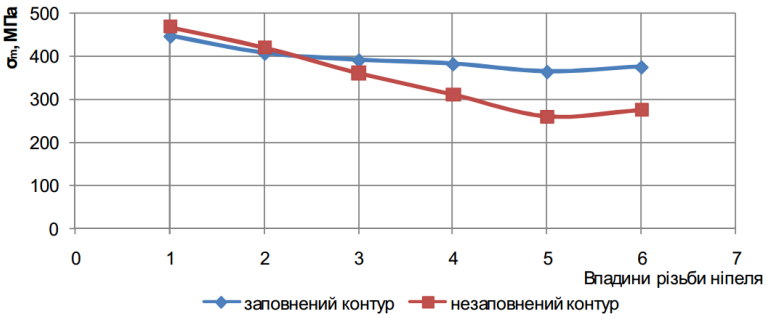


Рисунок 4.35 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса по впадинах різьби ніпеля насосної штанги діаметром 19 мм і різним заповненням контуру різьби

Аналіз одержаних епюр НДС (рис. 4.34) та порівняльних графіків (рис. 4.35) дозволяє встановити закономірності впливу геометричної повноти профілю на концентрацію напружень. В обох моделях характер розподілу напруження відповідає класичній теорії Біргера А. І.: спостерігається крайовий ефект із фокусуванням напружень у перших двох робочих впадинах ніпеля штанги. Проте чисельні значення еквівалентних напружень суттєво різняться: при незаповненому контурі напруження в першій впадині сягають 463 МПа (що на 3,5% вище, ніж у заповненому – 447 МПа, табл. 4.2). Це пояснюється тим, що незаповнений контур

вершини витка діє як додатковий геометричний концентратор. Він зменшує фактичну площу контактної поверхні "ніпель–муфта", що призводить до локального зростання нормального контактного тиску та інтенсифікації зсувних деформацій. Незважаючи на те, що в середній частині різьби незаповнений профіль демонструє нижчі рівні напружень через більшу радіальну піддатливість витків, критичною для працездатності КНШ є саме перша зона концентрації.

Таким чином, на основі сумісного аналізу мікроструктурних змін та чисельного моделювання МСЕ, науково обґрунтовано технологічну рекомендацію: формування різьби насосних штанг методом накатування необхідно проводити виключно в умовах повного заповнення контуру інструменту. Це мінімізує геометричну складову концентрації напружень у найнебезпечніших перших витках і в поєднанні з деформаційним наклепом гарантує максимальний ресурс.

4.3.2 Дослідження протектора насосних штанг

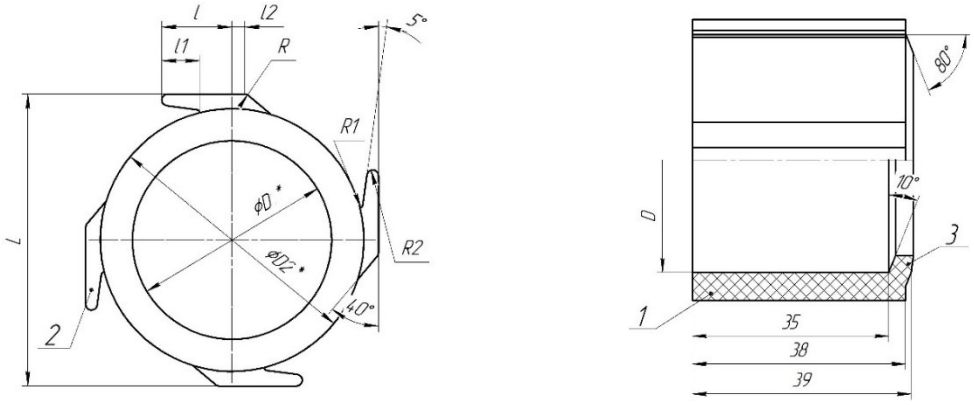
Мають місце відмови свердловинного обладнання ШСНУ, особливо колон насосних штанг (НШ) та колон насосно-компресорних труб (НКТ), оскільки вони піддаються корозії і зношуванню та дії значних навантажень. У результаті зношування матеріалу зменшується поперечний переріз насосної штанги, що призводить до її обриву. Тому найчастіше обрив від зношування спостерігається у викривлених штангах [45, 55].

Зношування призводить до передчасних відмов: обриви колони штанг у тілі зношених муфт та порушення герметичності НКТ, і, як наслідок, до складних підземних ремонтів, збільшення витрат насосних штанг і НКТ та зниження видобутку нафти через вимушені простої. Крім того, напруження згину в тілі штанг зменшують опір корозійній втомі, прискорюють ріст корозійних тріщин і, таким чином, призводять до обриву КНШ і важких аварій. При великому куті викривлення стовбура свердловини стає можливим контактування насосних штанг з НКТ не тільки по муфті, але й по гладкій частині.

Для захисту колон насосних штанг та НКТ використовують спеціальні пристрої – центратори та протектори, що дає змогу зменшити величини напружень, які виникають внаслідок згину колон, а також зменшують нормальні сили, зумовлені тертям штанг до НКТ.

Однак, виходячи з огляду конструкцій протекторів та врахувавши їх переваги і недоліки [55, 56, 206], пропонується принципово нова конструкція протектора насосних штанг, яка дає можливість, окрім забезпечення захисту від зношування, амортизувати удари колони насосних штанг до колони НКТ.

Протектор (рис. 4.36) має циліндричний корпус 1 із повздовжніми ребрами 2 (пелюстками) на зовнішній поверхні і внутрішнім кільцевим виступом 3 на кінці [57]. Кільцевий виступ виконаний у вигляді тарільчастої пружини, а ребра – консольної пружини з загостреними кінцями і розташовані похило відносно осі корпуса. Протектор встановлюється на зовнішню поверхню штангової муфти, яка має проточку для розташування кільцевих виступів корпуса, після чого проводиться згвинчування штанги з муфтою. При цьому кільцевий виступ деформується і повністю заповнює простір проточки на муфті, внаслідок чого забезпечується герметичність різьбового з'єднання. На рисунку 4.37 зображено конструкцію протектора, встановленого на муфтовому з'єднанні насосної штанги.



1 – корпус; 2 – повздовжні ребра; 3 – кільцевий виступ

Рисунок 4.36 – Конструкція розробленого протектора

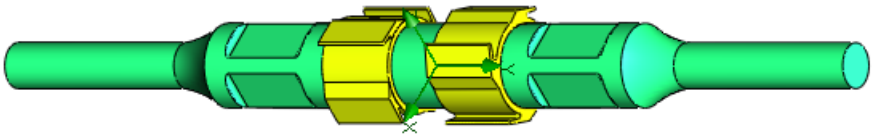
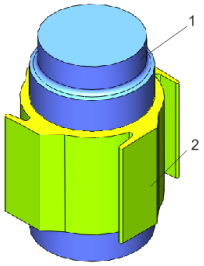


Рисунок 4.37 – Конструкція розробленого протектора, встановленого на муфтовому з’єднанні насосної штанги

Протектор працює таким чином. При зворотно-поступальному русі колони насосних штанг протектор разом зі штангами рухається у колоні НКТ. При кожному ході штанг вгору і вниз у викривленій ділянці свердловини при згині колони насосних штанг протектор доторкається до стінок НКТ тільки двома загостреними кінцями консольних пружин, що зменшує силу тертя до стінок НКТ і площу зношування протектора. Протилежний нахил консольних пружин верхньої і нижньої частин корпуса забезпечує компенсацію гідравлічних зусиль на протектор у момент удару його до стінки НКТ за рахунок витіснення рідини з-під консольних пружин верхньої і нижньої частини корпуса у протилежні сторони. Крім того, за рахунок витіснення рідини з під консольних пружин відбувається зменшення вібрації колони насосних штанг [207].

Протектор виготовляється із зносостійких пластмас групи поліамідів, оскільки це зменшує сили тертя і збільшує термін роботи протектора.

З метою встановлення величини радіального зусилля, що може сприйматися пелюстками протектора, розроблено комп’ютерну модель фрагменту з’єднання колони насосних штанг (рис. 4.38).



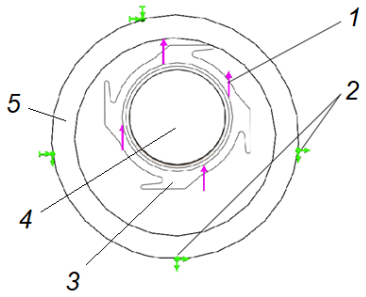
1 – фрагмент насосної штанги та муфти; 2 – протектор

Рисунок 4.38 – Комп’ютерна модель фрагменту з’єднання колони насосних штанг зі встановленим протектором

З метою зменшення часу на проведення розрахунку побудовано половину муфти та один протектор. Матеріалом для насосної штанги та муфти вибрана сталь 40Х, а для протектора призначено поліамід 66.

Науково-методологічною особливістю імітаційного моделювання радіального навантаження протектора є врахування суттєвої нелінійності поведінки конструкційного полімеру (поліаміду 66). На відміну від ізотропної сталі 40Х, реологія термопластичного матеріалу в зонах великих деформацій описується нелінійною залежністю між напруженнями та деформаціями з урахуванням ефекту повзучості та пластичної течії під дією локального тиску.

Математична постановка крайової задачі базується на чисельному розв'язанні рівнянь рівноваги тривимірного пружно-пластичного тіла МСЕ. Крайові умови кінематично замикають систему: зовнішня колона НКТ фіксована як жорстке недеформівне тіло (Rigid Body), а до внутрішнього тіла штанги прикладається радіальне зусилля F = 6000 Н, що імітує бокове притискання колони (рис. 4.39) у викривленому стовбурі свердловини [207].



1 – навантаження; 2 – закріплення; 3 – протектор; 4 – колона насосних штанг; 5 – НКТ

Рис. 4.39 – Схема взаємного розташування з'єднання колони насосних штанг з встановленим протектором у колоні НКТ та крайовими умовами

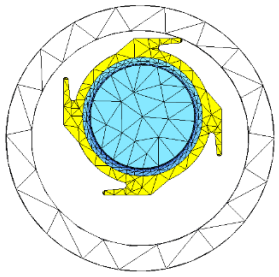


Рис. 4.40 – Досліджувана модель з розбивкою на сітку скінченних елементів

Дискретизація геометрії реалізована за допомогою просторових параболічних тетраедральних скінченних елементів високого порядку (рис. 4.40). Алгоритм контактної взаємодії "ребро протектора – стінка НКТ" формалізовано

через неколінеарні контактні пари "поверхня-поверхня" з кроковою ітераційною процедурою Ньютона-Рафсона для точного визначення зони пружного відпирання консольних пелюсток.

На рисунку 4.41 зображено розподіл еквівалентних напружень, а на рисунку 4.42 – переміщень у досліджуваній моделі.

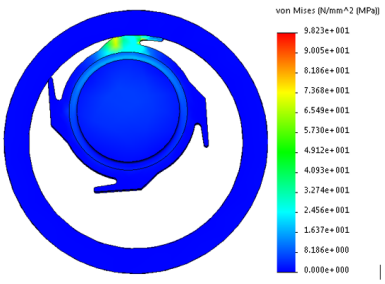


Рисунок 4.41 – Розподіл еквівалентних напружень у досліджуваній моделі

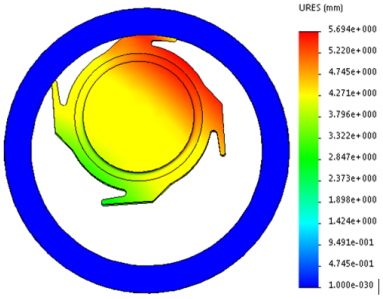


Рисунок 4.42 – Переміщення у досліджуваній моделі

Аналізуючи отримані результати розподілу еквівалентних напружень, можна стверджувати, що максимальні напруження згину у повздовжніх ребрах протектора становлять 98 МПа і є допустимими. При цьому навантаження, що прикладається до з’єднання насосних штанг у радіальному напрямку, є досить значним, і становить 6000 Н.

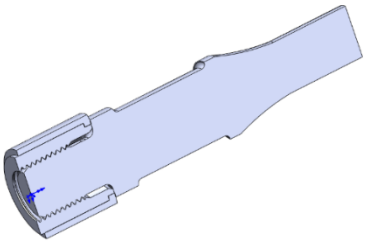
На практиці такі значення навантажень при нормальній роботі штангової насосної установки не виникають навіть у викривлених ділянках свердловини. Тому під дією менших навантажень протектор працюватиме значний час.

Також з наведених результатів видно, що максимальне переміщення повздовжнього ребра протектора становить 5,7 мм.

Проведено дослідження напружено-деформованого стану різьбового з’єднання колони насосних штанг, оскільки при використанні протектора площа упорного торця муфти зменшується [207].

Оскільки деталі різьбового з’єднання всі є циліндричними, то імітаційне моделювання виконано у осесиметричній постановці (рис. 4.43).

Сітку скінченних елементів досліджуваної моделі зображено на рисунку 4.44. При створенні сітки застосовано елемент керування сіткою, а саме – на контактуючих поверхнях різьбового з'єднання сітку виконано менших розмірів у декілька разів порівняно із іншими елементами з'єднання.



а)

б)

Рисунок 4.43 – Тримірна модель з'єднання (а) та осесиметрична модель (б)

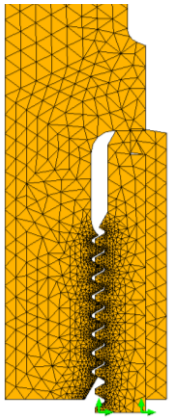


Рисунок 4.44 – Сітка скінченних елементів досліджуваної моделі

Різьбове з'єднання насосних штанг піддавалося дії тільки моменту згвинчування (170 Н·м). Отримані результати дослідження подані на рисунках 4.45-4.47.

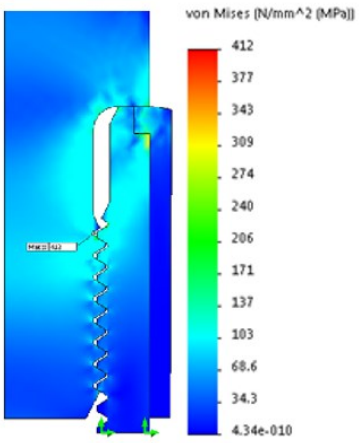


Рисунок 4.45 – Розподіл еквівалентних напружень у досліджуваній моделі

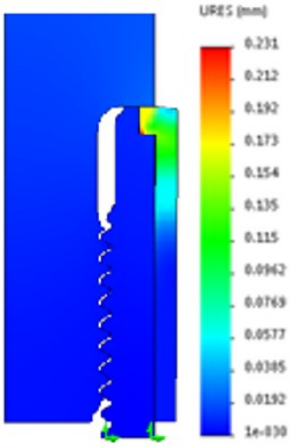


Рисунок 4.46 – Переміщення у досліджуваній моделі

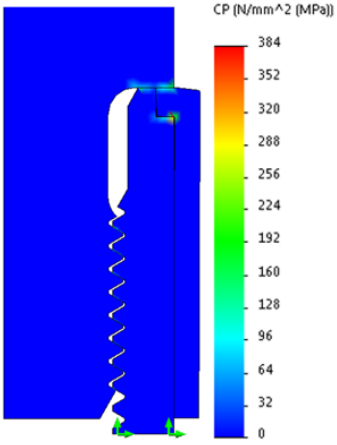


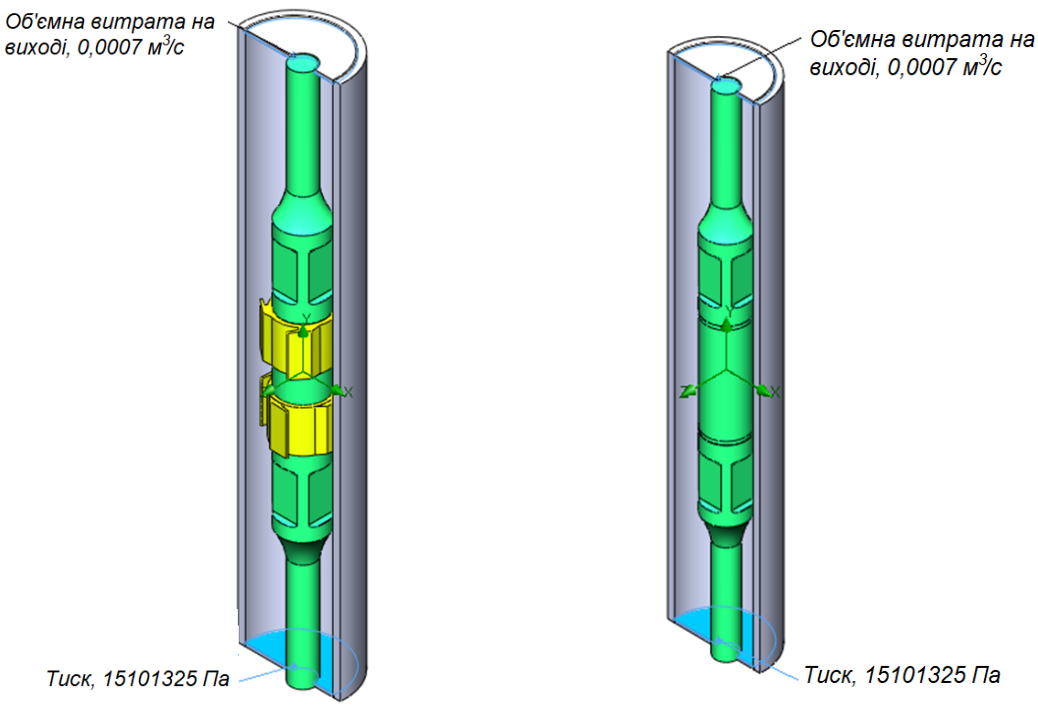
Рисунок 4.47 – Розподіл контактного тиску у досліджуваній моделі

Зменшення площі упорного торця муфти внаслідок виконання проточки під протектор вносить суттєві зміни у геометричні крайові умови різьбового з'єднання. Аналіз цього чинника вимагав верифікації НДС штангового стику за критерієм концентрації напружень під дією номінального моменту згвинчування. Перехід до двовимірної осесиметричної моделі (рис. 4.43, б) дозволив реалізувати прецизійне адаптивне керування густиною скінченно-елементної сітки в зоні контакту. На межі спряження витків різьби розмір елементів було зменшено у 4–5 разів відносно базового (рис. 4.44), що дозволило повністю нівелювати похибку чисельного інтегрування в зоні високих градієнтів напружень. Момент згвинчування трансформовано в еквівалентний геометричний натяг інтерференції торців, а контактний інтерфейс розраховано за методом Лагранжевих множників (тип контакту "без проникнення") з коефіцієнтом тертя сталі по сталі $\mu = 0{,}15$.

Отже, за результатами імітаційного моделювання встановлено, що зменшення площі контактування упорного торця муфти не впливає на розподіл еквівалентних напружень у різьбовому з'єднанні насосних штанг. Максимальні напруження виникають у першій впадині витків різьби ніпеля). Зростає тільки значення контактного тиску у зоні контакту упорного торця муфти і бурта штанги, але не до критичного значення (384 МПа, що є меншим границі плинності матеріалу насосної муфти та штанги).

Для визначення і порівняння величин гідравлічних втрат під час руху флюїду в кільцевому просторі між НКТ і колоною насосних штанг використано програму SolidWorks з прикладним модулем Flowsimulation. Вхідними даними для розрахунку прийнято: подачу плунжерного насоса, рівною 0,00069 $м^3/с$ (60 $м^3$/добу), напір насоса – 1500 м, (діаметр насоса становить 57 мм, довжина ходу плунжера – 2,8 м, частота ходів у хвилину – 12).

Для проведення імітаційного моделювання побудовано тримірну модель з'єднання насосних штанг (типорозмір штанг – 19 мм), розміщену у НКТ діаметром 89 мм. У ході моделювання досліджено з'єднання насосних штанг як зі встановленим на ньому захисним протектором, так і без нього. На рисунку 4.48 показано побудовані тривимірні моделі з прикладеними крайовими умовами.



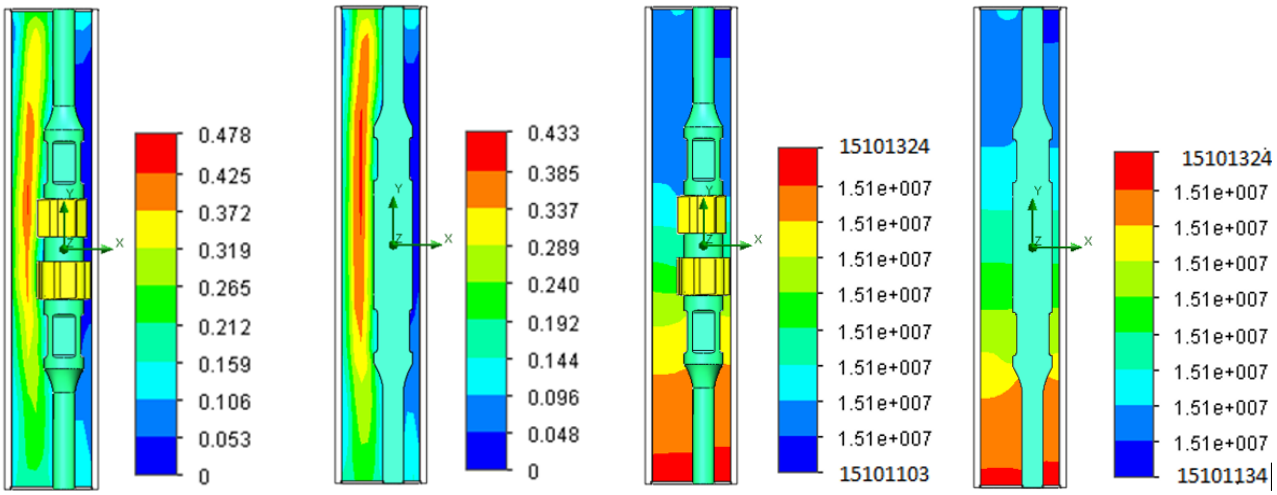
а) б)

а – з’єднання насосних штанг зі встановленим на ньому захисним протектором; б – з’єднання насосних штанг без захисного протектора

Рисунок 4.48 – Тривимірні моделі з прикладеними крайовими умовами

Науковий базис імітаційного CFD-моделювання руху свердловинного флюїду в обмеженому кільцевому просторі будується на чисельному розв’язанні просторових диференціальних рівнянь Нав’є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом (RANS), та рівняння неперервності потоку нестисливого середовища. Кінематика руху описується постійною об’ємною витратою Q = 0,00069 м^3/с, а крайові умови на стінках штанг, протектора та НКТ враховують еквівалентну гідравлічну шорсткість реальних експлуатаційних поверхонь [207]. Для замикання системи диференціальних рівнянь турбулентного потоку використано двопараметричну диф-модель (кінетична енергія турбулентності – дисипація), що дозволяє коректно розрахувати утворення локальних вихорів у зонах різкого звуження живого перерізу потоку біля торців протектора.

На рисунках 4.49 і 4.50 зображено результати імітаційного моделювання, а саме розподіл швидкості та тиску у поперечному перерізі моделі.



а) б) в) г)

а – з’єднання насосних штанг з встановленим на ньому захисним протектором;

б – з’єднання насосних штанг без захисного протектора

Рисунок 4.49 – Розподіл швидкості у поперечному перерізі моделі

Рисунок 4.50 – Розподіл тиску у поперечному перерізі моделі

Чисельне порівняння інтегральних параметрів потоку показало, що локальне звуження каналу тілом протектора викликає зростання швидкості флюїду на 10,4% (від 433 м/с до 0,478 м/с, рис. 4.49) за законом збереження маси. Це, відповідно, зумовлює приріст сумарного гідравлічного опору на вихроутворення та тертя з 190 Па до 221 Па (ΔP = 31 Па, рис. 4.50). З позицій підземної гідродинаміки та термодинаміки свердловинних систем, величина додаткових втрат напору ΔP = 31 Па на одне муфтове з’єднання є нескінченно малою величиною відносно загального статичного та динамічного тиску в колоні НКТ. Іміітаційне моделювання доводить, що додаткові витрати потужності приводу ШСНУ на подолання локальних опорів модернізованих протекторів не перевищують 1% від загального енергетичного балансу установки. Таким чином, чисельно доведено гідродинамічну нейтральність пристрою, що повністю обґрунтовує його впровадження задля триботехнічного захисту циліндричних поверхонь від стирання та вібраційного руйнування.

Разом із забезпеченням надійності колон насосних штанг важливим завданням є підвищення працездатності інших елементів штангової свердловинної установки, зокрема свердловинного насоса. У наступному підрозділі розглянуто питання підвищення безпеки при заміні вставного насоса, а також проведено аналіз конструкцій і дослідження клапанів штангового свердловинного насоса з використанням методів імітаційного моделювання.

4.4 Забезпечення працездатності штангового свердловинного насоса

4.4.1 Підвищення безпеки при заміні вставного насоса

Значна частина нафтових свердловин в Україні експлуатується за допомогою штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ), у яких для обслуговування, ремонту та заміни свердловинного обладнання проводиться його підйом на поверхню. Процес підйому є досить довготривалим та, за певних обставин, небезпечним [208].

Однією із проблем, що виникають під час заміни свердловинного обладнання має місце газонафтопроявлення, яке може призвести до аварійних ситуацій.

Існуюче обладнання дає можливість тільки частково контролювати процес ремонту, а існуючі методи не забезпечують безаварійність при ремонті свердловин.

Спеціально розроблений зворотний свердловинний клапан (ЗСК) забезпечує надійність ремонтних робіт при заміні вставного насоса. Він призначений для перекриття трубного простору насосно-компресорних труб при заміні вставного штангового свердловинного насоса. При цьому зберігається об’єм флюїду в свердловині, оскільки стає неможливим надходження у неї нової порції нафти або газу з пласта. Так як із пласта не надходить нафта, насичена газом або газ, густина нафти на вибої не зменшується і імовірність виникнення аварійних ситуацій у зв’язку з ГНВП ліквідовується. Також ЗСК дозволяє проводити ремонт і заміну вставного насосна без глушіння свердловини, що зменшує витрати часу і коштів на проведення цього процесу [208].

На рисунку 4.51 зображено розміщення ЗСК у свердловині, а на рисунку 4.52 – його конструкцію.

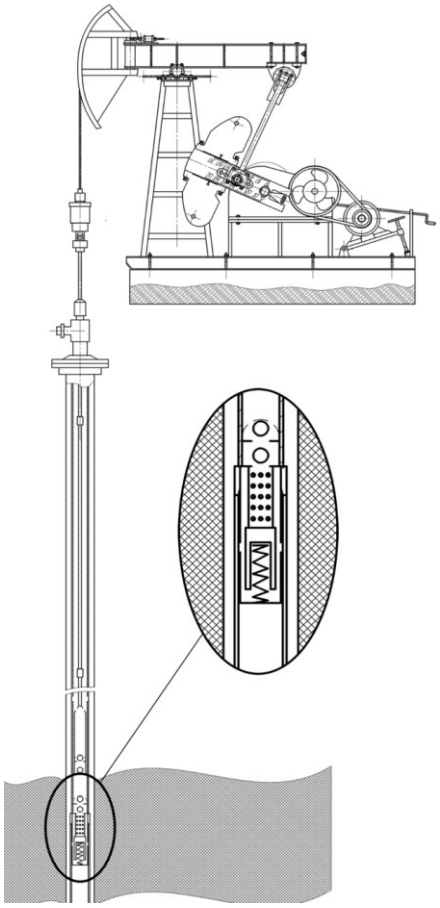
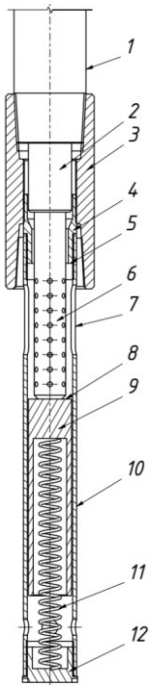


Рисунок 4.51 – Розміщення ЗСК у свердловині



1 – колона НКТ; 2 – вставний насос; 3 – перехідна муфта; 4 – перехідник; 5 – опорний торець перехідника; 6 – насосний фільтр; 7 – отвори; 8 – опорний торець поплавка; 9 – поплавок; 10 – корпус пристрою; 11 – пружина; 12 – кришка корпуса

Рисунок 4.52 – Конструкція зворотного свердловинного клапана

ЗСК складається з пластмасового циліндричного поплавка 9, виготовленого у вигляді перевернутого вверх дном стакана, розміщеного в середині циліндричного корпуса 10. Корпус 10 з'єднується з перехідником 4, на якому виконаний опорний торець 5, а перехідник – із перехідною муфтою 3, яка приєднана до НКТ 1. У корпусі 10 встановлено пружину 11, яка одним торцем впирається у поплавок 9, а іншим – у кришку 12, що за допомогою різьби з'єднана з корпусом.

При встановленні насоса 2 у свердловину, фільтр 6, який знаходиться під насосам, переміщує поплавок вниз, стискаючи при цьому пружину 11. При цьому розмикаються опорні поверхні торця 5 та поплавка 8, а рідина з пласта проходить через отвори 7 корпуса пристрою 10 до насосного фільтра 6 і далі у насос 2.

На час ремонту насос з фільтром піднімається на поверхню, дозволяючи пружині перемістити поплавок вгору до контакту опорного торця поплавка 8 з опорним торцем 5 перехідника 4. При цьому перекривається трубний простір колони НКТ.

Особливістю ЗСК є те, що корпус монтується не донизу колони НКТ 10, а до перехідної муфти 3. Це дає змогу приєднувати до колони НКТ інші необхідні елементи, такі як хвостовик, газовий якір (підбираються залежно від умов видобутку для кожної свердловини індивідуально). Пружина 11, що міститься всередині корпуса 10, допомагає поплавку переміститися вгору, незважаючи на наявність механічних частинок, які би могли перешкодити його руху і перекрити трубний простір колони НКТ [208].

Така конструкція ЗСК дозволяє не змінювати компоновку елементів у свердловині при його застосуванні.

Отже, перевагами ЗСК є:

– можливість проведення заміни насоса без глушіння свердловини (зменшує час проведення ремонту та витрати на нього);

– перекриття низу колони НКТ (не дає флюїду з пласта потрапляти у свердловину та створити аварійну ситуацію, що може призвести до відкритого фонтанування).

Для дослідження побудованої 3D моделі спочатку розглянемо умови роботи та матеріали, що застосовані для її деталей. Модель може працювати за температур до 120 ^{0}C при дії тиску 15 МПа [208].

Матеріалами для всіх деталей моделі прийнято сталь 40ХН окрім поплавка, який виготовлено із поліаміду 610.

Розглянувши принципову схему пружинного глибинного клапана (рис. 4.52) зроблено висновок, що за вищезгаданих умов роботи доцільно дослідити

напружено-деформований стан наступних деталей: поплавок, корпус та кришку корпуса.

На рисунку 4.53 подано зображення деталей моделі, які підлягають імітаційному моделюванню.

Математична постановка крайової задачі імітаційного моделювання формулюється в межах зв'язаної задачі термопружності для гетерогенного середовища. Фізико-механічна поведінка металевих елементів (сталь 40ХН) та полімерного поплавка (поліамід 610) описується системою тривимірних диференціальних рівнянь рівноваги Нав'є-Ламе з урахуванням температурних членів Дюамеля-Неймана:

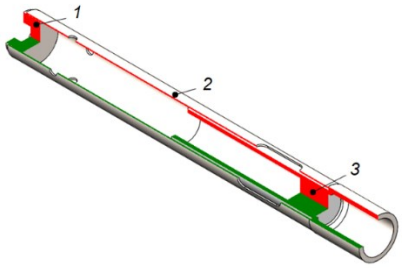
$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl} - \beta_{ij} \cdot \Delta T$$

де C_{ijkl} – тензор модулів пружності матеріалів,

$\beta_{ij} = \alpha_t \cdot E/(1-2\nu)$ – термопружна стала,

$\Delta T = T_{op} - T_0 = 120^0 C - 20^0 C = 100^0 C$ – просторовий градієнт температурного поля експлуатаційного середовища.

Крайові умови навантаження (гідростатичний тиск $P = 15$ МПа та температурне поле $T = 120$ ºС прикладені до внутрішніх поверхонь деталей одночасно (рис. 4.54), що дозволяє врахувати ефект суперпозиції напружень від температурного розширення полімерної матриці поплавка в замкненому сталевому корпусі.



1 – корпус пристрою; 2 – поплавок; 3 – кришка корпуса

Рисунок 4.53 – Деталі моделі для імітаційного моделювання

Оскільки на модель в умовах експлуатації буде діяти як температура робочого середовища, тиск та зусилля від дії пружини, то ці крайові умови будемо прикладати одночасно (рис. 4.54).

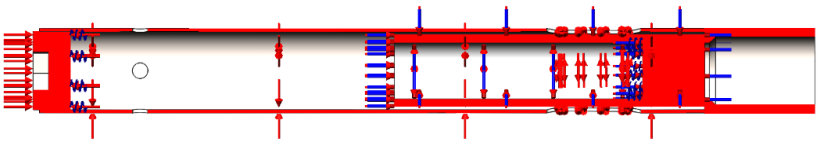


Рисунок 4.54 – Прикладання крайових умов до досліджуваної моделі

Отримані результати імітаційного моделювання наведено на рис. 4.55–4.56.

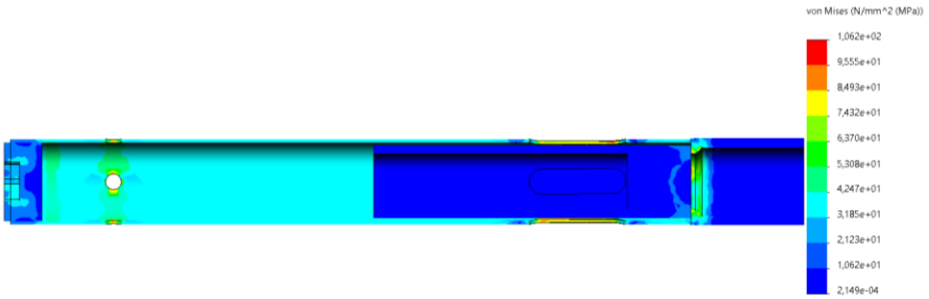


Рисунок 4.55 – Розподіл еквівалентних напружень

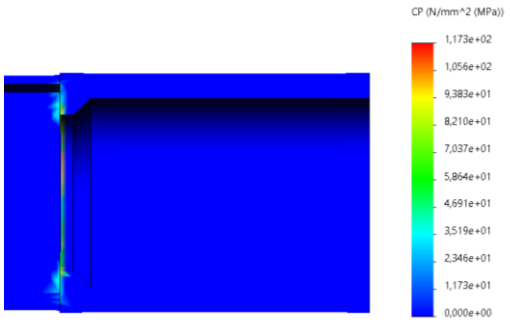


Рисунок 4.56 – Розподіл контактного тиску

Контактна взаємодія на межі спряження опорного торця перехідника 5 та поплавка 8 (рис. 4.52) формалізована як тривимірна нелінійна задача фрикційного спряження "метал–полімер". Чисельний розв’язок реалізовано ітераційним методом Ньютона-Рафсона з використанням алгоритму штрафних функцій, що виключає взаємне проникнення тіл і дозволяє точно обчислити епюри нормального контактного тиску за умов теплової деформації деталей. Оцінка міцності сталевих

елементів проводилася за енергетичною теорією Губера-Мізеса-Генкі, тоді як для полімерного поплавка контролювався рівень головних напружень та деформацій для запобігання реологічному витисканню пластмаси під тиском.

Аналіз отриманих епюр напружено-деформованого стану (рис. 4.55) показує, що інтегральний максимум еквівалентних напружень у сталевих деталях (корпусі та кришці) локалізований у впадинах різьбових з'єднань і становить 106 МПа. Зважаючи на те, що границя текучості сталі 40ХН становить 315 МПа, розрахований коефіцієнт запасу міцності становить: 315/106 = 2,97, що повністю задовольняє вимогам надійності та безпеки для свердловинного обладнання нафтогазової галузі. Максимальні переміщення зафіксовані у верхній частині циліндричного стакана поплавка і становлять 0,3 мм (рис. 4.56). Це переміщення зумовлене високим коефіцієнтом лінійного теплового розширення поліаміду 610 при температурі 120 ºС. Чисельно доведено, що результуючий радіальний натяг не перевищує величину конструктивного зазору між поплавком та внутрішньою стінкою корпуса 10, що повністю виключає ризик теплового заклинювання рухомого елемента під час підйому насоса. Епюра просторового розподілу контактного тиску (рис. 4.56) на ущільнювальному стику "сталь–поліамід" фіксує середнє значення 117 МПа. З позицій механіки ущільнень, умова абсолютної герметичності рухомого затвора виражається нерівністю: $R_{cont} \geq P_{fluid}$. Оскільки обчислений контактний тиск (117 МПа) істотно перевищує максимальний гідростатичний тиск пласта (15 МПа), розроблена конструкція ЗСК гарантує повне перекриття трубного простору НКТ [208]. Це теоретично підтверджує неможливість виникнення затрубних або внутрішньотрубних газонафтопроявлень (ГНВП) і забезпечує безаварійні умови праці при заміні вставних насосів без технологічного глушіння свердловин.

4.4.2 Аналіз конструкцій та дослідження клапанів насоса

Більшість відмов штангових насосних установок припадає на клапани насосів. Попри те, що понад 95% всіх клапанних вузлів штангових насосів виконані

із запірним елементом у виді кульки, в світовій практиці використовується велика кількість інших конструкцій клапанів, які сьогодні є малодосліджені та не оптимізовані для певних умов експлуатації.

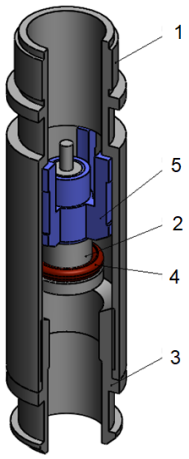
Для усунення недоліків [66, 67, 68], які притаманні кульковим клапанам свердловинних насосів були розроблені золотникові клапани [209].

Золотниковий клапан має напрямну, яка забезпечує примусову посадку запірного елемента на сідло, за рахунок чого збільшується коефіцієнт наповнення насоса.

Конструкція пропонованого клапана наведена на рисунку 4.57 [210].

Клапан золотникового типу складається з корпусу 1 і сідла 3. В порожнині корпусу 1 встановлена тарілка 2, в проточці якої розміщено гумове кільце 4. Тарілка 2 приєднана до центратора 5, на зовнішній циліндричній поверхні якого виконані напрямні.

Клапан жорстко кріпиться до циліндра штангового насоса. Крайнє верхнє і крайнє нижнє положення тарілки 2 обмежується відповідними поверхнями корпусу 1 і сідла 3. У момент закриття клапана спочатку тарілка 2 входить у контакт із внутрішньою поверхнею сідла 3, відбувається первинна герметизація зони всмоктування від зони нагнітання. За рахунок перепаду тиску тарілка 2 рухається вниз до упора центратора 5 в направляючу поверхню сідла 3.



1 – корпус; 2 – тарілка; 3 – сідло; 4 – ущільнююче кільце; 5 – центратор

Рисунок 4.57 – Клапан золотникового типу

Конструкція даного клапана дозволяє збільшити коефіцієнт наповнення циліндра насоса без занурення його на більшу глибину (під динамічний рівень). За рахунок цього збільшується подача насоса без зростання енерговитрат та зменшується навантаження на колону насосних штанг. Це дозволяє переходити на інтенсивніші режими роботи штангової насосної свердловинної установки.

Клапан рекомендовано використовувати:

1) при відкачуванні в'язких рідин зі свердловин;

2) при відкачувані рідин зі свердловин із наявним вільним газом (де газ різко знижує коефіцієнт наповнення циліндра штангового насоса, що призводить до необхідності експлуатації насосів з великою глибиною їх занурення нижче динамічного рівня);

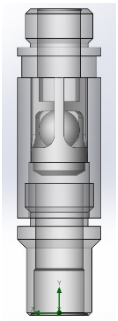
3) при експлуатації свердловин із високою продуктивністю;

4) в свердловині, де спостерігаються асфальто-смоло-парафінові та сольові відклади, які швидко забивають канали клапанів насосів.

З метою порівняння гідродинамічних характеристик клапанів кулькового та золотникового типів штангових насосів побудовано їх тривимірні моделі, які показані на рисунку 4.58.

Перед проведенням дослідження запірні елементи клапанів виставлені у крайніх положеннях, тобто клапани повністю відкриті.

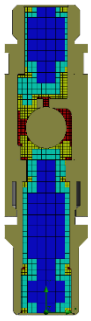
Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання було оптимізовано сітки скінченних об'ємів. Під оптимізацією сітки розуміються такі її налаштування, за яких скінченні елементи є дрібнішими у певних зонах (вузьких каналах та зонах контакту робочого середовища із внутрішніми поверхнями клапанів). Сітки скінченних елементів для обох варіантів конструкцій клапанів показані на рисунку 4.59 [210].



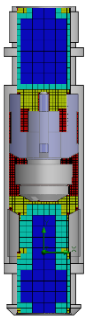
а)

б)

Рисунок 4.58 – Кульковий (а) та золотниковий (б) клапани



а)



б)

Рисунок 4.59 – Сітки скінченних елементів (кульковий (а) та золотниковий б))

Крайовими умовами для проведення чисельних експериментів прийнято сталий гідростатичний тиск на вихідній межі розрахункової області $P_{вх}$ = 18 МПа, масову витрату на вхідному контурі Q = 1,388·10^{-4} м^3/с (12 м^3/добу) та початкову температуру T = 40 ºС.

Для забезпечення високої адекватності імітаційного моделювання реальним умовам експлуатації свердловин, у якості робочого середовища використано високов’язкий флюїд-аналог (Olive Oil), фізико-механічні та трибологічні параметри якого еквівалентні нафті. Математичний опис реології флюїду враховує нелінійну експоненційну залежність динамічної в’язкості від температурного градієнта за законом Андраде-Рейнольдса

Це дозволяє чисельному алгоритму коректно адаптувати локальні фрикційні втрати напору в пристінкових шарах внутрішніх поверхонь клапанів при проходженні флюїду через зони високошвидкісного зсуву.

На наступних рисунках показано результати імітаційного моделювання. Для зручності їх порівняння результати для кулькового та золотникового клапана наведені поруч [210].

На рисунку 4.60 показано розподіл тиску рідини у поздовжньому перерізі клапанів.

а) б)

Рисунок 4.60 – Розподіл тиску (Па) в поздовжньому перерізі клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

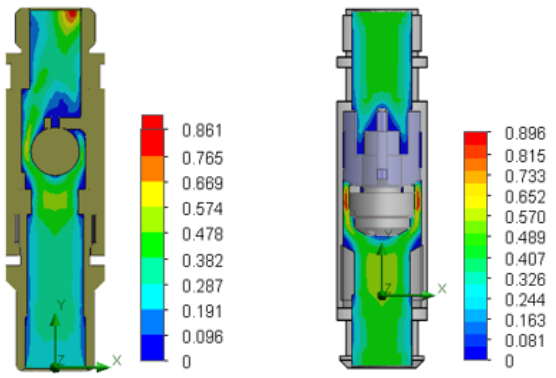
Чисельна верифікація інтегральних втрат напору (гідравлічного опору) здійснювалася шляхом обчислення різниці усереднених за площею повних тисків на вхідному та вихідному перерізах розрахункових моделей. Порівняння результатів зафіксувало незначний приріст сумарного опору для клапана золотникового типу – всього на 3,4% (P = 1206 Па проти 1166 Па для кулькового аналога). З позицій підземної гідродинаміки, цей мізерний приріст повністю нівелюється суттєвими кінематичними перевагами нової конструкції. Примусова орієнтація запірного елемента за допомогою центратора 5 ліквідує стохастичні автоколивання та бічне зміщення, притаманні вільно плаваючій кульці, що мінімізує час гідродинамічного запізнення закриття клапана при зміні напрямку ходу плунжера. Це теоретично доводить суттєве зростання об’ємного коефіцієнта наповнення циліндра насоса при експлуатації в ускладнених умовах без додаткових витрат потужності приводу.

Отже, згідно розрахунків, величина гідравлічного опору золотникового клапана незначно відрізняється від величини гідравлічного опору кулькового клапана. Це означає, що коефіцієнт заповнення штангового насоса за використанням клапана нової конструкції буде вищим, що позитивно вплине на ефективність роботи насосної установки загалом.

Розглянемо далі інші результати імітаційного моделювання клапанів – розподіл швидкостей руху рідини у поздовжньому перерізі (рис. 4.61).

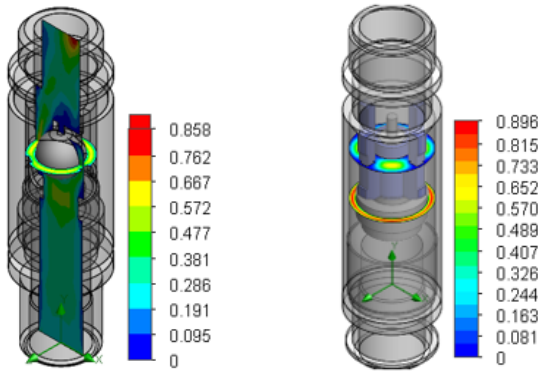
Аналіз просторових ізополей розподілу швидкостей (рис. 4.61, 4.62) дозволяє деталізувати структуру потоку в моменти максимального відкриття клапанів. У кульковому клапані (модель а) потік зазнає різкого кутового відхилення, обтікаючи сферу, що призводить до інтенсивного локального вихроутворення у застійній зоні безпосередньо за кулькою. В зоні найменшого живого перерізу (рис. 4.62, а) фіксується локальне зростання швидкості, проте епюра є асиметричною через схильність кульки до зміщення з осі потоку.

У золотниковому клапані (модель б) завдяки наявності профільованого центратора 5 потік флюїду розподіляється на симетричні коаксіальні струмені. Локальне зростання швидкості у найменшому прохідному перерізі (рис. 4.62, б) носить регулярний характер. Висока кінетична енергія струменя у пристінковій зоні сідла виконує додаткову технологічну функцію – інтенсивне гідродинамічне змивання та очищення робочих поверхонь від асфальто-смоло-парафінових компонентів та сольових конгломератів, що запобігає трибологічному заклинюванню та втраті герметичності контактної пари "метал–еластомер" під час тривалої експлуатації.



а) б)

Рисунок 4.61 – Розподіл швидкості (м/с) у поздовжньому перерізі клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))



а) б)

Рисунок 4.62 – Розподіл швидкості (м/с) у найменших перерізах клапанів (кульковому (а) та золотниковому (б))

Отже, проведений аналіз конструкцій клапанів штангових свердловинних насосів виявив ряд недоліків, що притаманні кульковим клапанам. До цих недоліків відносяться втрата герметичності клапана під час роботи, неможливість застосування у свердловинах із викривленим стовбуром, низька працездатність, вплив корозії, знос тощо. Сьогодні існують інші конструкції клапанів, такі як тарілчастий та золотниковий, які мають суттєві переваги над кульковими.

Однією з основних характеристик клапанів є опір, який вони створюють під час руху рідини. Для визначення величин опорів кулькового та золотникового клапанів побудовано їх тривимірні моделі та проведено імітаційне моделювання роботи за однакових крайових умов. Для отримання точніших результатів імітаційного моделювання клапанів попередньо було оптимізовано сітки скінченних елементів.

За результатами проведеного імітаційного моделювання встановлено, що гідравлічний опір золотникового клапана є майже такий самий як у кулькового. Золотниковий клапан дозволяє збільшити коефіцієнт наповнення насоса без збільшення глибини занурення його під динамічний рівень, збільшити подачу насоса, зменшити навантаження на штангову колону та застосовувати його при інтенсивніших режимах роботи штангової свердловинної насосної установки. Також золотниковий клапан рекомендується використовування під час відкачування в’язких рідин, рідин у яких наявний вільний газ та у свердловинах, в яких спостерігаються асфальто-смоло-парафінові та сольові відклади.

Проведені дослідження штангових свердловинних насосів та їх елементів підтвердили, що застосування методів імітаційного моделювання дає змогу оцінити працездатність конструкцій, виявити найбільш навантажені ділянки та обґрунтувати напрями їх удосконалення. Запропоновані конструктивні рішення, зокрема зворотний свердловинний клапан і золотниковий клапан насоса, дозволяють підвищити безпеку проведення ремонтних робіт, покращити гідродинамічні характеристики насосного обладнання та забезпечити стабільність його роботи в ускладнених умовах експлуатації.

Разом із забезпеченням надійності насосного обладнання важливим завданням є підвищення ефективності процесів підготовки та сепарації видобуваних флюїдів. Значний вплив на енергоефективність і стабільність роботи нафтогазового обладнання мають процеси розділення газорідинних потоків, які супроводжуються складними гідродинамічними явищами.

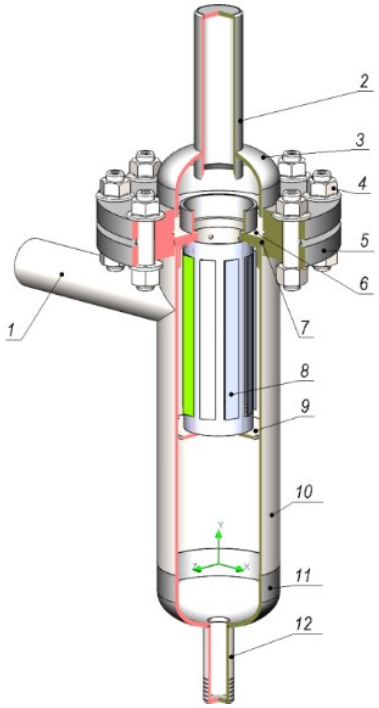
У зв’язку з цим у наступному підрозділі розглянуто питання імітаційного моделювання та аналізу сепараційних процесів, зокрема моделювання і розроблення конструкцій газорідинних сепараторів, вдосконалення вертикального сіткового сепаратора, а також дослідження їх термодинамічних характеристик на основі CFD-моделювання.

4.5 Імітаційне моделювання та аналіз сепараційних процесів

4.5.1 Моделювання та розроблення конструкції газорідинного сепаратора

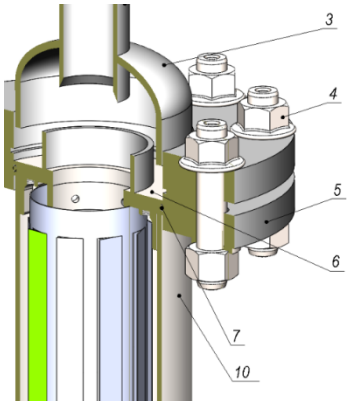
Запропоновано конструкцію газорідинного сепаратора, яка є дешевою та простою у виготовленні, має малу масу та просту конструкцію (рис. 4.63). Сепаратор має такі габаритні розміри: висота – 630 мм; довжина – 250 мм; ширина – 215 мм. Внутрішній діаметр корпусу – 100 мм, товщина стінки корпусу – 3,5 мм, маса сепаратора –15 кг [211].

Особливістю конструктивного виконання елементів сепаратора є те, що з метою забезпечення міцності його корпусу 10, диск 6 контактує з фланцем 5 (рис. 4.64). Таке рішення дало змогу не виконувати технологічних операцій на корпусі 10 (проточування внутрішньої поверхні для забезпечення необхідної посадки деталей) і, відповідно, не зменшувати товщину його стінки. Іншою особливістю конструкції є наявність перегородки А у вхідному отворі сепаратора (рис. 4.65). Це дозволяє збільшити швидкість газового потоку та спрямувати його на стінку корпусу. Ця перегородка має плавний перехід до входу сепаратора [211].



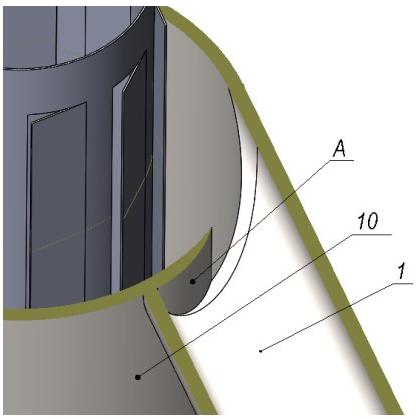
1 – вхідний патрубок; 2 – вихідний патрубок; 3 – еліптична кришка; 4 – шпилькове з’єднання; 5 – фланець; 6 – диск; 7 – ущільнююче кільце; 8 – дефлектор; 9 – диск центрувальний; 10 – корпус; 11 – еліптичне днище; 12 – штуцер зливу рідини

Рисунок 4.63 – Сепаратор запропонованої конструкції



3 – еліптична кришка; 4 – шпилькове з’єднання; 5 – фланець; 6 – диск; 7 – ущільнююче кільце; 10 – корпус

Рисунок 4.64 – Конструкція верхньої частини сепаратора



1 – вхідний патрубок; 10 – корпус; А – перегородка

Рисунок 4.65 – Конструкція вхідної частини сепаратора

Вхідними даними до імітаційного моделювання прийнято витрату газу, яка становить 0,05 м^3/с та тиск на вході сепаратора, що рівний 0,2 МПа. З метою отримання достовірніших результатів імітаційного моделювання роботи сепаратора застосовано налаштування сітки скінченних об’ємів для окремих його елементів: вхідний 1 та вихідний 2 патрубки, дефлектор 8, корпус 10 та диск 6.

Результати імітаційного моделювання для робочого середовища сепаратора – "повітря" наведені на рисунках 4.66–4.69. Граничні значення параметрів, що відображаються на цих рисунках, є достовірними тільки для вказаних перерізів.

Для побудови графічних залежностей зміни швидкості та тиску газорідинного потоку у поперечному перерізі сепаратора вздовж осі вхідного патрубка використано попередньо виконано лінію (рис. 4.70), яка розміщено на відстані 0,5 мм від стінок вхідного патрубка та корпусу [211].

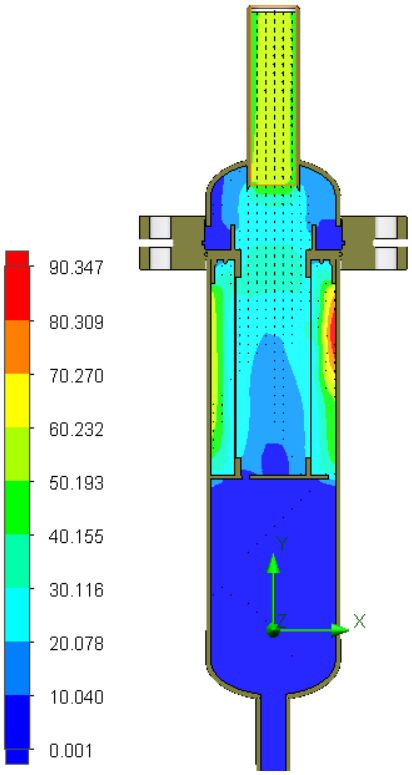


Рисунок 4.66 – Розподіл швидкості (м/с) у поздовжному перерізі сепаратора

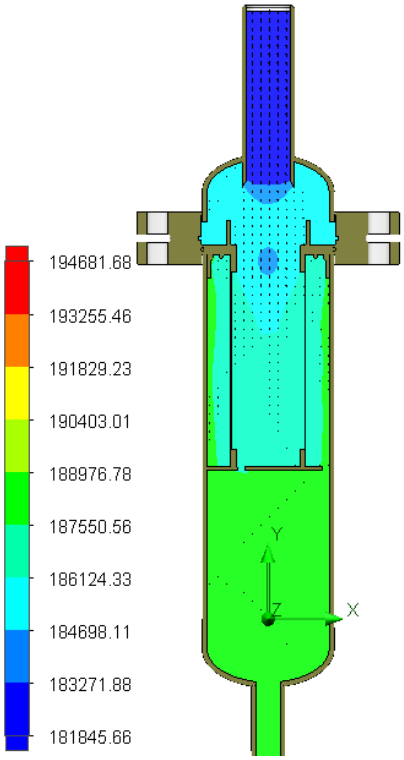


Рисунок 4.67 – Розподіл тиску (Па) у поздовжному перерізі сепаратора

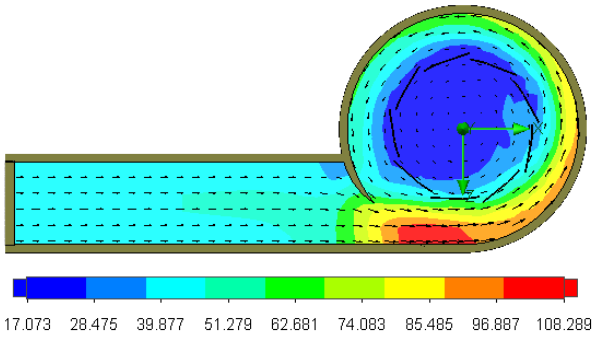


Рисунок 4.68 – Розподіл швидкості (м/с) у перерізі сепаратора вздовж осі вхідного патрубка

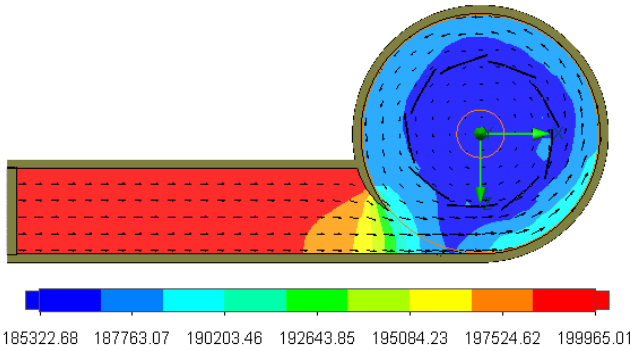


Рисунок 4.69 – Розподіл тиску (Па) у перерізі сепаратора вздовж осі вхідного патрубка

Рисунок 4.70 – Лінія для побудови графічних залежностей зміни швидкості та тиску газорідинного потоку

Побудовані графічні залежності зміни швидкості та тиску у перерізі сепаратора вздовж осі вхідного патрубка показані на рисунках 4.71 та 4.72 [211].

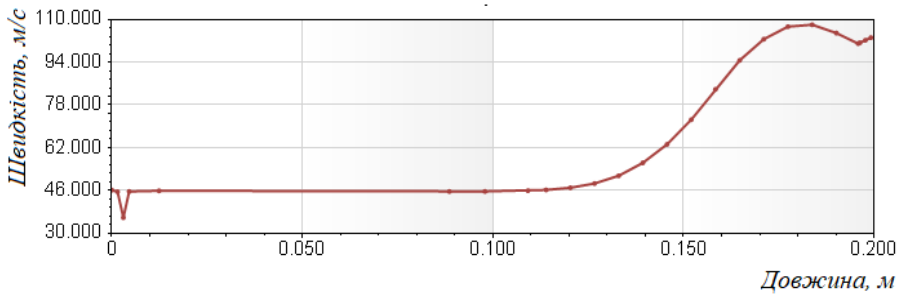


Рисунок 4.71 – Зміна швидкості у перерізі сепаратора вздовж осі вхідного патрубка

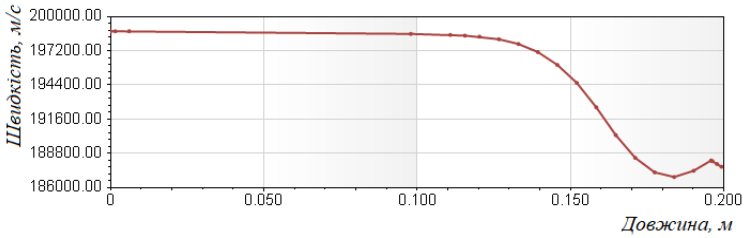


Рисунок 4.72 – Зміна тиск у перерізі сепаратора вздовж осі вхідного патрубка

Науковою основою чисельного аналізу процесів сепарації та розрахунку загального гідравлічного опору є інтеграція полів повного тиску на вхідному та вихідному контурах розрахункової області. Математична обробка результатів зафіксувала локальні значення абсолютного тиску у вхідному патрубку на рівні 201325 Па, а у вихідному – 182051 Па, що зумовлює сумарний гідравлічний опір конструкції ΔP = 19274 Па. Головним джерелом дисипації кінетичної енергії потоку є завихрення та відриви пристінкових шарів, ініційовані вхідною перегородкою А (рис. 4.65). Проте викликане цим звуження живого перерізу виконує важливу технологічну функцію: воно форсує локальну швидкість несучої фази, збільшуючи відцентрову силу та забезпечуючи інерційне осадження дисперсних частинок на стінку корпусу. Імітаційне моделювання процесу розділення газорідинної суміші реалізовано в межах Ейлерово-Лагранжевого підходу. Рух газового середовища описується нелінійними диференціальними рівняннями Нав'є-Стокса, тоді як поведінка дискретної фази (крапель води фракцій 0,025-0,2 мм інтегрується за траєкторіями окремих частинок [211]. Диференціальне рівняння руху одиничної краплі в полі масових та поверхневих сил має вигляд:

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{u - u_p}{\tau_r} + g\frac{\rho_p - \rho}{\rho_p}$$

де u – швидкість газу,

u_p – швидкість частинки,

ρ_p та ρ – густина відповідних фаз,

g – вектор гравітаційного прискорення,

$\tau_r = \rho_p d_p^2 / (18\mu)$ – час релаксації частинки діаметром d_p.

У розрахунковому алгоритмі закладено феноменологічні крайові умови взаємодії крапель із твердими стінками апарату: уловлювання при контакті з дефлектором 8 та корпусом 10. Чисельні результати імітаційного моделювання руху дисперсної фази за масової витрати 0,006 кг/с засвідчили повне осадження всіх досліджуваних фракцій водних крапель на внутрішніх поверхнях сепаратора без їх вторинного винесення у вихідний патрубок 2. Це теоретично доводить, що за заданих кінематичних параметрів коефіцієнт ефективності сепарації наближається до 100%.

4.5.2 Імітаційне моделювання та вдосконалення газового вертикального сіткового сепаратора

Незважаючи на те, що газовий вертикальний сепаратор має високу ефективність, цікавим лишається розподіл руху газу у ньому, особливо у таких відповідальний його елементах як коагулятор та краплеуловлювач. Схема газового вертикального сіткового сепаратора, будова та принцип роботи наведений у праці [212].

Проведено імітаційне моделювання роботи вертикального газового сепаратора за допомогою імітаційного моделювання у програмі FlowSimulation з використанням інструменту «пористе середовище/тіло».

Науково-методологічною особливістю імітаційного моделювання внутрішньої гідродинаміки вертикального сіткового сепаратора є відмова від прямого геометричного відтворення тисяч дрібних елементів сітки коагулятора та краплеуловлювача, що призвело б до розв’язку обчислювально неможливої задачі. Замість цього ці елементи формалізовані як континуальні пористі макротіла. Гідравлічний опір при проходженні газу через пористу структуру коагулятора описуються нелінійним диференціальним рівнянням Дарсі-Форхгеймера з урахуванням в’язкісної та інерційної компонент втрат:

$$\nabla p = -\left(\frac{\mu}{\alpha}u + C_2\frac{\rho}{2}|u|u\right)$$

де α – проникність пористого тіла,

C_2 – коефіцієнт інерційного опору сітки, які ідентифікувалися на основі попередніх лабораторних випробувань.

Введення локальних зон пористого опору дозволило встановити суттєву нерівномірність профілю швидкостей несучої фази по перерізу апарату, що негативно впливає на кінетику коагуляції та призводить до локального прориву вологи. Імітаційне моделювання альтернативних варіантів модернізації (рис. 4.73) дозволило оцінити вплив крайових умов на характер розподілу ліній течії.

Згідно результатів імітаційного моделювання розподіл швидкості руху газу при проходженні його як через коагулятор так і через краплеуловлювач є нерівномірний по поперечному перерізі. Це впливає на ефективність роботи газового сепаратора. Для покращення ефективності пропонується встановлення у корпусі сепаратора відбивач (сферичний або конічний) (рис. 4.73) [212].

а) б)

а – сферичний; б – конічний

Рисунок 4.73 – Конструкції відбивачів

На рисунку 4.74 наведено розподіл швидкості руху газу в сепараторі із сферичним відбивачем. На рисунку 4.75 – розподіл швидкості у сепараторі із конічним відбивачем.

Порівнявши отримані результати зроблено висновок, що використання сферичного відбивача у конструкції сепаратора порівняно із застосуванням конічного створює більш рівномірний рух потоку газу через краплеуловлювач.

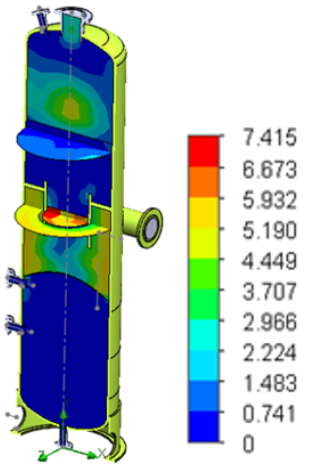
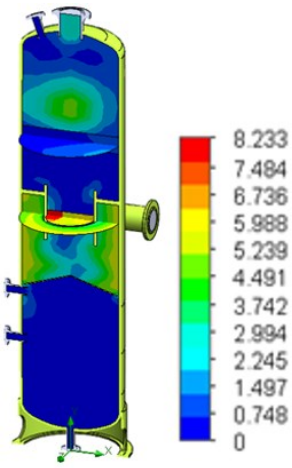
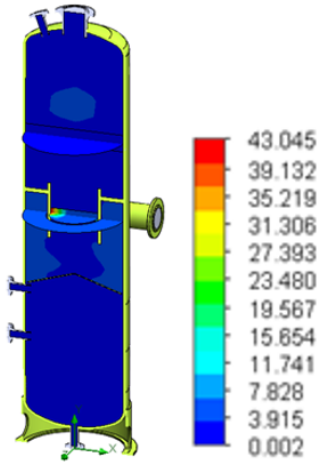


Рисунок 4.74 – Розподіл швидкості у сепараторі із сферичним відбивачем (локальний максимум)



а)



б)

а – локальний максимум; б – глобальний максимум

Рисунок 4.75 – Розподіл швидкості у сепараторі із конічним відбивачем

На рисунках 4.77 – 4.78 наведено графічні залежності розподілу швидкості руху газу у поперечних перерізах сепаратора згідно ліній, які показані на рисунку 4.76 [212].

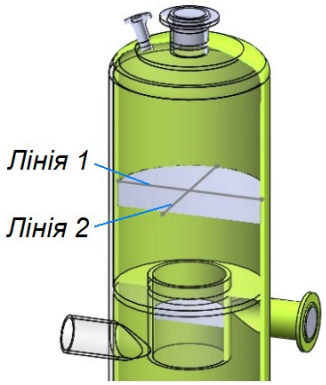


Рисунок 4.76 – Модель сепаратора із вказаними лініями по яких побудовано графічні залежності

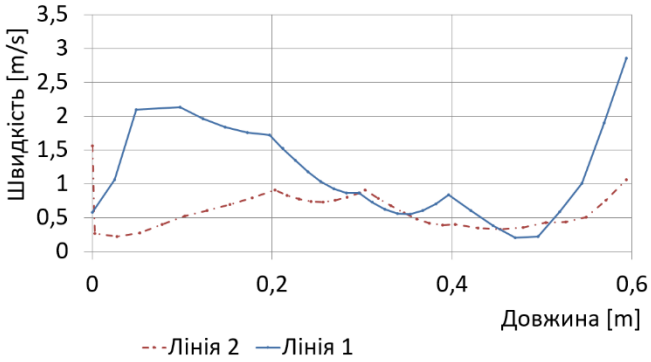
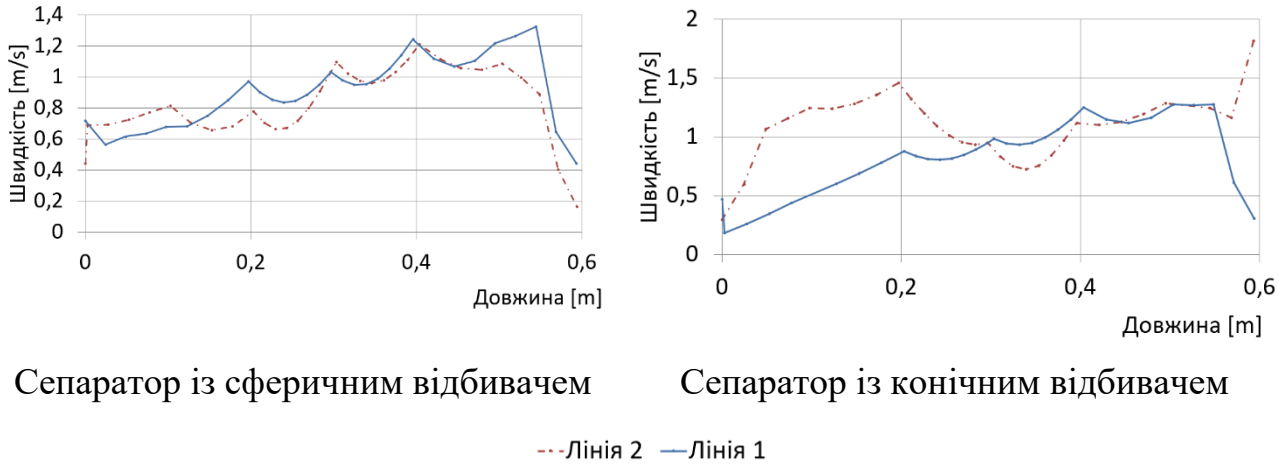


Рисунок 4.77 – Розподіл швидкості потоку газу у стандартній конструкції сепаратора



Сепаратор із сферичним відбивачем Сепаратор із конічним відбивачем

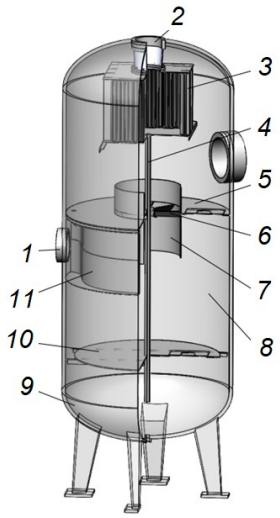
Рисунок 4.78 – Розподіл швидкості потоку газу у досліджуваних конструкціях сепаратора

Із результатів дослідження випливає, що яку б модернізовану конструкцію сепаратора не використовували, рух газу через краплеуловлювач є більш рівномірним, що ефективно впливає на процес сепарації. При цьому з точки зору технології виготовлення, пропоновані зміни у конструкції є досить простими [212].

4.5.3 Дослідження гідродинамічних характеристик вертикального газового сепаратора на основі CFD моделювання

Як згадувалось вище, газоріднинні сепаратори є складними пристроями, при роботі яких є багато різних фізичних принципів. Це ускладнює імітаційне моделювання їхньої роботи. Для проведення якісного імітаційного моделювання слід мати покрокову методику, яка б гарантувала не тільки чисельну збіжність, але й уможливлювала подальшу перевірку обчислювальної моделі від простих до складних випадків [213].

З метою визначення характеристик та особливостей роботи газового сепаратора С-2-1 побудовано його тривимірну модель (рис. 4.79).



1 – вхідний патрубок; 2 – вихідний патрубок; 3 – блок жалюзей;
4 – трубка зливу; 5 – перегородка; 6 – лопатевий гвинт; 7 – напрямна;
8 – корпус; 9 – днище; 10 – відбійник; 11 – напрямний канал (дефлектор)

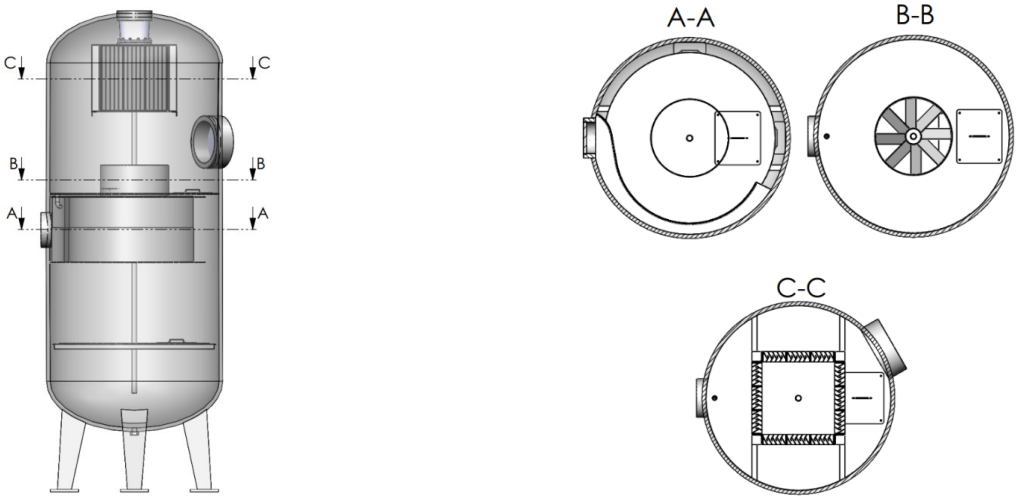
Рисунок 4.79 – 3D-модель сепаратора С-2-1

Будова та принцип дії сепаратора, а також його основні конструктивні параметри наведені у роботі [213].

Крайовими умовами прийнято об’ємну витрату газової суміші величиною 1,56 м^3/с на вхідному патрубку сепаратора, на вихідному патрубку сепаратора – тиск величиною 3 МПа. Такі величини тиску та витрати газової суміші обумовлені технологічною схемою сепарації газу на виробництві, де використовується досліджуваний сепаратор.

Оскільки газовий потік є багатокомпонентним (метан – 93 %; водень – 0,1 %; етан – 2,5 %; пропан – 0,31 %; бутан – 0,11 %; метанол – 0,08 %.), тобто складається із суміші різних газів, то їхня об’ємна концентрація також врахована під час імітаційного моделювання.

Для контролю параметрів сепаратора вибрано декілька його перерізів, які найбільше впливають на ефективність його роботи (рис. 4.80). До таких перерізів відносяться: поперечний переріз сепаратора по осі вхідного патрубка (А-А); поперечний переріз сепаратора посередині направляючого патрубка лопатевого гвинта (В-В); поперечний переріз сепаратора посередині висоти блока жалюзей (С-С) [213].

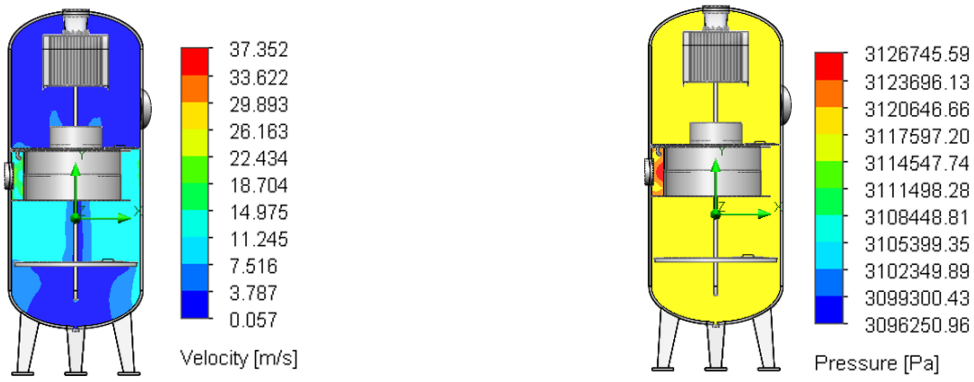


а) б)

Рисунок 4.80 – Вибір поперечних перерізів сепаратора для контролю параметрів

Шляхом чисельного моделювання багатофазних течій у програмному комплексі Flow Simulation ідентифіковано показники фракційної ефективності сепарації газорідинного апарату. Траєкторії руху рідкої фази (води) розраховано за дискретно-фазовою моделлю для полідисперсного спектра краплин діаметром від 0,01 до 0,1 мм із постійним кроком 0,01 мм. Розрахункову схему верифіковано з урахуванням масових сил гравітаційного осадження та номінальної масової витрати рідини на рівні 0,00783 кг/с.

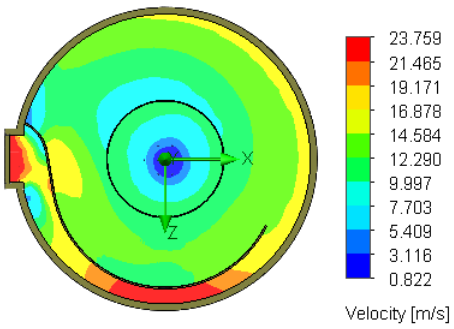
На рисунку 4.81 показано розподіл тиску та швидкості у поздовжньому перерізі сепаратора.

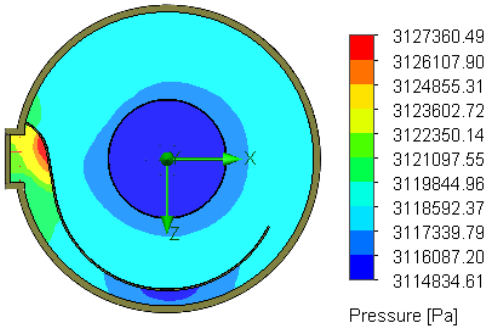


а) б)

Рисунок 4.81 – Розподіл швидкості (а) та тиску (б) та у поздовжньому перерізі сепаратора

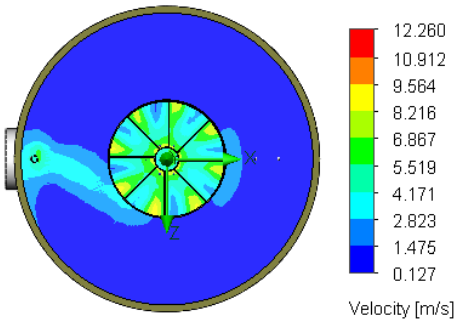
Нижче (рис. 4.82–4.84) наведено розподіли тиску та швидкості у вищевказаних перерізах сепаратора.

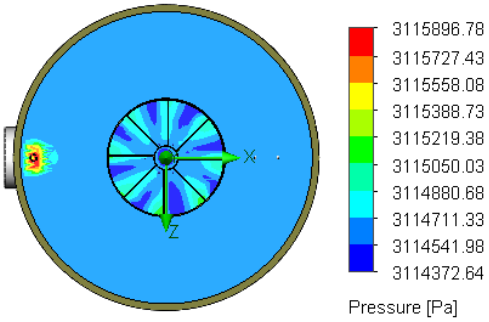




а) б)

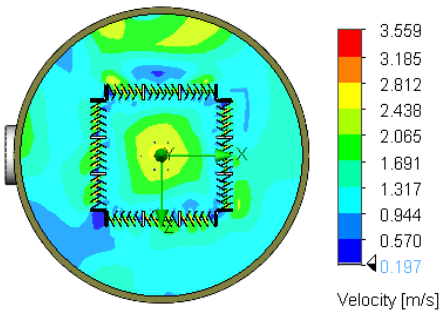
Рисунок 4.82 – Розподіл швидкості (а) та тиску (б) та у поперечному перерізі сепаратора по осі вхідного патрубка

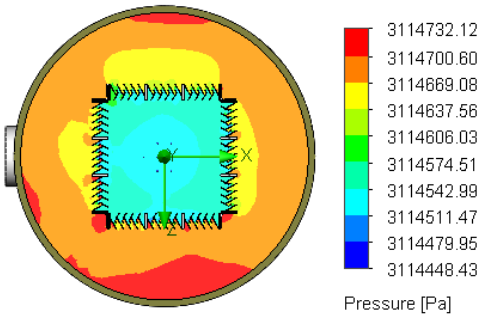




а) б)

Рисунок 4.83 – Розподіл швидкості (а) та тиску (б) та у поперечному перерізі сепаратора посередині направляючого патрубка лопатевого гвинта





а) б)

Рисунок 4.84 – Розподіл швидкості (а) та тиску (б) та у поперечному перерізі сепаратора посередині висота блока жалюзей

Критичним параметром ефективності промислового сепаратора С-2-1 є сумарний перепад тиску, який визначає енергетичну досконалість системи. За результатами чисельного моделювання, інтегральний тиск на вхідному перерізі склав 3121592 Па, а на вихідному – 3101325 Па, що відповідає втратам напору ΔP=20267 Па. Аналіз просторових ізополів (рис. 4.81, 4.82) локалізував зону екстремальної дисипації енергії: вона зосереджена в області ортогонального удару багатокомпонентного швидкісного потоку об стінку напрямного дефлектора 11. Враховуючи високу щільність багатокомпонентного газу (вміст метану 93%, етану 2,5% тощо) за робочого тиску 3 МПа, радіальний вхід викликає миттєве гальмування суміші з повним переходом кінетичної енергії в потенційну тиску, утворенням великих зворотних вихорів та падінням локальної швидкості до нуля у застійних зонах жалюзійного блока (рис. 4.84). З позицій обчислювальної гідродинаміки, науково обґрунтовано методологічну рекомендацію: для зниження внутрішнього опору апарату конструкцію вхідного вузла необхідно модернізувати з переходом на тангенційне (дотичне) введення суміші. Це дозволить зберегти момент кількості руху потоку, трансформуючи лінійну швидкість у керований коловий спіральний рух. Чисельне відстеження траєкторій краплинної вологи за Лагранжевою схемою (масова витрата вологи 0,00783 кг/с, діапазон дисперсності 0,01-0,1 мм підтвердило високу сепарувальну здатність внутрішньої топології апарату. За рахунок лопатевого гвинта 6 та жалюзійного блока 3 потік зазнає багаторазового високочастотного відхилення ліній течії. Завдяки високій інерційності, краплі води не здатні повторювати траєкторію газу, зазнають сепараційного осадження на стінках та повністю видаляються через трубку зливу 4. Обчислений коефіцієнт уловлювання для всього спектра фракцій наближається до 100%, що теоретично доводить високу надійність сепаратора С-2-1 за номінальних експлуатаційних режимів.

Проведені дослідження сепараційних процесів показали, що застосування імітаційного моделювання дає змогу не лише оцінити гідродинамічні характеристики газорідинних сепараторів, а й виявити конструктивні елементи, які найбільше впливають на ефективність розділення фаз, величину гідравлічного

опору та рівномірність руху потоку. За результатами CFD-моделювання встановлено напрями вдосконалення конструкцій сепараторів, спрямовані на підвищення ефективності сепарації та зменшення енергетичних втрат під час роботи обладнання.

Отримані результати підтверджують доцільність використання сучасних методів комп'ютерного моделювання при проектуванні та модернізації нафтогазового обладнання, оскільки вони дозволяють прогнозувати поведінку робочих середовищ у складних гідродинамічних системах ще на етапі розроблення конструкції.

Подальшим напрямом досліджень є моделювання та вдосконалення обладнання для попередження аварійних ситуацій, зокрема пристроїв і систем, що забезпечують безпечне випробовування та герметизацію противикидного обладнання під час спорудження і ремонту нафтових та газових свердловин.

4.6 Моделювання та удосконалення обладнання для попередження аварійних ситуацій

В процесі спорудження та ремонту устя нафтових і газових свердловин обладнується противикидним обладнанням, яке після монтажу згідно чинних технічних регламентів повинно випробовуватись на герметичність. Традиційна схема випробовування змонтованого противикидного обладнання [214] передбачає закриття превентора на трубі і створення під превентором тиску рідини із допомогою пересувної нафтопромислової насосної установки, під'єднаної до маніфольдної лінії противикидного обладнання.

Така схема для випробовування змонтованого противикидного обладнання має два недоліки:

– значна (в деяких випадках висока) вартість випробувальних робіт, що пов'язано насамперед з довготривалим використанням мобільної насосної установки на свердловині під час ускладнень, що виникають в процесі випробування; інколи значним віддаленням свердловини від технічної бази

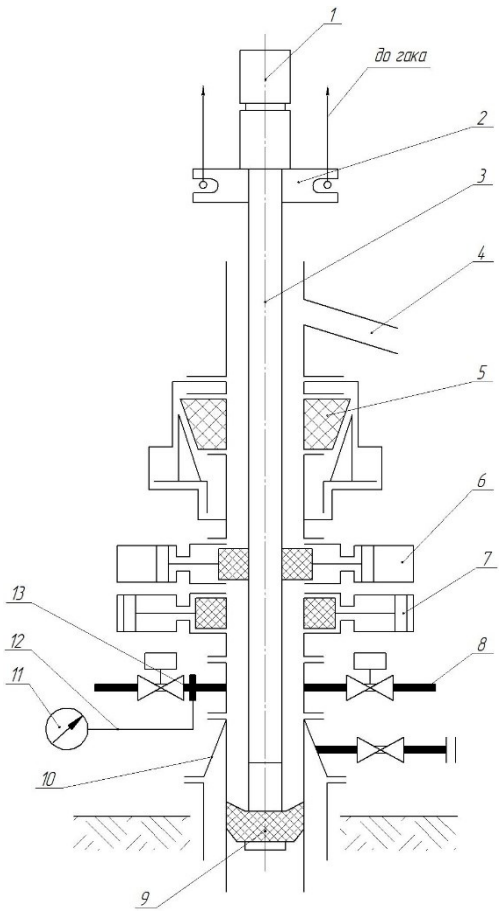
підприємств; бездоріжжям у міжсезоння; значними експлуатаційними витратами тощо;

– під час випробування часто необхідно захищати обсадну колону від дії випробувального тиску. Для цього використовується пакер (свердловинний герметизатор), який відокремлює стовбур свердловини від устьового обладнання. Такий пакер також необхідно використовувати під час гідравлічного випробування устьового обладнання в умовах відкритого стовбура свердловини (наявність необсадженого стовбура, зони перфорації експлуатаційної колони).

Наявність вказаних недоліків описаної схеми випробування противикидного обладнання інколи призводить до неякісного проведення випробовування, що зменшує надійність противикидного обладнання.

Пропонується більш ефективна схема та пристрій для випробовування змонтованого противикидного обладнання без використання мобільної насосної установки. Суть запропонованої схеми випробовування полягає в наступному (рис. 4.85). У свердловину опускається і підвішується на гак бурової чи підйомної установки випробувальний пристрій, що містить пакер 9, з'єднувальну трубу 3 і контрольно-запобіжний пристрій 1. Після закриття нижнього або будь-якого іншого превентора у стовбурній збірці випробувальний пристрій припіднімається вверх, створюючи, таким чином під превентором необхідний для проведення випробовування тиск. З метою забезпечення безпеки випробувальних робіт піднімання випробувального пристрою доцільно здійснювати аварійним приводом бурової лебідки [215].

Для контролю за величиною випробувального тиску, а також для запобігання виникненню ускладнень і аварійних ситуацій, викликаних створенням надмірного тиску під превентором, що може призвести до руйнування опресувальної системи, на верхньому кінці випробувального пристрою розміщують контрольно-запобіжний пристрій 1 [215].



1 – пристрій контрольно-запобіжний; 2 – елеватор; 3 – труба з’єднувальна; 4 – жолоб зливний; 5 – превентор універсальний; 6 – превентор плашковий з трубними плашками; 7 – превентор плашковий з глухими плашками; 8 – маніфольдна лінія; 9 – пакер; 10 – головка колонна; 11 – манометр; 12 – трубка імпульсна; 13 – фланець манометричний

Рисунок 4.85 – Запропонований спосіб опресування змонтованого противикидного обладнання

Перевага запропонованого способу випробовування противикидного обладнання полягає в наступному [215]:

- випробувальний пристрій за своєю суттю є автономним, тому процес випробовування не залежить від дії зовнішніх чинників, що трапляються при випробовуванні з використанням мобільних насосних установок;

- забезпечується вища порівняно з традиційною схемою технологічність випробувальних робіт (традиційна схема випробовування противикидного обладнання, особливо в умовах відкритого стовбура свердловини, потребує

наявності мобільної насосної установки і пакера-герметизатора для відокремлення стовбура свердловини від устьового обладнання);

- зменшуються витрати на проведення випробувальних;

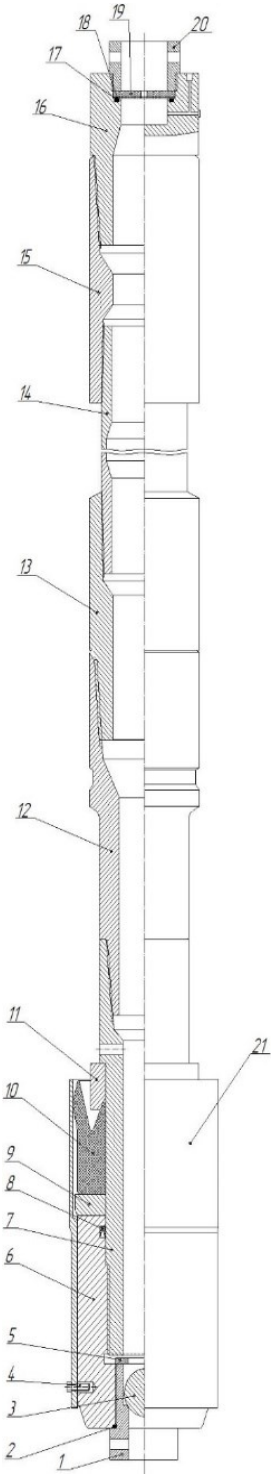
- підвищується надійність противикидного обладнання у зв'язку з покращенням якості випробувальних робіт.

Пакер розробленого пристрою (рис. 4.85) містить стовбур 7, на якому розміщена манжета 10, яка має здатність до самоущільнення. Манжета опирається на опорне кільце 9, що фіксується від осьового переміщення головкою 6. Для попередження руйнування манжети під час зберігання та транспортування передбачений чохол 21. Клапанний вузол запобігає виникненню ефекту поршнювання рідини при опусканні пристрою у свердловину. У верхній частині пакера виконана різьба для з'єднання з трубою [215].

Труба 3 (рис. 4.85) є регулятором довжини пристрою. Залежно від комплектації стовбурної збірки противикидного обладнання довжина труби може змінюватися.

Контрольно-запобіжний пристрій призначений для контролю за величиною випробувального тиску, а також для запобігання виникненню ускладнень і аварійних ситуацій, викликаних створенням надмірного тиску під превентором, що може призвести до руйнування опресувальної системи. Основним елементом контрольно-запобіжного пристрою є мембрана 18, яка руйнується у випадку перевищення встановленого тиску. Конструкція пристрою дає можливість регулювати максимально допустимий тиск випробовування [215].

Величина випробувального тиску контролюється манометром, підключеним до контрольно-вимірювального пристрою, або до манометричного фланця, встановленого перед гідроприводною засувкою (рис. 4.86).



1 – корпус клапана; 2 – кільце ущільнююче; 3 – кулька; 4 – болт кріплення чохла; 5 – шайба; 6 – головка; 7 – стовбур; 8 – манжета ущільнююча; 9 – кільце опорне; 10 – манжета; 11 – кільце проміжне; 12 – перехідник; 13 – ніпель; 14 – труба з'єднувальна; 15 – муфта; 16 – корпус контрольно-запобіжного пристрою; 17 – кільце ущільнююче; 18 – мембрана; 19 – кільце опорне контрольно-запобіжного пристрою; 20 – кришка; 21 – чохол

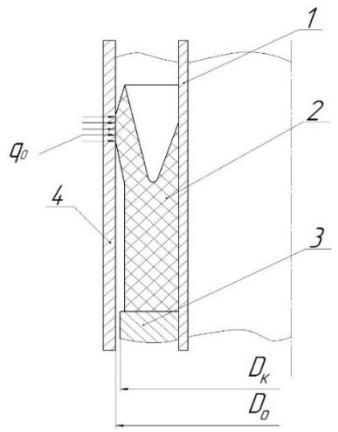
Рисунок 4.86 – Опресувальний пристрій

Розроблено варіанти конструктивного виконання випробувального пристрою і вибрано варіант, який задовольняє конструкторсько-технологічні вимоги, вимоги фонтанної безпеки, забезпечує зручність та безпеку випробувальних робіт. Технічна характеристика пристрою подається в таблиці 4.3 [215].

Таблиця 4.3 – Технічна характеристика пристрою ОП-245х35

Параметр, одиниці вимірювання	Величина
Умовний діаметр експлуатаційної колони, в якій використовується випробувальний пристрій, мм	245
Максимальний тиск випробовування, МПа	35
Випробувальне середовище	Вода
Температура робочого середовища, °С	Від +5 до +50
Довжина, мм: пакера контрольно-запобіжного пристрою	 735 290
Маса без з'єднувальної труби, кг , не більше	90

Основним елементом розробленого пристрою є самоущільнювана манжета. Конструктивно манжета містить дві частини – робочу і опорну (рис. 4.87).



1 – ствол пакера, 2 - манжета, 3 – кільце опорне, 4 – труба обсадна

Рисунок 4.87 – Манжета з опорним кільцем

Робоча частина манжети виконана у вигляді двох губ – зовнішньої і внутрішньої. Геометрія губ повинна бути такою, щоб після опускання пакера у свердловину забезпечити натяг відповідних поверхонь манжети, а саме в спряженнях зовнішня губа-обсадна труба 4 та внутрішня губа-стовбур пакера 1. Це

дасть можливість створити початковий контактний тиск q_o на ущільнюваних поверхнях та реалізувати принцип самоущільнення при роботі манжети.

Опорна частина манжети розміщена під робочою і має в розрізі прямокутну форму. Зовнішній діаметр опорної частини манжети повинен бути на 4-6 мм меншим від внутрішнього діаметра обсадної колони, що уможливить забезпечити безперешкодне опускання та піднімання пристрою [215].

Процес роботи манжети умовно поділяють на два етапи [216]. На першому етапі за невисоких тисків працює робоча частина манжети, і герметичність забезпечується завдяки розклинюванню губ і створення необхідних для герметизації контактних тисків на ущільнюваних поверхнях. З підвищенням тиску над манжетою починає працювати її опорна частина. Під дією тиску в свердловині відбувається осьова та радіальна деформація опорної частини манжети, що призводить до повного перекриття зазору між манжетою і обсадною трубою. За великих тисків гума витискається в зазор між опорним кільцем 3 і обсадною трубою, що може бути причиною руйнування манжети.

Герметизація манжетою на першому етапі її роботи забезпечується завдяки початковому контактному тиску q_0 між губою манжети і стінкою обсадної труби.

В рамках наукових основ імітаційного моделювання, опис поведінки еластомірного матеріалу манжети (твердістю 80 одиниць за Шором А) при великих деформаціях і знакозмінних контактних навантаженнях не може бути реалізований за допомогою класичного лінійного закону Гука. Математична формалізація фізичної нелінійності гуми базується на феноменологічній теорії гіпереластичності суцільних середовищ, де визначальні рівняння стану задаються через потенціал енергії деформації W. Для адекватного відтворення поведінки слабостисливого еластомеру у процесі розклинювання ущільнювальних губ застосовано двопараметричну модель Муні–Рівліна (Mooney-Rivlin):

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{2}K(J-1)^2$$

де C_{10} та C_{01} – константи матеріалу, що визначають його зсувну жорсткість;

I_1 та I_2 – перший та другий інваріанти тензора деформацій Гріна-Лагранжа;

K – об'ємний модуль стисливості;

J – тепловий та об'ємний корисний множник деформації.

Такий підхід дозволяє розрахунковому ядру чисельно оцінити геометричні зміни профілю манжети на етапі створення початкового герметизувального контакту. Одним із основного чинників, що визначають величину попереднього контактного тиску q_0, є натяг Δ робочої частини манжети, який визначається за формулою [215]

$$\Delta = D_м - D_o, \tag{4.6}$$

де $D_м$ - максимальний зовнішній діаметр манжети у вільному стані;

D_o - внутрішній діаметр обсадної труби.

Слід зазначити, що розробляння оптимальної конструкції самоущільнювальної манжети – складна інженерно-технічна задача. Складність її обумовлена низкою чинників, що впливають на конструкцію манжети та умови її роботи, а саме: характерні особливості мікрогеометрії ущільнюваної поверхні обсадної труби, що не створюють відповідних умов для герметичності; наявність на ущільнюваній поверхні обсадної труби бруду, продуктів корозії; можливі овальність і різностінність труб; необхідність забезпечення герметизаційної здатності манжети як в умовах низького, так і високого тисків тощо [215].

Викладене засвідчує, що найбільш об'єктивні та достовірні рекомендації щодо проектування манжети можна отримати за результатами експериментальних досліджень натурних зразків манжети в реальних умовах. Проте, зважаючи на значну трудомісткість таких досліджень, практичні результати можна отримати при комп'ютерному моделюванні вузла ущільнення розробленого пакера. Для дослідження початкового НДС та визначення контактних тисків використано

чисельне імітаційне моделювання методом скінченних елементів. Крайова задача формалізована в осесиметричній нелінійній постановці, що є цілком виправданим з огляду на циліндричну симетрію геометричних тіл обсадної колони та стовбура пакера. Математичний опис контактного спряження "зовнішня губа–внутрішня стінка обсадної труби" та "внутрішня губа–стовбур" базується на варіаційних нерівностях Signorini (задача взаємного непроникнення твердих тіл). Контактний інтерфейс реалізовано за допомогою ітераційного алгоритму Ньютона-Рафсона з використанням методу штрафних функцій (Penalty Method), що забезпечує високу точність обчислення та стабільну збіжність розв'язку при моделюванні геометричного натягу Δ робочої частини ущільнювача. Тертя на контактних гранях враховано за кулонівською моделлю із коефіцієнтом сухого тертя гуми по сталі $\mu = 0{,}3$.

На рисунку 4.88 наведена графічна залежність початкового контактного тиску q_0 від натягу Δ робочої частини манжети, побудована на основі результатів моделювання. Натяг Δ робочої частини манжети змінювався шляхом зміни внутрішнього діаметра обсадної труби умовним діаметром 245мм. Твердість гуми манжети складала 80 одиниць (за Шором А).

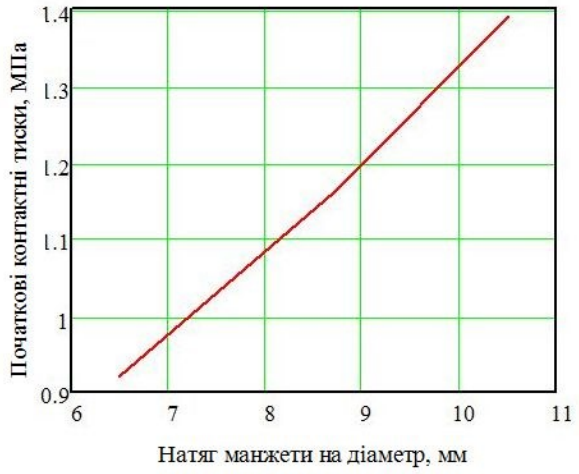


Рисунок 4.88 – Графічна залежність початкових контактних тисків q_0, від натягу Δ робочої частини манжети

Отримані результати досліджень використовуються при проектуванні конструкції самоущільнювальної манжети. Побудована графічна залежність (рис. 4.88) відображає нелінійну закономірність зростання початкових контактних тисків q_0 та q_1 залежно від величини радіального натягу Δ. Аналіз кривих свідчить, що при досягненні натягу понад 2-3 мм темп зростання контактного тиску стабілізується, що вказує на перехід матеріалу в зону розвинених високоеластичних деформацій. Отримані чисельні значення q_0 задовольняють умові первинної герметизації стику на дотиковому етапі роботи пристрою. З позицій механіки руйнування та надвеликих деформацій еластомерів, на другому етапі роботи (при підйомі тиску до номінальних 35 МПа імітаційне моделювання дозволяє спрогнозувати критичне явище екструзії (витискання) гуми в конструктивний радіальний зазор між опорним кільцем 3 та обсадною трубою 4. Встановлено, що для запобігання зрізу та гідроабразивному зношуванню опорної частини манжети за тиску 35 МПа, величина зазору не повинна перевищувати 1,0-1,5 мм для гуми твердістю 80 од. за Шором А. Таким чином, сумісне використання аналітичних розрахунків натягу та чисельного МСЕ-моделювання дозволило геометрично оптимізувати профіль самоущільнюваної манжети та обґрунтувати параметри автономного опресувального пристрою ОП-245х35, що забезпечує надійний контроль фонтанної безпеки устьового обладнання без залучення високовартісних мобільних насосних агрегатів.

Висновки до розділу

1 Обґрунтовано методологічний підхід до імітаційного моделювання складних вузлів нафтогазового обладнання, який базується використанні осесиметричних скінченно-елементних моделей. Доведено, що, наприклад, для різьбових з’єднань насосних штанг, осесиметрична постановка при коректній ідентифікації моменту згвинчування забезпечує достовірність результатів на рівні 3D-моделей, одночасно дозволяючи підвищити щільність сітки у зонах концентрації напружень та скоротити тривалість обчислювальних процедур.

2 Встановлено характер розподілу еквівалентних напружень у різьбових з’єднаннях насосних штанг, що дозволило ідентифікувати зони критичної концентрації навантажень у перших витках ніпеля. Науково обґрунтовано концепцію вирівнювання навантажень по витках різьбового з’єднання шляхом зміни середнього діаметра різьби за рахунок встановлення додаткового елемента встановленого в ніпельну частину з натягом. Це забезпечує зниження локальних напружень на ~60 МПа та суттєво підвищує втомну довговічність з’єднання в умовах циклічного навантаження.

3 За використання імітаційного моделювання досліджено напружено-деформований стан безрізьбового з’єднання насосних штанг та визначено недоліки конструкції. Для їх усунення проведено вдосконалення конструкції та дослідження. Встановлено, що із збільшенням кількості виступів і впадин в з’єднанні зменшуються напруження, які концентруються в небезпечних перерізах і по площинах контакту, а при виконанні площин контакту опуклої форми також відбувається зменшення напружень. Також з дослідження випливає, що напруження, які виникають в безрізьбовому з’єднанні насосних штанг, є меншими порівняно з напруженнями, що виникають у з’єднанні стандартної насосної штанги і муфти.

4 За результатами імітаційного моделювання напружено-деформованого стану різьбових з’єднань із незаповненим та повністю заповненим контуром витків встановлено суттєві відмінності в рівнях напружень, що в них виникають. Доведено, що повне заповнення контуру витків під час накатування сприяє підвищенню міцності різьбової частини, тоді як осьове видовження поверхневих шарів металу призводить до її зниження. На підставі отриманих результатів рекомендовано застосовувати насосні штанги з повністю заповненим контуром різьби для забезпечення підвищеної надійності.

5 На основі результатів імітаційного моделювання розроблено конструкцію протектора насосних штанг, адаптовану до найскладніших умов експлуатації. За допомогою чисельних досліджень встановлено, що зміна геометричних параметрів насосної муфти, зокрема зменшення площі її упорного торця, не впливає суттєво

на характер розподілу напружень у впадинах витків різьби ніпеля. Результати моделювання гідродинамічних процесів показали, що наявність протектора лише незначною мірою підвищує гідравлічний опір потоку порівняно з муфтою без протектора, що підтверджує доцільність запропонованого конструктивного рішення.

6 На основі результатів аналітичного опрацювання встановлено, що наявні способи і технічні засоби забезпечення безаварійної заміни вставного насоса характеризуються недостатньою точністю, значною тривалістю налаштування параметрів і суттєвою залежністю від людського фактора. З урахуванням отриманих результатів чисельних досліджень розроблено конструкцію пристрою, що забезпечує підвищений рівень безпеки під час заміни вставних насосів ШСНУ. За допомогою імітаційного моделювання проведено дослідження елементів зворотного свердловинного клапана та підтверджено їхню працездатність і надійність за заданих умов експлуатації.

7 Аналіз конструкцій клапанів штангових свердловинних насосів показав суттєві недоліки кулькових клапанів, зокрема втрату герметичності, обмеження у використанні в викривлених свердловинах, низьку працездатність та чутливість до зносу і корозії. Імітаційне моделювання дозволило встановити величини гідравлічних опорів золотникового та кулькового клапанів, які практично не відрізняється за величиною. Золотниковий клапан має значні експлуатаційні переваги: підвищує коефіцієнт наповнення та подачу насоса, зменшує навантаження на штангову колону, забезпечує роботу в інтенсивних режимах і придатний для відкачування в’язких та газонасичених рідин, а також у свердловинах з відкладеннями. Це робить золотниковий клапан доцільною альтернативою кульковому в широкому спектрі умов експлуатації.

8 На основі імітаційного моделювання визначено основні експлуатаційні та гідродинамічні характеристики розробленої конструкції газорідинного сепаратора, особливістю якої є наявність перегородки у вхідній частині корпусу, що забезпечує підвищення швидкості руху газорідинної суміші. За результатами чисельних досліджень встановлено закономірності впливу тиску та швидкості потоку на

ефективність процесу сепарації з урахуванням різних фракцій краплинної рідини. Працездатність виготовленого сепаратора перевірено в стендових умовах, а отримані експериментальні дані підтвердили достовірність результатів, отриманих методом імітаційного моделювання.

9 Розроблено алгоритм імітаційного моделювання вертикального сіткового сепаратора, за допомогою якого встановлено нерівномірність розподілу швидкості газового потоку в зоні коагулятора та краплеуловлювача. На основі результатів чисельних досліджень обґрунтовано доцільність встановлення відбивача в корпусі сепаратора для вирівнювання структури потоку. Доведено з допомогою імітаційного моделювання, що застосування відбивача сферичної форми, порівняно з конічним, забезпечує рівномірніший розподіл швидкостей газу в краплеуловлювачі та підвищує ефективність процесу сепарації.

10 Досліджено методом імітаційного моделювання роботу газорідинного сепаратора С-2-1 із врахуванням складу газової суміші та встановлено величину опору руху газу, яка складає 20267 Па. Визначено ефективність сепаратора, яка близька 100% при вилученні ним з газорідинного потоку краплинної рідини фракціями від 0,01 до 0,1 мм.

11 Запропонована схема випробовування противикидного обладнання без використання мобільної насосної установки підвищує ефективність, безпеку та надійність випробувальних робіт. Розроблений автономний пристрій із самоущільнювальною манжетою забезпечує стабільну герметизацію в широкому діапазоні тисків і знижує експлуатаційні витрати. За допомогою імітаційного моделювання визначено величини початкових контактних тисків залежно від натягів манжети. Отримані результати можна використовувати для подальшого вдосконалення пакерів і підвищення якості випробувань противикидного обладнання.

РОЗДІЛ 5
ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПОШКОДЖЕННЯ ТА ДЕГРАДАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ НАФТОГАЗОВОГО ОБЛАДНАННЯ

У цьому розділі розроблено та застосовано імітаційні моделі для дослідження процесів пошкодження, деградації та втрати працездатності елементів нафтогазового обладнання в умовах дії механічних навантажень, корозії, кавітації та ерозійного зношування. Проведено аналіз причин виникнення відмов обладнання, досліджено вплив експлуатаційних чинників на напружено-деформований стан конструктивних елементів і визначено найбільш небезпечні режими їх роботи.

У підрозділах розділу виконано прогнозування відмов нафтогазового обладнання, моделювання процесів деградації конструктивних елементів, дослідження кавітаційних процесів у клапанному вузлі бурового насоса, оцінювання впливу позацентрового розтягу на корозійно-втомну витривалість насосних штанг, аналіз ефективності роботи свердловинних фільтрів та моделювання ерозійного зношування елементів фонтанної арматури. Отримані результати використано для підвищення надійності, довговічності та безпечності експлуатації нафтогазового обладнання, а також для обґрунтування напрямів удосконалення його конструкцій і режимів роботи.

5.1 Прогнозування відмов нафтогазового обладнання на основі імітаційних моделей

Відмови обладнання у нафтогазовій галузі (противикидних превенторів, пакерів, цементувальних систем тощо) можуть призвести до відкритих фонтанів – неконтрольованих викидів нафти, газу або газоконденсату на поверхню. Це одна з найнебезпечніших аварійних ситуацій у галузі, яка часто супроводжується пожежами, вибухами та значними екологічними збитками.

Найвідомішим прикладом відмови нафтогазового обладнання, що призвело до аварії на буровій платформі Deepwater Horizon у Мексиканській затоці квітні 2010 року при бурінні свердловини Macondo на глибині понад 1500 м – відмова противикидного обладнання. Через несправність системи герметизації та помилки в управлінні тиском стався неконтрольований викид газу і нафти. Це призвело до вибуху та пожежі на платформі, загибелі 11 працівників і найбільшого в історії США розливу нафти у море [217, 218, 219].

У наслідку аварії в море потрапило близько 4,9 млн барелів нафти, забруднено понад 1500 км узбережжя США, колосальні екологічні збитки (загибель морських птахів, риб, дельфінів, пошкодження екосистеми), економічні втрати компанії BP перевищили 65 млрд доларів (штрафи, компенсації, ліквідація наслідків).

Відкриті фонтани є надзвичайно складними аваріями, що можуть мати характер стихійного лиха, ліквідація яких потребує великих матеріальних витрат і значних людських зусиль, водночас вони ускладнюють діяльність підприємств нафтогазової галузі, промисловості, сільського господарства та життя населення прилеглих територій [220, 221].

Під час аварійних ситуацій відбувається інтенсивне забруднення приземного шару атмосфери, у навколишнє середовище надходять токсичні речовини, серед яких оксиди азоту (NOx), оксид вуглецю (CO), неметанові леткі органічні сполуки, а також парникові гази – діоксид вуглецю (CO_2), метан (CH_4) та закис азоту (N_2O) [222, 223].

Для прогнозування відмов машин та обладнання, які супроводжуються аваріями, застосовують імітаційне моделювання, яке дозволяє відтворювати поведінку складних технічних систем у часовій перспективі, експериментувати з ними у віртуальному середовищі та отримувати стійку статистику щодо сценаріїв відмов без ризику для реальних об’єктів. Це особливо корисно в нафтогазовій галузі, де реальні експерименти часто небезпечні або економічно невиправдані.

Імітаційне моделювання сьогодні є одним із ключових інструментів для аналізу навантажень, втоми та ерозійних процесів у нафтогазовому обладнанні та машинобудуванні загалом.

Імітаційне моделювання можна застосовувати для визначення напружено-деформованого стану (НДС) (використовується метод скінченних елементів (МСЕ) для аналізу деталей і вузлів під дією статичних та динамічних, теплових на інших навантажень); дозволяє виявити зони концентрації напружень, де найбільш імовірні руйнування [224, 225].

Також досиджується втома матеріалів: імітаційні моделі дозволяють прогнозувати циклічне навантаження та визначати термін служби деталей; використовуються S-N криві (криві втоми) та моделі поширення тріщин [226].

Моделюється ерозія та знос: імітаційні методи дозволяють відтворювати процеси удару твердих частинок (піску, абразивів) до поверхні обладнання; використовуються CFD-моделі (Computational Fluid Dynamics) для аналізу потоків і прогнозування ерозійного зносу [224].

Також при застосуванні імітаційного моделювання можна оптимізувати конструкції елементів обладнання та їх параметрів ще на етапі проєктування.

5.2 Моделювання процесів деградації та пошкоджень конструктивних елементів

Весь комплекс робіт, пов’язаний з операціями спуску та процесами згвинчування-розгвинчування різьбових з’єднань бурильних та обсадних труб, можна розділити на дві частини [227]:

– опускання колон труб у свердловину (зовнішні поверхні яких відносно чисті та сухі);

– підйом колони труб із свердловини (зовнішні поверхні труб покриті буровим розчином, нафтою.

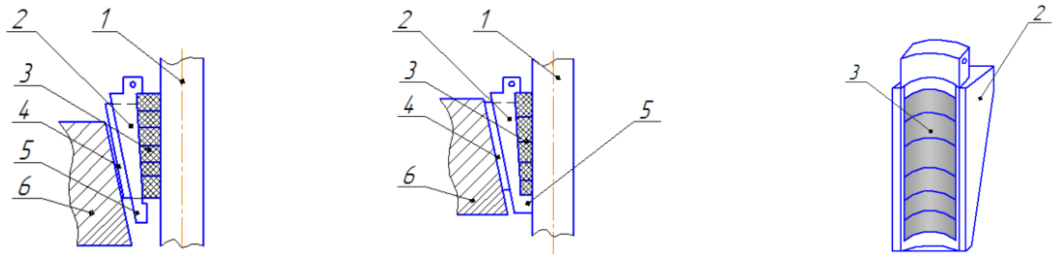
Пристрої для утримання труб можна розділити на кілька категорій за механізмами дії:

1) для утримання зовнішньої поверхні однієї труби і передачі крутного моменту при згвинчуванні-розгвинчуванні різьбових з’єднань (величини моментів відносно невеликі (100-500 Н·м));

2) для захоплення частини поверхні іншої труби і передачі крутного моменту при згвинчуванні-розгвинчуванні різьбових з'єднань (величини крутного моменту великі (в діапазоні 800–3000 Н·м));

3) для захоплення довшої частини поверхні труби, ніж ті, що використовуються в 1) та 2) для утримання окремих труб (відносно легких), а також важких з'єднань (1500 кН і більше).

Розроблено клинові захоплювачі, що утримують бурильні та обсадні колони труб (рис. 5.1). Захоплювальний клин 2 оснащений еластичною (гумовою) армованою вставкою 3, поверхня якої контактує з трубою 1 та має поверхневий захист, подібний до шин транспортного засобу, що забезпечує якісний контакт.



а – відкрите положення б – робоче положення в – загальний вигляд

1 – труба, 2 – клин, 3 – вставка, 4 – корпус клина;

5 – полиця клинового упору; 6 – корпус спайдера)

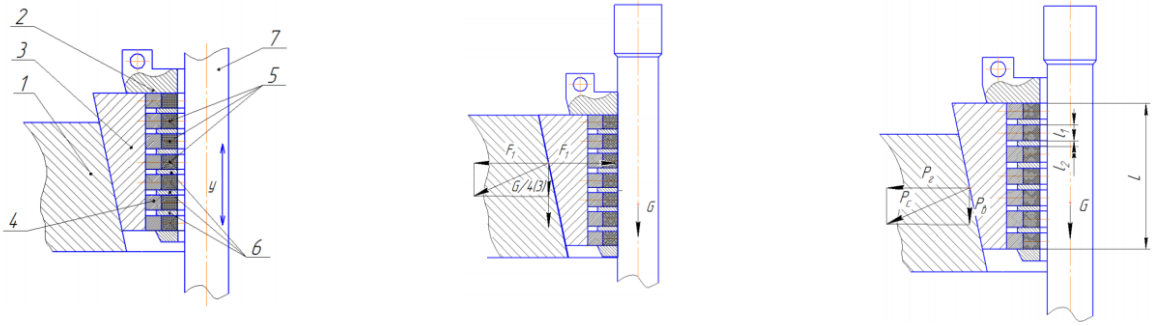
Рисунок 5.1 – Клиновий захоплювач, оснащений еластичними армованими вставками

Захисний шар на поверхні еластичної вставки 3 допомагає очищати контактну поверхню труби від залишків свердловинного середовища. Задня контактна поверхня клина 2 контактує з корпусом 6 і рухається під вагою труби або колони, створюючи тиск через проміжні еластичні вставки 3 на поверхні труби 1. Полиця клинового упору 5 на клині 2 обмежує подовження еластичної вставки і забезпечує утримання бурової чи обсадної колони. Напруження зсуву в еластичних вставках 3 знаходяться в допустимих межах (згідно розрахунку МКЕ). Коефіцієнт тертя між клином і корпусом не значно впливає на контактний тиск в процесі затискання. Клинові затискачі можуть бути зафіксовані в пазах корпусу спайдера.

На рисунку 5.2 показані дві основні позиції клинового захоплювача, відповідно:

– відкритий спайдер (рис. 5.2, а), коли трубна колона рухається вгору або вниз;

– робоче положення (рис. 5.2, б) – колона утримується в підвішеному стані.



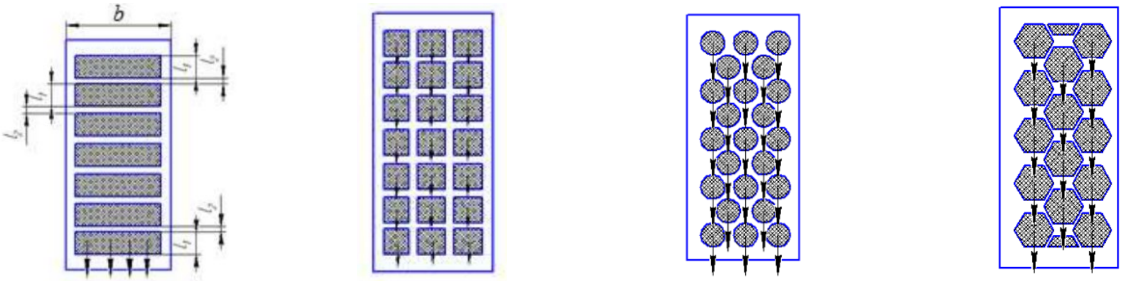
а) – відкритий спайдер б) – робоче положення в) – розрахункова схема

1 – корпус спайдера; 2 – корпус клина; 3 – рухомі клини (4 шт); 4 – металеві затискачі; 5 – контактні еластичні елементи; 6 – полиці корпусу, що підтримують вагу трубної колони через контактні еластичні елементи; 7 – трубна колона; y – напрямок руху трубної колони; G – осьове навантаження (вага колони); $P_v = G/4$ (при застосуванні 4 клинів); P_v – вертикальна сила; P_h – горизонтальна сила; P_t – загальна сила; $l = l_1 \cdot n + l_2 \cdot (n-1)$ – довжина контакту; n – кількість контактних пружних затискачів у вертикальному положенні

Рисунок 5.2 – Клинові захоплювачі, оснащені еластичними вставками

Вся сила затиску на поверхні колони 7 передається через контактні еластичні елементи 5. Осьове навантаження G від ваги колони 7 підтримуються контактними еластичними елементами 5 і передаються на полиці корпусу 6. Площа контакту може бути визначена на основі розрахункової схеми (рис. 5.2, в), а можливі варіанти показані на рис. 5.3.

Розглядаючи можливі варіанти розташування пружних робочих елементів у корпусі клина необхідно вивчити та врахувати взаємодію між контактуючими поверхнями, коли вони не рухаються одна відносно одної. У цих випадках коефіцієнт тертя також відрізняється.



а) – прямокутні; б) – квадратні; в) – круглі; г) – шестигранні

Рисунок 5.3 – Можливі варіанти розташування пружних робочих елементів у корпусі клина

Цей чинник необхідно обов’язково враховувати в процесі проектування пристроїв. Металеві композитні фрикційні вставки можуть забезпечити вищу міцність на зсув (60–100 МПа) та відповідний коефіцієнт тертя замість еластичного затискача.

Згідно з рисунками 5.2 а і 5.3 а значення l_1 (товщина або висота еластичних елементів) знаходиться в діапазоні 40–60 мм. Це значення визначається з урахуванням механічних властивостей еластичних контактних затискачів-тримачів колони труб.

Значення l_2 визначається з урахуванням міцнісних характеристик металу полиць корпусу (пазів), які витримують вагу колони труб через контактуючі еластичні елементи.

Загальна довжина l визначається з урахуванням максимальної ваги колони труб та їх діаметра. Висота контакту еластичного елементу з поверхнею труби визначається за формулою:

$$l = l_1 n + l_2 (n - 1) \qquad 5.1$$

де n – кількість контактуючих пружних елементів; всі інші геометричні параметри показані на рисунках 5.2 та 5.3.

Кількість еластичних елементів залежить від максимальної ваги колони труби і дорівнює 7–25. Довжина l може досягати 1,5 м, що відповідає вимогам для утримання колони труб.

Згідно з попереднім визначенням, кількість пружних контактуючих елементів не буде більше 8 для великого діаметра труб (наприклад, понад 0,5 м обсадної колони). Подальші оптимізації можуть бути проведені для визначення найефективніших параметрів для інших форм або конфігурацій пружних контактуючих елементів (рис. 5.3 б, в, г).

На рисунках 5.4 та 5.5 показано спрощену конструкцію та принцип дії спайдера. Необхідно зауважити, що поверхня еластичного елементу, яка контактує з трубою, може бути опуклою з метою забезпечення кращого контакту (для витіснення рідких забруднювачів з поверхні труби).

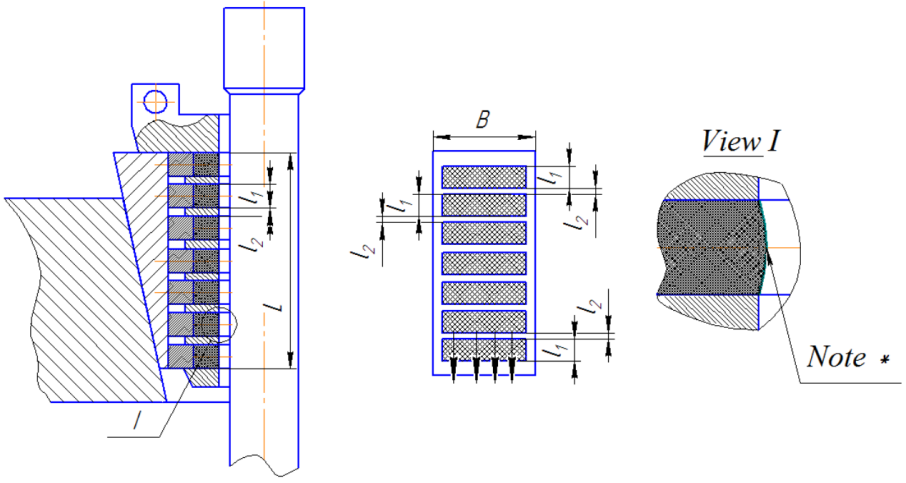


Рисунок 5.4 – Спайдер у відкритому положенні

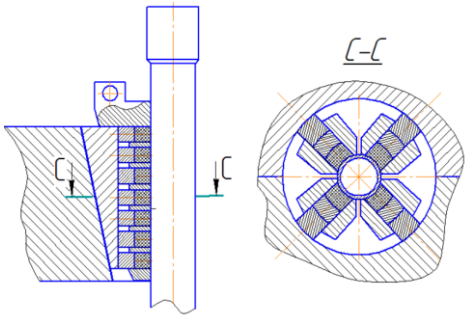
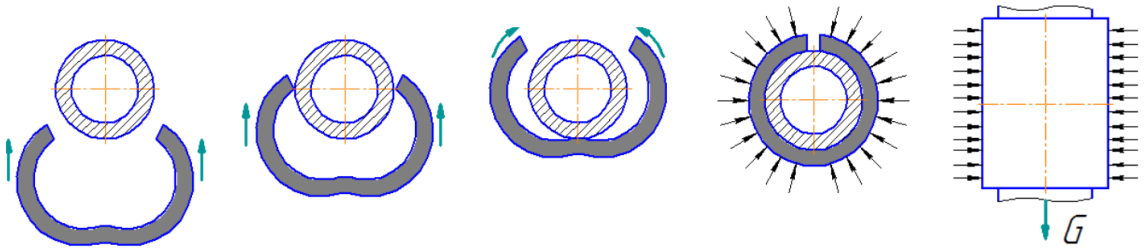


Рисунок 5.5 – Робоче положення спайдера (утримання колони труб)

На рисунку 5.6 показано роботу еластичної гнучкої муфти, яку слід використовувати для відносно малого діаметра труб, де а) – відкрита муфта, готова до встановлення на трубі; б) – муфта, прикріплена до труби; в) – муфта, закрита на

трубі; г) та д) – муфта, що утримує трубу, до якої прикладається сила тяжіння G від колони труб.



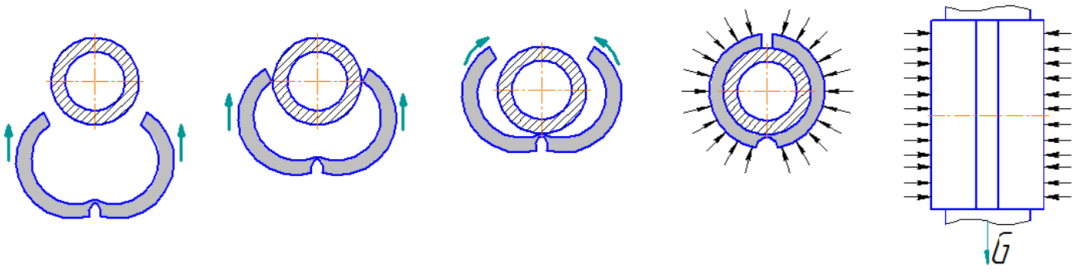
а) б) в) г) д)

а) – у відкритому положенні; б) – у рухомому положенні; в) – у контакті з трубою; г) – у закритому положенні; д) – схема діючих навантажень; G – осьове навантаження (вага колони)

Рисунок 5.6 – Еластична втулка для труб малого діаметра

Стрілки на рисунку 5.6, а та 5.6, b показують напрямок руху муфти. Стрілки на рисунку 5.6, в показують напрямок руху бічних частин муфти, закритої до труби. Стрілки на рисунку 5.6, г та 6, д показують напрямок дії сил стиску в процесі утримання колони труб.

На рисунку 5.7 показано втулку з поздовжнім пазом (шарнірна конструкція), призначену для полегшення операцій. Вся інша інформація аналогічна інформації, поданій на рисунку 5.6.

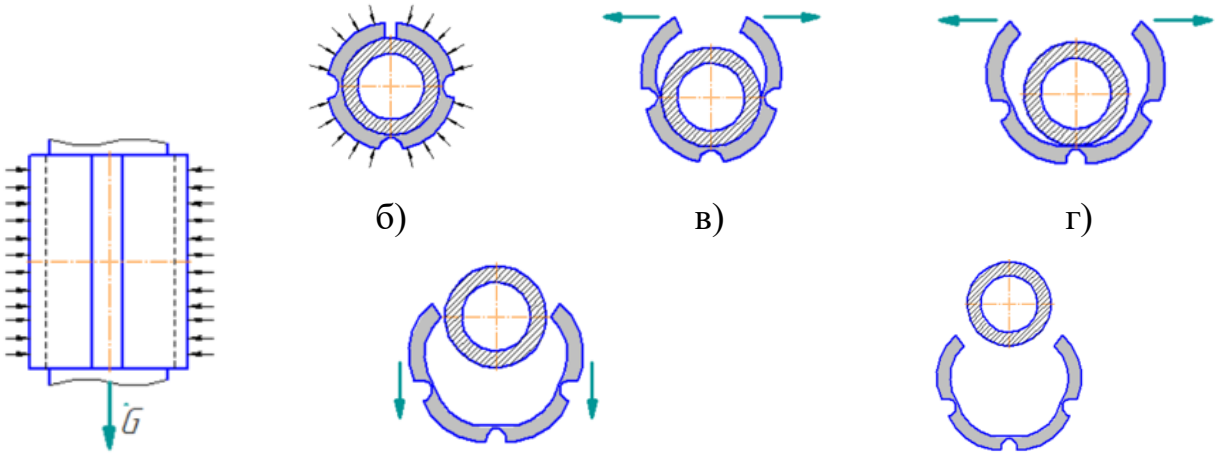


а) б) в) г) д)

а) – у відкритому положенні; б) – у рухомому положенні; в) – у контакті з трубою; г) – у закритому положенні; д) – схема діючих навантажень; G – осьове навантаження (вага колони)

Рисунок 5.7 – Еластична втулка з поздовжніми пазами для труб малого та середнього діаметра

На рисунку 5.8 показано втулку з більшою кількістю поздовжніх пазів, що ще більше спрощує її експлуатацію. На цьому рисунку показано послідовність відкриття втулки та її вилучення з труби після утримання колони. Існує ряд варіантів конструктивних рішень цієї конструкції втулки.



а) – схема діючих навантажень; б) – у рухомому положенні; в) – у контакті з трубою; г) – у розімкнутому положенні; д) – у рухомому положенні; е) – у розібраному стані

Рисунок 5.8 – Втулка з кількома поздовжніми пазами для труб середнього та великого діаметра

На рисунку 5.9 показано розрахункову схему клинових захоплювачів, у яких труба та корпус закріплені, а навантаження (вага бурильної колони) підтримується клином. На рисунку 5.10 – сітку скінченних елементів.

З позицій обчислювальної механіки деформівного твердого тіла, крайова задача затискання трубної колони клиновим захоплювачем формалізується як просторова контактна задача з невідомою заздалегідь площею взаємодії та суттєвою геометричною і фізичною нелінійністю. Для імітаційного моделювання напружено-деформованого стану системи використано метод скінченних елементів. Зважаючи на наявність двох площин ортогональної симетрії геометрії та діючих навантажень, просторову розрахункову область було редуковано до

1/4 частини реальної конструкції (рис. 5.9). Це дозволило локально подрібнити скінченно-елементну сітку в зонах екстремальних градієнтів напружень без надлишкового зростання обчислювальної розмірності матриць жорсткості. Математичний опис фрикційного контакту на межах спряження "труба–еластомерна вставка" та "вставка–корпус клина" реалізовано на основі варіаційних нерівностей типу Signorini (умови взаємного непроникнення суміжних тіл). Контактні умови за нормаллю та умови сухого тертя за Амонтоном-Кулоном інтегровані в розрахункове ядро за допомогою методу штрафних функцій (Penalty Method). Критичне значення тангенціальних напружень зсуву на контактних гранях задавалося як $\tau_{crit} = \mu \cdot |\sigma_N|$, де для умов забруднених нафтопромислових поверхонь прийнято високе базове значення коефіцієнта тертя μ=0,6. Це дозволяє прецизійно відстежити поріг макрозсуву та початок фрикційного проковзування елементів.

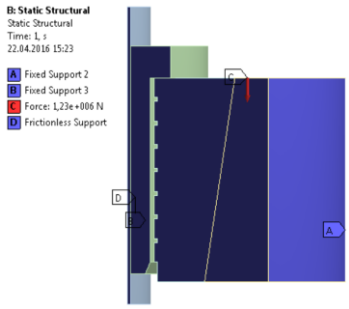


Рисунок 5.9 – Розрахункова схема клинового захоплювача

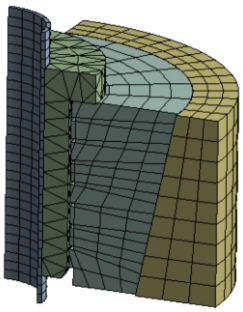


Рисунок 5.10 – Сітка скінченних елементів

У розрахунковій схемі (рис. 5.9) для металевих компонентів (труба сталі 40Х, корпус спайдера) прийнято модель пружно-пластичного тіла з критерієм текучості Фон Мізеса ($\sigma_{eq} \le \sigma_T$) та ізотропним зміцненням. Моделювання поведінки пружної гільзи армованих вставок базується на принципах феноменологічної теорії гіпереластичності, де зв’язок між тензором напружень та деформацій визначається через потенціал енергії деформації Муні-Рівліна. Це забезпечує адекватне

відтворення об’ємного нелінійного стиснення еластомеру при передачі радіальних зусиль затискання.

Вхідними даними для чисельного розрахунку обрано:

– навантаження від ваги бурильної колони – 1,25 МН;

– висота захоплювачів – 500 мм;

– товщина полиць корпусу – 20 мм;

– розміри поперечного перерізу елементів – 50×50 мм;

– кут клина – 12°;

– коефіцієнт тертя між усіма парами контакту – 0,6.

Отримані значення та розподіл еквівалентних напружень показано на рисунку 5.11, переміщень – на рисунку 5.12, а деформації – на рисунку 5.13. Контактний тиск між контактними поверхнями захоплювачів показано на рисунку 5.14.

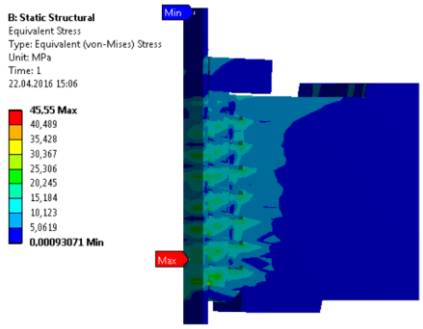


Рисунок 5.11 – Розподіл еквівалентних напружень

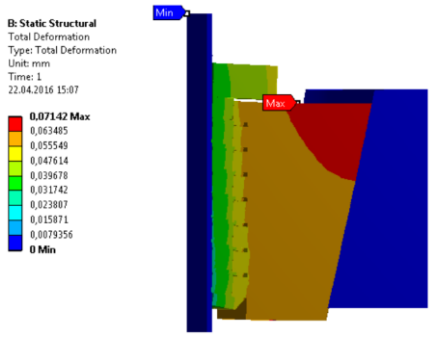


Рисунок 5.12 – Розподіл переміщень

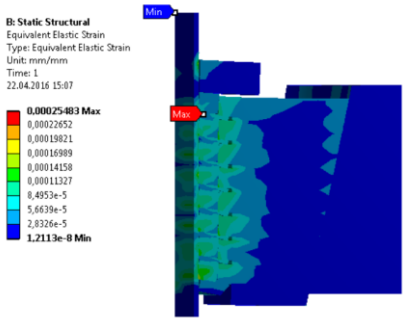


Рисунок 5.13 – Деформація

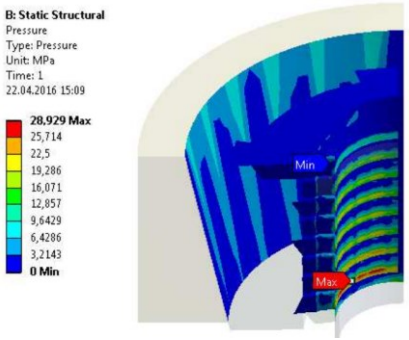


Рисунок 5.14 – Розподіл контактного тиску

Аналіз отриманих рехультатів (рис. 5.11–5.13) свідчить про регулярний характер розподілу навантаження. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом локалізовані у зонах переходу від опорних полиць до тіла клина, проте їхні значення не перевищують границю текучості матеріалу, що гарантує роботу конструкції суто в пружній області. Обчислена епюра просторового розподілу контактного тиску фіксує виражену крайову сингулярність: максимальні значення контактного тиску зосереджені у нижній частині зони контакту, що зумовлено кінематикою заклинювання під дією вертикальної сили. Введення пружної вставки згладжує цей градієнт, трансформуючи пікові екстремуми у параболічну епюру. Це запобігає локальному зминанню стінок бурильної або обсадної труби та унеможливлює утворення макродефектів (зарубок, заколів) на її поверхні, які в умовах циклічного навантаження та агресивного середовища свердловини стають тригерами корозійно-втомного руйнування.

Дослідження напружено-деформованого стану взаємодії шару поліуретанової гільзи з трубами та клинами. Створено тривимірну модель для дослідження напружено-деформованого стану взаємодії поліуретанової гільзи із трубою та затискними клинами (рис. 5.16).

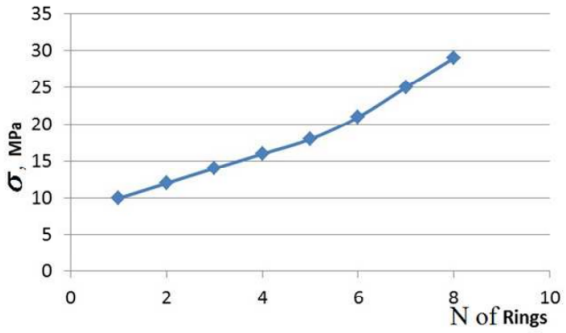
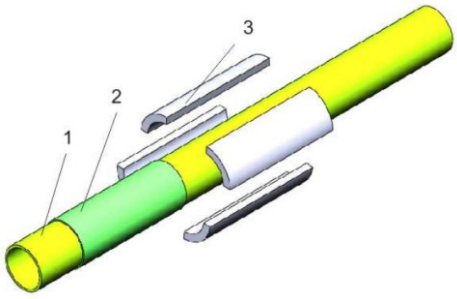


Рисунок 5.15 – Розподіл контактного тиску по висоті захоплювачів



1 – труба, 2 – муфта; 3 – затискні клини

Рисунок 5.16 – Тривимірна модель

На рисунку 5.17 зображено розрахункову схему, а на рисунку 5.18 – сітку скінченних елементів.

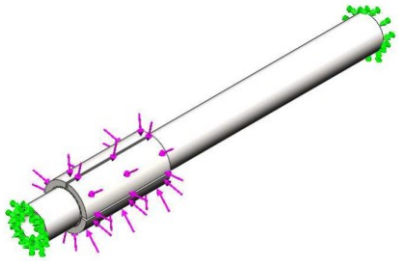


Рисунок 5.17 – Розрахункова схема

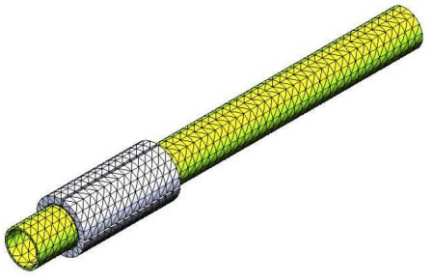


Рисунок 5.18 – Сітка скінченних елементів

Вхідні дані для дослідження:

– навантаження бурильної колони або вага обсадної колони – 500 тонн;

– висота гільзи: 0,500 м; 0,609 м; 0,914 м; 1,524 м;

– товщина поліуретанової гільзи – 0,005 м;

Шар поліуретану вважається закріпленим (приклеєним) до контактної поверхні труби.

Залежність зміни контактного тиску по висоті втулки (0,500 м, 0,609 м, 0,914 м, 1,524 м) показано на рисунку 5.19.

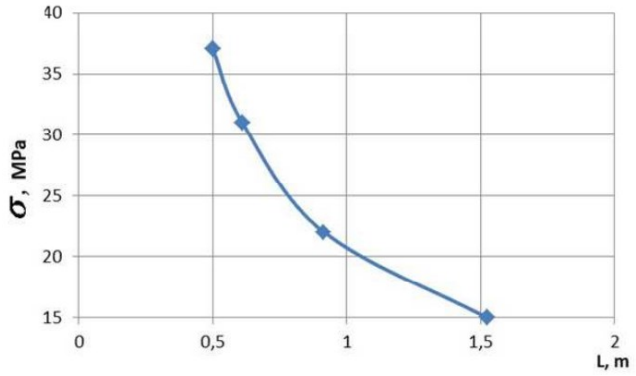


Рисунок 5.19 – Залежність зміни контактного тиску по висоті втулки

Дослідження НДС взаємодії поліуретанової гільзи при варіюванні її висоти 0,5-1,524 м дозволило встановити важливу фундаментальну закономірність (рис. 5.19). Прикладання значного осьового навантаження від ваги колони (G=5 МН), за умов жорсткого склеювання шару поліуретану з металом викликає складний зсувний напружений стан у поліюретановій матриці. Математичний аналіз кривих (рис. 5.19) доводить, що збільшення висоти гільзи понад 0,914 м

призводить до асимптотичного стабілізування максимальних значень контактного тиску. Фізично це пояснюється обмеженням деформаційної рухливості слабостисливого полімеру в замкненому просторі контактної пари. Напруження зсуву у гільзі не перевищують критичних меж міцності поліуретану на зсув, що виключає ризик когезійного або адгезійного руйнування контактного шару. Таким чином, на основі сумісного аналізу чисельного моделювання МСЕ у комплексах Ansys науково обґрунтовано працездатність еластомірних клинових захоплювачів. Розрахунково доведено, що розподіл інтегрального навантаження через систему деформівних профільованих елементів мінімізує концентрацію контактних напружень, повністю ліквідує механічну складову процесу деградації (наклеп, мікротріщини) тіла труб і забезпечує довготривалу безаварійну експлуатацію інструменту.

Отже, кожне із запропонованих рішень спайдера не пошкоджує труби, оскільки вони ґрунтуються на основі поширених та добре перевірених нафтогазових технологій. Окремі елементи запропонованих конструкцій спайдерів були досліджені за допомогою імітаційного моделювання, що підтвердило роботу запропонованих спайдерів при дії прикладених навантажень [227].

Застосування методів скінченно-елементного аналізу дозволило дослідити процеси деградації та пошкодження елементів обладнання ще на етапі проєктування, а також оцінити вплив геометричних параметрів, матеріалів і контактної взаємодії на працездатність конструкцій. Отримані результати створюють основу для подальшого вдосконалення елементів нафтогазового обладнання та переходу до дослідження інших небезпечних процесів руйнування, зокрема кавітаційних явищ у клапанних вузлах бурових насосів.

5.3 Імітаційне дослідження кавітаційних процесів у клапанному вузлі бурового насоса

Інтенсивне передчасне зношування є домінуючим чинником руйнування клапана, погіршення експлуатаційних показників насоса і проблема залишається

актуальною [10]. Отож серед можливих причин важливо виявити першопричину самого процесу зношування, або, іншими словами, виявити, що є початком чи концентратором інтенсивного процесу зношування.

Можливою першопричиною процесу зношування є гідродинамічна кавітація. Вона виникає в щілині в результаті різкого місцевого пониження тиску докритичної величини, яка нижча за тиск насиченої водяної пари. Одразу зауважимо, що глибоко помилковими є поширені уявлення про те, що в щілині клапанів кавітація неможлива. Пояснюють це тим, що оскільки через вихідний клапан рідина рухається під великим тиском нагнітання, а на вхідний клапан діє підпір, то і різке падіння тиску в щілині – неможливе, а звідси і висновок, що кавітація – відсутня. Звичайно, якби тарілка з усіма рухомими деталями була “безмасовою” і піднімалась та сідала без запізнень, тобто точно у відповідній узгодженості з рухом поршня (а ще краще – з випередженням), то не було б і кавітації. Адже в момент відриву і посадки мінімальна висота положення тарілки над сідлом зумовлювалася б і мінімальною подачею насоса. Тому і швидкості рідини були б невеликі, і тиск не міг би падати до тиску насичених парів [228].

Проте в реальних умовах роботи, внаслідок запізнення підйому і посадки тарілки, пониження тиску відбувається через місцеве різке зростання швидкості в щілині клапана. Це відбувається тому, що в момент відриву тарілки від сідла у фазі підйому і посадки на сідло при закриванні клапана, поршень набуває певної швидкості, і швидкість рідини вже є “ненульовою”, а тому відкривання і закривання відбувається під дією стрибкоподібної подачі, що і зумовлює різке зростання швидкості потоку і падіння тиску в щілині.

Явище кавітації в клапанах є неминучим, а його негативний вплив можна різними технологічними заходами хіба що тільки зменшити. Кавітація – це порушення суцільності всередині рідини, тобто утворення в об’ємі рідини порожнин, заповнених газом, парою або їх сумішшю (так звана бульбашкова кавітація). Бульбашки є нестабільними, бо можуть повертатися до рідкої фази. При фазовому переході рідини в бульбашках миттєво змінюється статичний тиск. Така зміна викликає величезні локальні напруження на проточній поверхні щілини, які

призводять до мікровиривання матеріалу – появи концентраторів, а відтак до інтенсивного гідроабразивного та інших видів зношування. Причиною початку інтенсивного зношування клапанів є кавітація, спричинена запізненням їх відкривання і закривання. Тому очевидно, що із збільшенням кутів запізнення негативний вплив кавітації буде посилюватися [228].

Руйнування клапана відбудеться протягом короткого проміжку часу і жодні технології зміцнення не здатні цьому протистояти. Крім того, кавітація негативно впливає також на гідравлічні характеристики насоса і клапана: знижується продуктивність, збільшується шум і вібрація насоса, а в клапані понижується пропускна здатність, зростає коефіцієнт гідравлічного опору, спотворюється вигляд характеристики витрати. Дослідження кавітації в клапанному вузлі бурового насоса були проведені графоаналітичним методом та засобами комп'ютерного моделювання із застосуванням сучасних програм. Для дослідження вибрано клапан за API № 9 бурового насоса УНБТ-950.

Для потоку рідини, що протікає через клапан, рівняння Бернуллі, яке встановлює зв'язок між швидкістю течії та тиском в різних перерізах клапана має вигляд (5.2). Перерізи 1-1 та 2-2 зображено на рисунку 5.21 [228].

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} \tag{5.2}$$

де: v_1 – швидкість рідини на вході в клапан;

v_2 – швидкість рідини в щілині між тарілкою та сідлом;

p_1 – тиск рідини на вході в клапан;

p_2 – тиск рідини в щілині між тарілкою та сідлом;

g – прискорення земного тяжіння (приймаємо g = 9,81 м/с^2);

ρ – середня величина густини рідини.

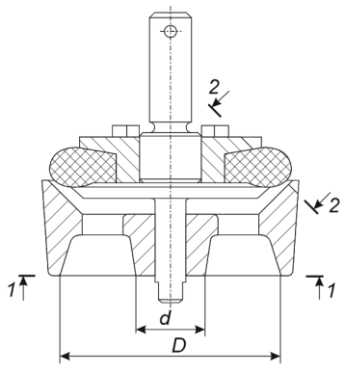


Рисунок 5.20 – Перерізи 1-1 та 2-2, в яких розглядається потік рідини у клапані бурового насоса

Площу поперечного перерізу 2-2 щілини між тарілкою клапана та сідлом F_2 визначено як площу бічної поверхні зрізаного конуса. Необхідні геометричні розміри для визначення цієї площі наведені на рисунку 5.21 [228].

$$F_2 = \pi l\left(R + r\right) \tag{5.3}$$

де: l – твірна конуса;

R, r – радіуси більшої і меншої основ зрізаного конуса.

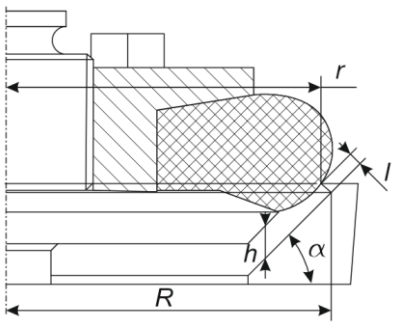


Рисунок 5.21 – Геометричні розміри щілини клапана

Швидкість руху рідини в поперечному перерізі щілини:

$$v_2 = \frac{Q}{F_2} \tag{5.4}$$

де Q – подача рідини на вході в клапан.

Швидкість руху рідини на вході в клапан:

$$\nu_1 = \frac{Q}{F_1} \tag{5.5}$$

де F_1 – площа поперечного отвору на вході в клапан

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \tag{5.6}$$

Знаючи всі складові рівняння (5.2), величина тиску в щілині клапана для певної висоти тарілки над сідлом за визначається за формулою:

$$p_2 = \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\nu_1^2 - \nu_2^2}{2g} \right) \cdot \rho g \tag{5.7}$$

Гідродинамічна кавітація характеризується числом кавітації:

$$s = \frac{2(p - p_н)}{\rho \cdot \nu^2} \tag{5.8}$$

де: p – гідростатичний тиск потоку, Па;

$p_н$ – тиск насиченої пари рідини з урахуванням її температури, Па;

ρ – густина рідини, кг/м^3;

ν – швидкість потоку на вході в систему, м/с.

Отримані результати занесені до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати досліджень графоаналітичним методом

h, мм	R, мм	r, мм	l, мм	F_1, м^2	V_1, м/с	F_2, м^2	V_2, м/с	P_2, Па	s
10	94,87	91,43	4,87	0,0226	1,02	0,0029	7,9	6469300	207
8	93,82	91,37	3,46	0,0226	1,02	0,002	11,5	6434400	97
6	92,8	91,36	2,04	0,0226	1,02	0,0012	19,2	6316200	17,13
4	91,77	91,33	0,63	0,0226	1,02	0,00036	64	4452520	2,17
3,8	91,7	91,36	0,49	0,0226	1,02	0,00028	82,14	3127000	0,92
3,7	91,53	91,24	0,42	0,0226	1,02	0,00024	95,8	1911700	0,14
3,6	91,58	91,33	0,35	0,0226	1,02	0,000202	113,9	13900	0,002

Імітаційне моделювання клапана насоса проводились за даними величинами витрати рідини і тиску на виході клапана для щілини клапана розміром l = 0,3 мм. Величина тиску – 6,5 МПа (отримана експериментально на насосі УНБТ-950 за кута запізнення підйому – 20 градусів), величина подачі (0,023 м^3/с) отримана із графіка подачі насоса УНБТ-950 за кута повороту кривошипа – 20 градусів (рис. 5.22) [228].

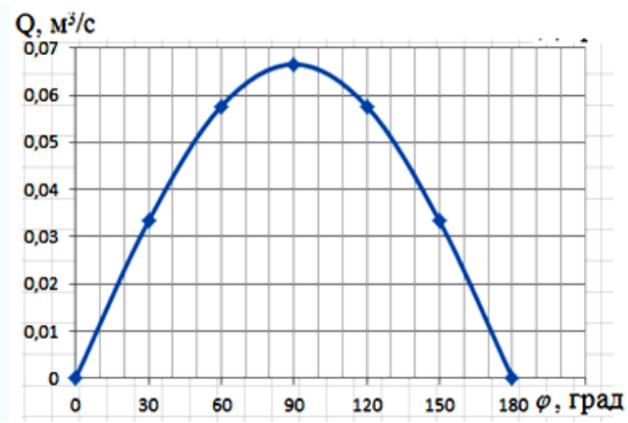


Рисунок 5.22 – Графік теоретичної подачі одного циліндра насоса

На рисунку 5.23 показана епюра розподілу тиску в щілині клапана – верхня точка свідчить про наявність тиску, меншого від тиску насичених парів (2007 Па).

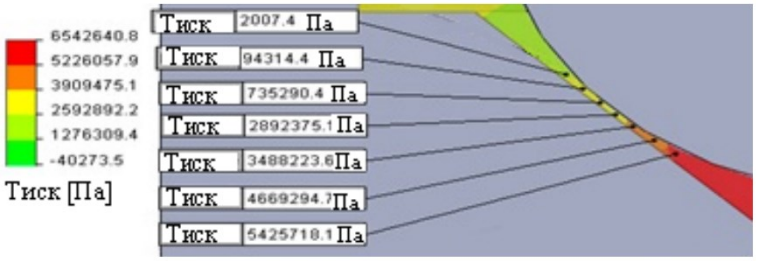


Рисунок 5.23 – Епюра розподілу тиску в щілині клапана

Відповідно на рисунку 5.24 зображена епюра розподілу швидкості в щілині клапана. Максимальна швидкість сягає 97,6 м/с.

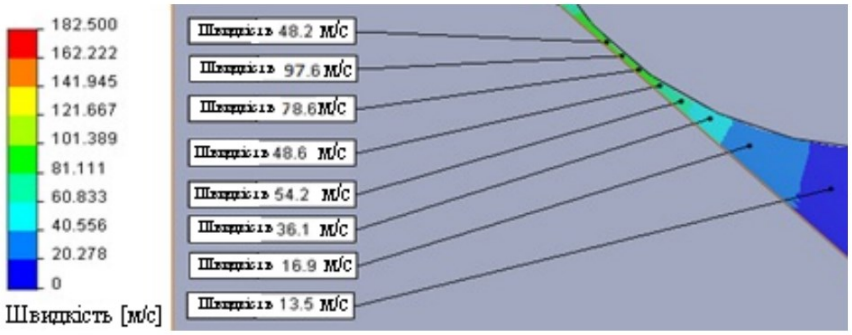


Рисунок 5.24 – Епюра розподілу швидкості в щілині клапана

На рисунку 5.25 показана залежність кавітаційного коефіцієнта S від висоти h підйому клапана. Залежність демонструє наявність кавітації в щілині, оскільки кавітаційний коефіцієнт S стрімко наближається до нуля із зменшенням висоти h.

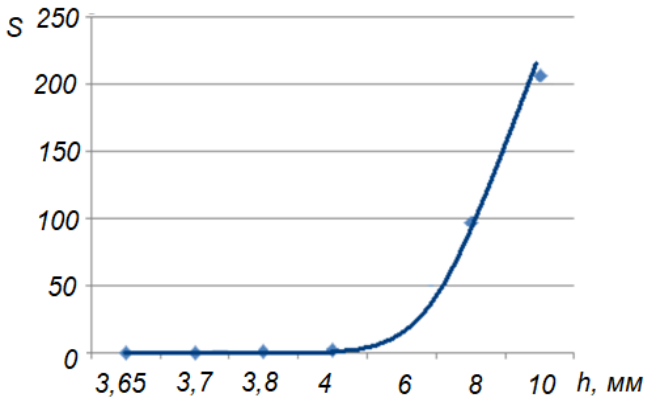


Рисунок 5.25 – Графічна залежність кавітаційного коефіцієнта від висоти підйому клапана

Проведеними дослідженнями з допомогою імітаційного моделювання доведена наявність кавітації в клапанах бурових насосів. Очевидно, що подальші дослідження в напрямку підвищення надійності клапанів і, насамперед, їх довговічності повинні враховувати цей негативний чинник. Технології зміцнення проточних поверхонь клапана не вирішують проблеми, оскільки не усувають

причини появи кавітації. Потрібна принципово нова конструкції клапана – клапана з узгодженим рухом з поршнем [228].

Разом із гідродинамічними чинниками суттєвий вплив на працездатність нафтогазового обладнання мають механічні навантаження, циклічні деформації та корозійні процеси, які особливо проявляються під час роботи насосних штанг. У зв'язку з цим подальші дослідження спрямовані на оцінку впливу позацентрового розтягу на корозійно-втомну витривалість насосних штанг із використанням методів імітаційного моделювання та експериментального аналізу.

5.4 Оцінка впливу позацентрового розтягу на корозійно-втомну витривалість насосних штанг

При експлуатації ШСНУ відмови відбуваються з колонами насосних штанг (НШ), через які механічна енергія від наземного привода (верстата-качалки) передається штанговому свердловинному насосу [45, 46, 48].

Складні умови експлуатації потребують індивідуального підходу до вибору матеріалів та розрахунку колони НШ в цілому. На стадії їх експлуатації важливо вчасно виявляти дефекти елементів колони та відбракувати їх. Для правильного підбору НШ для колони, а також для врахування впливу різних дефектів на їх експлуатаційний ресурс, важливо оперувати їх втомними характеристиками. В роботі досліджено корозійно-втомні властивості сталей НШ після їх експлуатації за різних схем навантаження та запропоновано розрахунковий метод врахування впливу корозійних пошкоджень на поверхні штанг на рівень напружень у їх перерізі.

Обладнання та методика дослідження корозійно-втомної витривалості насосних штанг з врахуванням впливу позацентрового розтягу наведена у розділі 2.

На колони НШ у свердловинах діють циклічні, статичні та динамічні навантаження. Стандарт Американського інституту нафти (API) регламентує максимально допустиме напруження в циклі навантаження відносно границі міцності (σ_B) металу НШ: $\sigma_{max} \leq \sigma_B$ [229]. Поширена для визначення границі

витривалості матеріалів діаграма Гудмена виявилась не коректною для оцінювання напружень під час проєктування колони НШ. З урахуванням особливих умов експлуатації колони НШ Харді А. А. модифікував цю діаграму, запропонувавши для визначення σ_B наступний вираз:

$$\sigma_в = SF\left(\frac{T_a}{4} + 0,5625 \cdot \sigma_{\min}\right), \tag{5.9}$$

де SF – коефіцієнт, що враховує корозійну активність помпованих рідин;

T_a – мінімальна границя міцності матеріалу штанг; σ_{min} – мінімально допустиме напруження в циклі навантаження.

Діапазон зміни допустимих напружень, визначений з модифікованої діаграми Гудмена, не перевищує границі міцності. Перевагою діаграми є її універсальність в різних середовищах під час оцінювання σ_B за значенням T_a, визначеним в лабораторних умовах. На рисунку 5.26 представлено область допустимих циклічних напружень за модифікованою діаграмою Гудмена для T_a = 600 МРа і SF = *1*. Її недоліком є те, що до уваги прийнято загальне напрацювання НШ, але не враховано їх поверхневе зміцнення та реальні умови роботи.

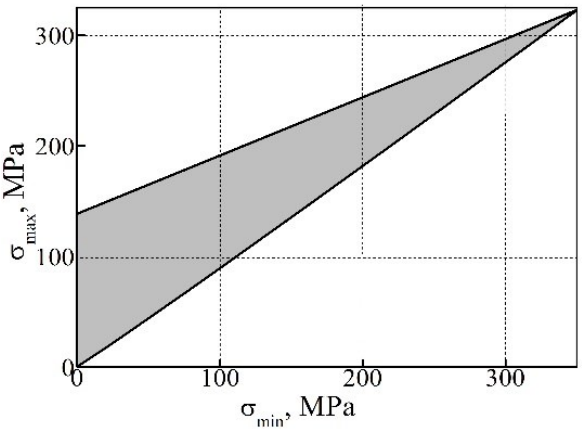


Рисунок 5.26 – Область допустимої зміни циклічних напружень в НШ, визначена за модифікованою діаграмою Гудмена

Жодна з проаналізованих методик розрахунків НШ на міцність точно і достовірно не враховує умови їх роботи у свердловинах.

НШ зношуються внаслідок тертя до колони. Внаслідок цього поперечний переріз штанги зменшується, а напруження, які виникають за дії експлуатаційних навантажень, зростають.

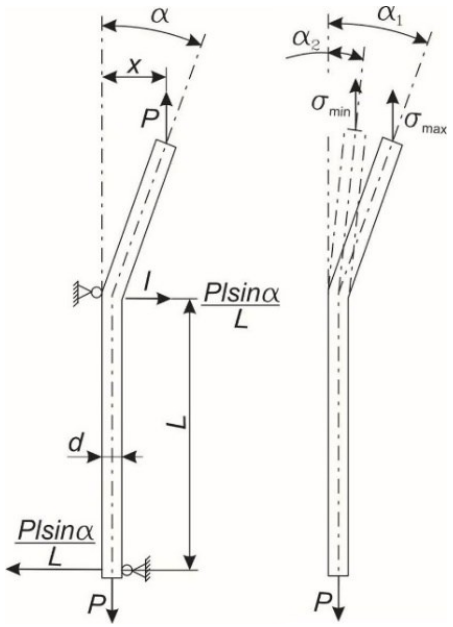


Рисунок 5.27 – Розрахункова схема

Оскільки штанга з дефектами працюватиме в умовах позацентрового розтягу [206], то розробили математичні моделі для колони з таких НШ. В моделі НШ розглядають як стержень постійного перерізу з пружними або не пружними властивостями за певних крайових умов. Вважали, що цей стержень коливається за визначеним законом. Встановили, що за появи згинальних навантажень, що виникають не тільки у похило-скерованих свердловинах, але і в умовно-вертикальних за наявності локальних просторових викривлень, приведені напруження різко збільшуються. Згідно схеми сумарне напруження σ у перерізі вигину НШ під кутом α, що знаходиться на відстані l від її головки визначають:

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{P \cdot x}{W}, \tag{5.10}$$

де P – осьове зусилля;

F – площа поперечного перерізу штанги;

W – осьовий момент опору;

$x = l \cdot sin\ \alpha$ згідно схеми.

Із виразу (5.10) згідно рисунку 2 отримаємо:

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32Pl\sin\alpha}{\pi d^2} = \frac{4P}{\pi d^2}\left(1 + \frac{8l\sin\alpha}{d}\right). \tag{5.11}$$

Оскільки зусилля, прикладене до НШ, змінюється циклічно під час її ходу вгору і вниз, то для ходу вниз:

$$\sigma_{\min} = \frac{4P_ш}{\pi d^2}\left(1 + \frac{8l\sin\alpha}{d}\right). \tag{5.12}$$

А за ходу НШ вверх (за нехтування динамічними навантаженнями):

$$\sigma_{\max} = \frac{4\left(P_ш + P_p\right)}{\pi d^2}\left(1 + \frac{8l\sin\alpha}{d}\right), \tag{5.13}$$

де $P_ш$ – вага штанг у рідині; P_p – вага стовпа рідини над плунжером.

Зміна напружень від σ_{min} до σ_{max} спричиняє циклічну деформацію НШ від згину, внаслідок якої кут α зменшується від α_1 до α_2 (рис. 5.27). Звідси, амплітуда напружень в циклі навантаження НШ σ_a та середнє напруження циклу σ_m матимуть інші значення, і як результат напруження у викривленій штанзі будуть більшими ніж у прямій. Незалежно від величини l максимальне значення $x = l \cdot sin\ \alpha$ не може бути більшим за (D – d), оскільки розмір обмежує стрілу прогину штанг, і відповідно $x_{max} = D - d$. Отже, за плавного згину подалі від головки НШ напруження у ній значно більші, ніж розраховані за розтягу, але не настільки, як за її згину відразу за головкою. Проте під час визначення напружень у НШ не враховувався її

знос від тертя та корозії. Ці процеси зменшують площу поперечного перерізу штанги, а напруження, що виникають від прикладених до неї навантажень, не є прямо пропорційними площі. Такі навантаження відповідають позацентровому розтягу (стиску), за якого дія зусиль орієнтована вздовж осі штанги, але не співпадає з нею (рис. 5.28) [230].

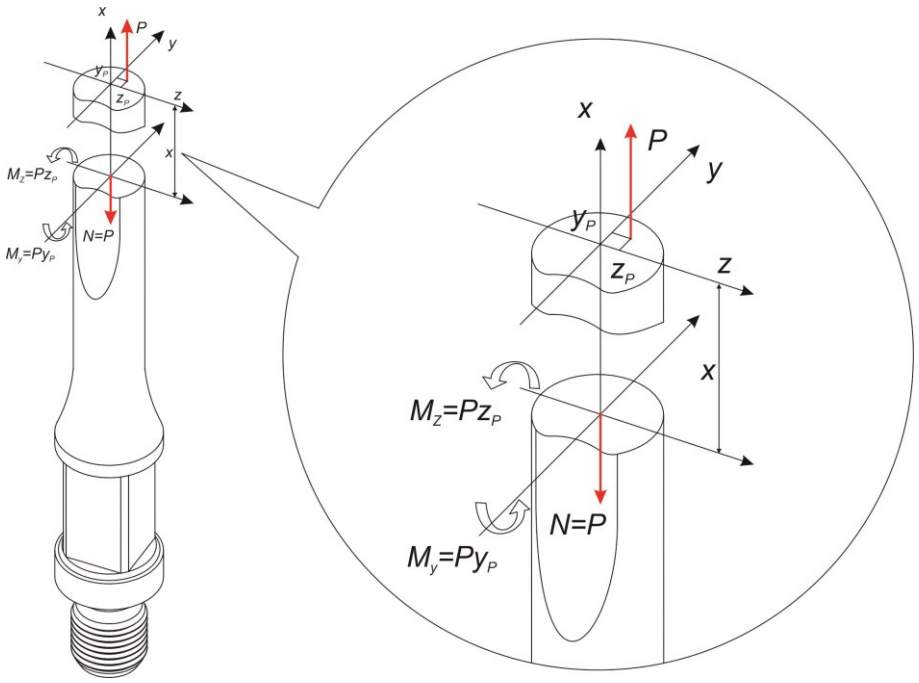


Рисунок 5.28 – Розрахункова схема

Якщо зусилля P перенести у центр ваги перерізу НШ, то позацентровий розтяг (стиск) можна звести до осьового розтягу (стиску) та косого згину. Внутрішні силові фактори у будь-якому поперечному перерізі НШ при цьому будуть наступними:

$$N = P;\ \ M_y = P \cdot z_p;\ \ M_z = P \cdot y_p, \tag{5.14}$$

де y_p і z_p – координати точки прикладання зусилля P.

На основі принципу незалежності дії зусиль напруження в точці поперечного перерізу за позацентрового розтягу (стиску) визначили як:

$$\sigma(y,z)=\frac{N}{F}+\frac{M_y}{I_y}\cdot z+\frac{M_z}{I_z}\cdot y=\frac{P}{F}+\frac{P\cdot z_p}{I_y}\cdot z+\frac{P\cdot y_p}{I_z}\cdot y \tag{5.15}$$

або

$$\sigma(y,z)=\frac{P}{F}\cdot\left(1+\frac{z_p}{i_y^2}\cdot z+\frac{y_p}{i_z^2}\cdot y\right), \tag{5.16}$$

де $i_y=\sqrt{\frac{I_y}{F}}$, $i_z=\sqrt{\frac{I_z}{F}}$ – радіуси інерції перерізу.

Вираз (5.17) показує у скільки разів напруження за позацентрового розтягу (стиску) більші від напружень за осьового розтягу.

Розрахунок на міцність за позацентровому розтягу (стиску) здійснили аналогічно як за косого згину – за нормальними напруженнями у небезпечній точці (розташовані найдалі від нейтральної лінії) поперечного перерізу НШ. Проте, якщо в цій точці діє напруження стиску, а матеріал є крихким, то найнебезпечнішим стає місце, в якому виникають найбільші напруження розтягу. Умова міцності має наступний вигляд:

$$\sigma_A=\frac{P}{F}+\frac{P\cdot z_p}{I_y}\cdot z_A+\frac{P\cdot y_p}{I_z}\cdot y_A\le[\sigma], \tag{5.17}$$

де y_A, z_A – координати небезпечної точки; [σ] – допустиме напруження розтягу чи стиску.

Отже, під час розрахунку напружень, які спричинені викривленням, корозійними ураженнями чи одностороннім зношуванням НШ, у них виникають значно вищі напружень, і відомі методики не враховують їх.

Результати експериментальних досліджень. Негативна дія циклічно-змінних навантажень посилюється за впливу робочого середовища на метал НШ, що знижує їх втомну витривалість відносно випробувань у нейтральному середовищі, наприклад – у повітрі. Експериментально встановлено, що за обертового консольного згину границя витривалості насосних штанг виготовлених зі сталі

20Н2М після 5 років експлуатації зменшилась у 1,6 рази порівняно з не експлуатованою (криві 1 і 2 на рис. 5.29). Для порівняння впливу схеми навантаження випробували також за позацентрового розтягу сталі 20Н2М та 5Н3МА та після 5 років експлуатації у свердловині та 20Н2М іншої плавки зі зневуглеченим шаром. Виявили, що зміна схеми навантаження незначно вплинула на розташування експериментальних точок для експлуатованої сталі 20Н2М (криві 2, 3 на рис. 5.29). Можна говорити лише про незначну тенденцію негативного впливу позацентрового розтягу на втомну витривалість експлуатованої сталі. Хоча позацентровий розтяг відчутно знизив втомні характеристики експлуатованих штанг зі сталі 15Н3МА (крива 4 на рис. 5.29). Однакова тенденція до їх зниження в обох експлуатованих сталях доводить жорсткіші умови навантаження штанг за позацентрового розтягу (криві 3 і 4 на рис. 5.29).

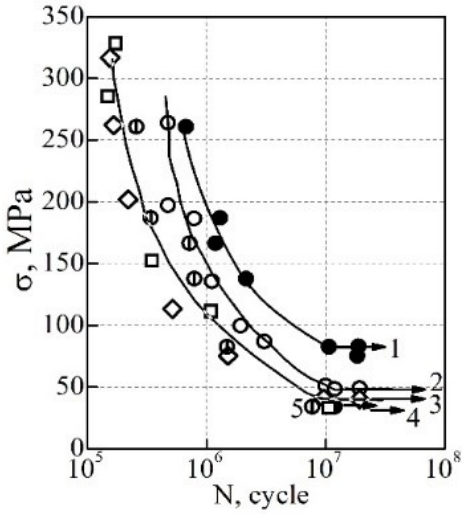


Рисунок 5.29 – Криві корозійно-втомної міцності насосних штанг діаметром 19 мм зі сталей 20Н2М (1–3, 5) та 5Н3МА (4) у вихідному стані (1), після 5 років експлуатації у свердловині (2–4) та зі зневуглеченим поверхневим шаром (5), отримані за обертового консольного згину (1–3) та позацентрового розтягу (4, 5)

Зниження втомної міцності експлуатованих сталей узгоджується із збільшенням у 2,5 – 3 рази імпульсів на дефектограмах. Це доводить важливість врахування стану поверхні НШ (за допомогою дефектоскопу) під час їх підбору для колони і розрахунку приведених напружень, що діють у їх перерізах ослаблених

цими дефектами. Адже дефекти, несуцільності чи неоднорідності на поверхні елементів будь-яких конструкцій виконують роль концентраторів напружень і сприяють швидкому зародженню втомних тріщин в найслабших перерізах. Тому зрозумілий їх негативний вплив на втомні характеристики насосних штанг.

Згідно експлуатаційного досвіду насосні штанги працюють під навантаженням в середньому впродовж 10^7 циклів. Тому здійснили імітаційне моделювання на зразку насосної штанги діаметром 19 мм. В розрахунках взяли до уваги умови їх навантаження під час експлуатації, а саме середні значення напружень та навантаження за позацентрового розтягу. Наявність дефектів на поверхні штанги під час моделювання не враховували. Розподіл еквівалентних напружень у зразку НШ наведений на рисунку 5.30.

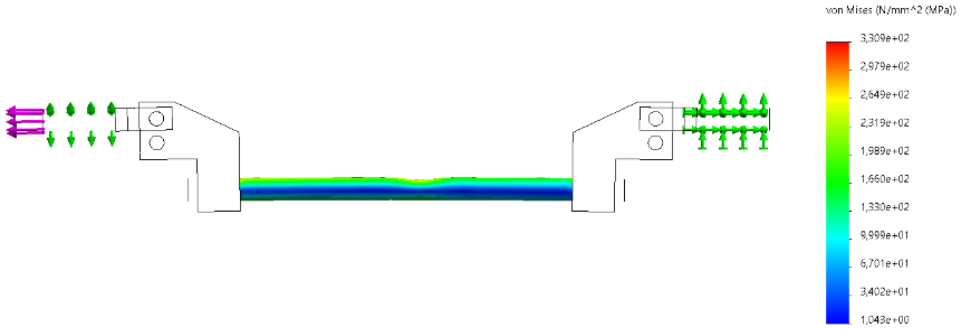


Рисунок 5.30 – Розподіл еквівалентних напружень у зразку насосної штанги, навантаженої позацентровим розтягом

Імітаційним моделюванням встановили, що за напружень 330 МРа кількість циклів до руйнування дослідного зразка НШ перевищила 10^6 циклів, що дещо менше від експериментально визначеної тривалої довговічності. Вважали, що це наслідок не врахування впливу корозійного середовища під час моделювання.

Отже, результати випробувань на установці ПРЗ-19 можуть бути корисні для прогнозування роботоздатності НШ із врахуванням впливу корозійного середовища та роботи штанг на викривлених ділянках свердловин. Експериментально встановлено, що за позацентрового розтягу втомні характеристики сталей 20Н2М та 15Н3МА з експлуатованих штанг майже однакові. Проте в експлуатованій сталі 20Н2М вони виявилися нижчими за

осьового розтягу. І особливо відчутним був негативний ефект експлуатаційної деградації сталі 20Н2М, внаслідок якої втомна міцність знизилася в 1,6 рази.

Разом із забезпеченням міцності та довговічності елементів свердловинного обладнання важливим завданням є підвищення ефективності роботи систем фільтрації пластових флюїдів, від яких залежить надійність роботи обладнання. У зв'язку з цим подальші дослідження присвячені імітаційному аналізу ефективності роботи свердловинних фільтрів та оцінці їх гідродинамічних характеристик.

5.5 Імітаційний аналіз ефективності роботи свердловинних фільтрів

Збільшення глибини спуску і застосування більш продуктивних насосів під час видобування нафти призводить до зростання депресії на пласт і, як правило, до інтенсивнішого виносу механічних домішок з колектора [58].

Прогнозування впливу механічних домішок на елементи насосного обладнання для видобутку нафти є складним завданням, що вимагає врахування різноманітних чинників. Відсутня єдина теоретична модель, що дозволяє прогнозувати інтенсивність впливу абразивних частинок на нафтовидобувне обладнання, і, як наслідок, строго обґрунтований алгоритм вибору технологій його захисту. На практиці рішення на користь тієї чи іншої технології приймається на основі результату промислових випробовувань.

Згідно з відомими статистичними даними, зібраними за останні роки для різних родовищ, відсоткова частка поломок електровідцентрових насосів від механічних домішок набагато перевершує вплив інших чинників.

Наявність механічних домішок ускладнює не тільки експлуатацію насосного обладнання для видобутку нафти. Пісок викликає катастрофічний знос різьбових з'єднань насосних труб: при найменшій негерметичності з'єднань, особливо в обводнених свердловинах, він швидко роз'їдає різьбу і через канал, що утворився, протікає рідина, знижуючи подачу, а в подальшому призводить до повного її припинення.

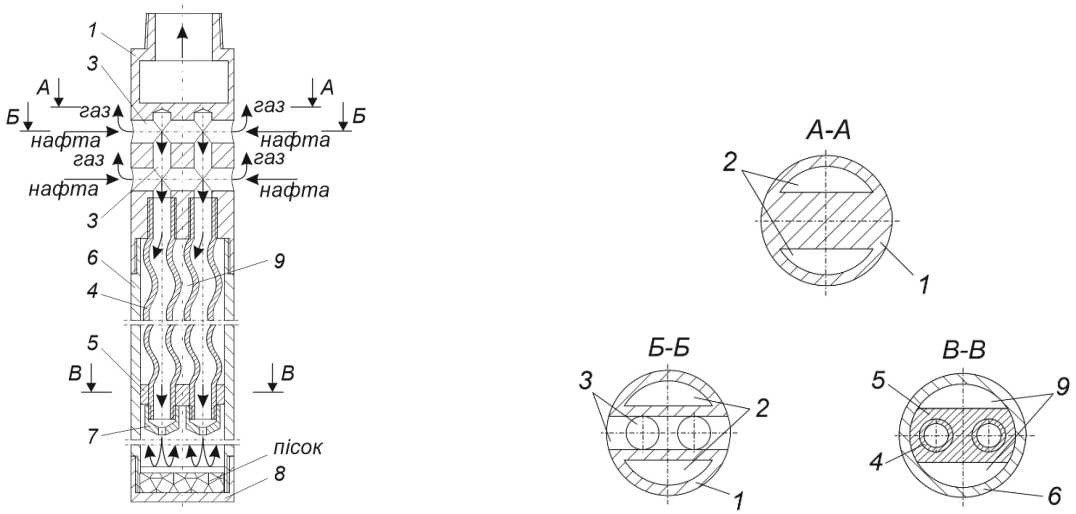
Пісок, що виноситься з свердловин, потрапляє в промислову систему нафтогазозбору, накопичується у трубопроводах, а на групових замірно-насосних установках – у вимірювальних вузлах, сепараторах, клапанах. На установках підготовки нафти або конденсату піском засмічуються технологічні ємності та резервуари.

Найчастіше для боротьби із виносом піску застосовується метод фільтрування, який виділяється надійністю, але менш затратний, а також екологічно безпечний.

До основних типів конструкцій фільтрів можна віднести наступні: сітчасті фільтри; дротові фільтри; щілинні фільтри; гравійні фільтри.

Розрахунок пропускної здатності фільтра залежно від створюваного ним перепаду тиску в загальному випадку є складним завданням, що вимагає інформацію про геометричні характеристики фільтра, фізико-хімічних властивості пластової рідини і гранулометричний склад твердої породи.

Аналіз конструкцій різноманітних фільтрів описаних у літературних джерелах показав, що найбільш ефективним є фільтр – «Газопісочний якір» [231]. Конструкція фільтра запобігає попаданню піску і газу у свердловинний насос під час видобутку нафти (рис. 5.31).



1 – корпус; 2 – сегментні порожнини; 3 – вертикальні отвори; 4 – внутрішні спіралеподібні трубки; 5 – утримувач; 6 – труба; 7 – конусні насадки; 8 – заглушка; 9 – піскова камера

Рисунок 5.31 – Газопісочний якір

Будова та принцип дії фільтра наведені у праці [232]. Газопісочний якір працює наступним чином. Верхнім кінцем корпусу 1 якір на різьбі з'єднується з прийомом свердловинного насоса та разом із ним спускається у свердловину. Нафта з розчиненій у ній газом і піском поступає (увесь цикл показано стрілками) до горизонтальних і вертикальних отворів 3 корпусу 1. При цьому змінюється напрямок її руху, швидкість зменшується, внаслідок чого газ відокремлюється від нафти і не потрапляє на прийом насосу, а прямує до затрубного простору свердловини. В подальшому напрямок струмини змінюється на 180^0 і за рахунок внутрішніх спіралеподібних трубок 4 і конусних насадок 7, турбулізуючись, різко набирає швидкість. Внаслідок цього пісок із нафти осідає в пісковій камері 9 на заглушку 8.

Перевагами цього свердловинного фльтра є:

– висока ефективність сепарації газу і піску від нафти за рахунок зміни напрямку і швидкості потоку рідини, а також її турболізації;

– простота конструкції;

– простота очистки фільтру від піску.

Ефективність сверловинного фільтра забезпечується за рахунок того, що внутрішня циліндрична порожнина корпусу розділена на дві сегментні порожнини перемичкою, в якій виконані перехресні горизонтальні і вертикальні отвори, а внутрішні трубки виконано спіралеподібними, один кінець яких встановлено у вертикальні отвори перемички, інший – розміщено в утримувачі, розташованому у пісковій камері [232].

Сьогодні проведення досліджень на натурній моделі є досить дорого вартісним, а оцінити запропоновану конструкцію обладнання аналітичним способом є досить складно, то з цією метою використано імітаційне моделювання. Комп'ютерні програми, що для цього застосовуються, дають можливість досліджувати обладнання (визначати його напружено-деформований стан, прогнозувати довговічність, моделювати поведінку гідрогозодинамічних потоків тощо).

Для проведенні імітаційного моделювання побудовано тримірну модель свердловинного фільтра (рис. 5.32).

Вхідними даними для проведення імітаційного дослідження є:

– тиск на вході, величина якого становить 1,3 МПа;

– витрата рідини, 0,0004 м^3/с.

– робоча рідина – «Olive oil», що має характеристики, відображені у бібліотеці програми FlowSimulation;

– фракція піщинок розмірами: 1, 2, 3, 4, 5 мм.

На рисунку 5.33 зображено вищеописані крайові умови, прикладені до фільтра [232].

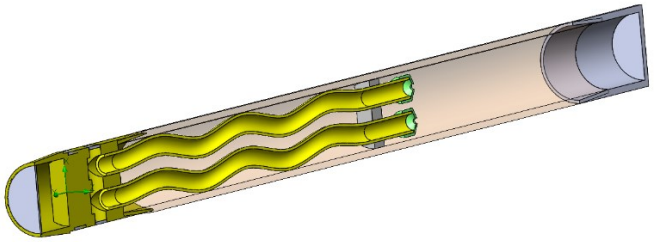


Рисунок 5.32 – Тримірна модель свердловинного фільтра

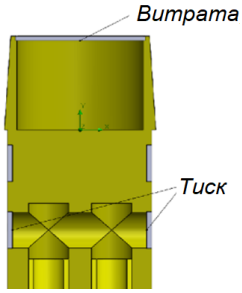


Рисунок 5.33 – Крайові умови, прикдадені до фільтра

Математична формалізація процесу багатофазного розділення у порожнинах газопісочного якоря базується на сумісному розв’язанні тривимірних диференціальних рівнянь Нав’є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом (RANS), для тримальної фази та інтегруванні траєкторій дисперсних частинок породи у Лагранжевій системі координат. Фізико-хімічна поведінка робочої рідини (Olive oil), що моделює високов’язкі парафінисті нафти, описується реологічним законом Ньютона з температурно-залежною в’язкістю. Для замикання диференціальних рівнянь турбулентного потоку в умовах гвинтового криволінійного руху застосовано нелінійну $k-\varepsilon$ модель турбулентності, яка прецизійно враховує енергію вихроутворення. Транспортна кінетика твердої дисперсної фази (кварцового піску густиною ρ_p = 2650 кг/м^3) у

просторі фільтра описується диференціальним рівнянням балансу сил, що діють на кожну ізольовану частинку:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D\left(u - u_P\right) + g\frac{\rho_p - \rho}{\rho_p} + F_{cent}$$

де перший член відображає гідродинамічну силу лобового опору за законом Стокса, другий – сумарну дію гравітаційного поля та виштовхувальної сили Архімеда, а F_{cent} – вектор відцентрової сили, яка генерується при проходженні суміші через внутрішні спіралеподібні трубки 4 (рис. 5.31). Чисельна дискретизація розрахункової області реалізована адаптивною сіткою скінченних об’ємів із локальним згущенням у зонах високих градієнтів швидкості – безпосередньо у прохідних перерізах конусних насадок 7. Отримані в результаті чисельного розв’язку просторові поля параметрів наведені на рисунках 5.34–5.41.

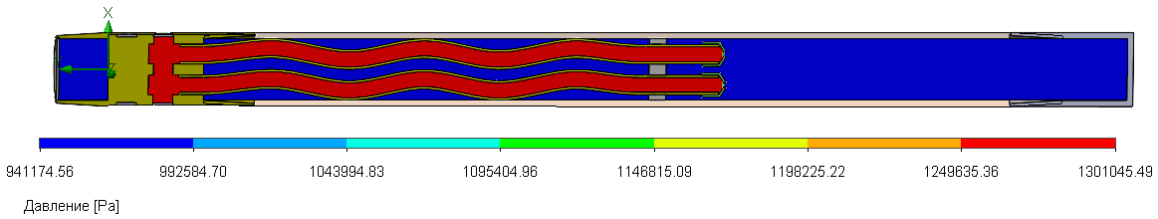


Рисунок 5.34 – Розподіл тиску у поперечному перерізі моделі

Аналіз отриманих просторових ізополей розподілу статичного тиску (рис. 5.34) дозволяє встановити закономірності дисипації енергії у проточному тракті фільтра. Перепад тиску між вхідними отворами та зоною прийому насоса становить $\Delta P = 0{,}36$ МПа, що є допустимим для високопродуктивних свердловинних розрахунків. Чисельно доведено, що основним гідродинамічним опором у конструкції виступають конусні насадки 7. Математично це пояснюється стрімким конфузорним звуженням живого перерізу потоку, за якого потенційна енергія тиску переходить у кінетичну енергію швидкісного

струменя (швидкість локально зростає до 18 м/с, рис. 5.35). Виникнення такого високошвидкісного градієнта є необхідною методологічною умовою сепарації: при виході з насадок у розширену порожнину піскової камери 9 відбувається миттєве падіння швидкості несучої фази, що створює передумови для гравітаційного осадження важких частинок шламів.

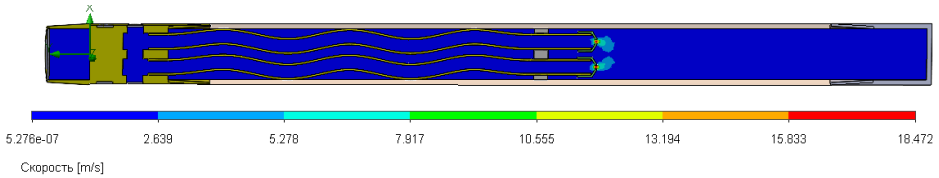


Рисунок 5.35 – Розподіл швидкості у поперечному перерізі пристрою

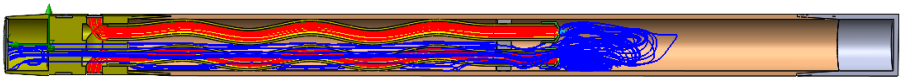


Рисунок 5.36 – Траєкторії руху рідини без вмісту фракції піску

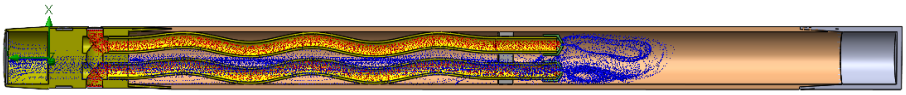


Рисунок 5.37 – Траєкторії руху фракції піску (1мм)

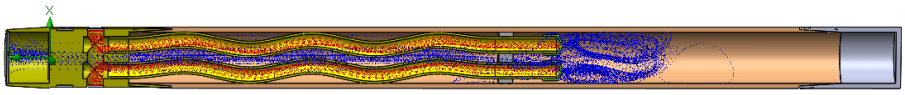


Рисунок 5.38 – Траєкторії руху фракції піску (2мм)

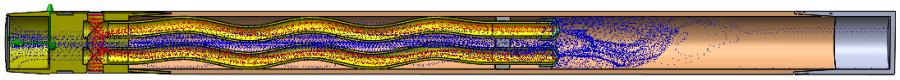


Рисунок 5.39 – Траєкторії руху фракції піску (3мм)

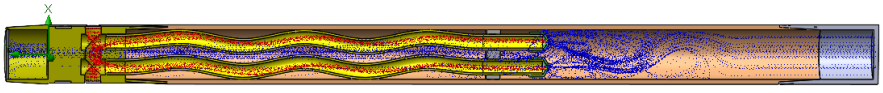


Рисунок 5.40 – Траєкторії руху фракції піску (4мм)

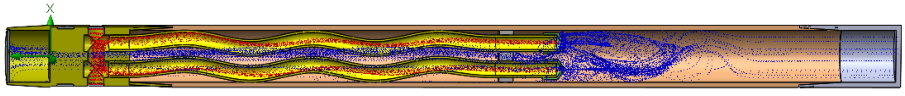


Рисунок 5.41 – Траєкторії руху фракції піску (5мм)

Для оцінки ефективності свердловинного фільтра застосовано функцію програми «Розрахунки руху частинок».

Встановлено залежність кількості винесених частинок від їх діаметру, відповідно із врахуванням гідродинамічних процесів та характеристик робочого середовища (рис. 5.42) [232].

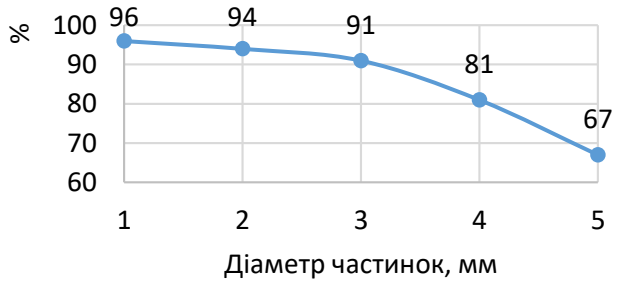


Рисунок 5.42 – Залежність кількості винесених частинок від їх діаметру

Візуалізація траєкторій руху дисперсної фази при варіюванні лінійного розміру частинок від 1 до 5 мм (рис. 5.37–5.41) наочно ілюструє фізику процесу очищення. Для дрібнодисперсної фракції 1 мм, (рис. 5.37) сила лобового опору гальмування переважає над масовими силами, внаслідок чого значна частина зважених частинок коаксіально захоплюється турбулентними вихорами несучого потоку і виноситься через центральну трубу. Проте при збільшенні діаметра частинок до 5 мм (рис. 5.41), час гідродинамічної релаксації частинки τ_r суттєво зростає. Тверді ексцентричні макрочастинки під дією відцентрових сил F_{cent} у спіральних каналах відкидаються до периферії і за параболічними траєкторіями безповоротно осаджуються в об’ємі піскової камери 9 на заглушку 8. Побудована чисельна залежність (рис. 5.42) відображає криву фракційної ефективності розробленого газопісочного якоря. Інтегральний коефіцієнт сепарації змінюється нелінійно – від 67 % для високорухливих частинок діаметром 1 мм до 96 % для великих фракцій (5 мм), що підтверджує високу адекватність розрахункового Лагранжевого алгоритму. На відміну від класичних сітчастих уловлювачів, де утримання домішок супроводжується забиванням пор і прогресуючим зростанням опору, у розробленій конструкції падіння тиску ($\Delta P = 0{,}36$ МПа) залишається константою протягом усього міжремонтного періоду. Це теоретично обґрунтовує високу експлуатаційну стабільність пристрою та доводить його триботехнічну

ефективність для захисту циліндро-поршневих пар свердловинних насосів від ерозійно-абразивного руйнування в умовах інтенсивного виносу твердої фази колектора.

Отже, за допомогою імітаційного моделювання встановлено залежність кількості винесених частинок піску від їх діаметру для моделі свердловинного фільтра. Незважаючи на низьку ефективність досліджуваного фільтра, все ж таки не варто залишати її без подальшої модернізації та дослідження. Цей фільтр на відміну від інших типів має значну перевагу – не засмічується механічними домішками (не спричиняє зростання гідравлічного опору при роботі).

Механічні домішки у потоках пластових флюїдів можуть спричиняти інтенсивне ерозійне зношування елементів фонтанної арматури, особливо у зонах локального збільшення швидкості руху потоку та зміни його напрямку. Тому подальші дослідження присвячені імітаційному моделюванню процесів ерозійного зношування елементів фонтанної арматури та оцінці впливу гідродинамічних параметрів на їх працездатність і ресурс роботи.

5.6 Імітаційне моделювання процесів ерозійного зношування елементів фонтанної арматури

Незважаючи на відносну простоту обладнання свердловин, що експлуатуються фонтанним способом видобутку нафти, воно виконує дуже відповідальні функції і має бути надійним, оскільки поломки цього обладнання можуть викликати викиди і пожежі. У більшості випадків фонтанний спосіб експлуатації дозволяє видобувати із свердловини найбільшу кількість нафти при найменших питомих витратах [233].

Найбільш відповідальним елементом фонтанних арматурах є запірні пристрої. Основна вимога до них – абсолютна герметичність їх затворів (від них залежить надійність роботи всього гирлового обладнання фонтанних свердловин).

Проте, під час експлуатації засувок, їх елементи, що контактують із нафтою в якій містяться абразивні частинки, інтенсивно зношуються [35, 36].

Для прогнозування місць та величини зношування елементів фонтанних арматур (на прикладі шибера) пропонується спосіб, що базується на використанні імітаційного моделювання [233].

Зношування залежить від великої кількості чинників, включаючи навантаження, швидкість ковзання, температуру, властивості матеріалів, що труться, мастило, параметри оточуючого середовища тощо.

Ерозійне зношування – пов’язане із дією на тверді тіла потоків рідини або газу, не засмічених абразивом.

Гідроабразивне зношування визначається як поступова втрата вихідного матеріалу з поверхні твердого тіла за рахунок механічної взаємодії із рідиною, у тому числі при ударній взаємодії краплями рідини або частинками твердого тіла.

Між гідроабразивним зношуванням і зношуванням вільним абразивом існує ряд відмінностей. По-перше, це природа сил, що діють на частинки, та природа зношування поверхні під дією зовнішньої постійної сили. При гідроабразивному зношуванні на частинку, що взаємодіє із поверхнею тіла, може діяти декілька сил різної природи (рис. 5.43) [233].

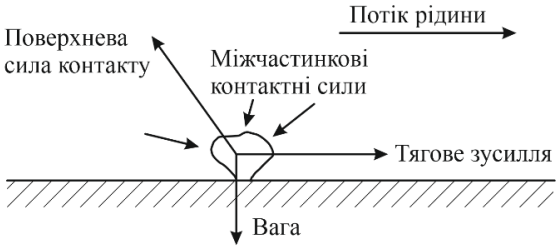


Рисунок 5.43– Схема сил, що діють на частинку, яка рухається у потоці рідини та контактує із твердою поверхнею

Інтенсивність гідроабразивного зношування визначається кількістю та масою окремих частинок, що зіштовхуються із поверхнею, та швидкістю їх удару. Інтенсивність гідроабразивного зношування E пов’язана із швидкістю v степеневою залежністю [233]:

$$E = k \cdot v^n \tag{5.18}$$

де k – стала;

n – показних експоненти при швидкості, що залежить від умов ерозії та матеріалу (від 2 до 2,5 для металів та від 2,5 до 3 для керамічних матеріалів).

Математична формалізація процесів ерозійно-абразивного зношування елементів запірного вузла у складі тривимірного гетерогенного потоку базується на інтеграції Лагранжевих траєкторій дисперсної фази з феноменологічними моделями деструкції поверхневого шару металу. Несуче середовище (нафта) розглядається як Ейлерів континуум в'язкої нестисливої рідини, рух якої описується усередненими за Рейнольдсом рівняннями Нав'є-Стокса (RANS). Для коректного чисельного відтворення турбулентних пульсацій і відривних течій у зонах різкої зміни геометрії проточного каналу (ексцентричне зміщення шибера) використано диференціальну k-ε модель турбулентності. Для обчислення швидкості масового винесення матеріалу з контактних поверхонь шибера 2 та сідел 3 внаслідок мікрорізання та пластичного деформування ударами частинок шламу застосовано диференціальну модель ерозії Ока. Швидкість локального ерозійного зношування E_r (кг/м^2·с) визначається як функція кінетичної енергії співударів, кута атаки та відносної твердості матеріалів:

$$E_r = q(\alpha)\cdot E_{90}\cdot\left(\frac{\upsilon_p}{\upsilon_{ref}}\right)^k\cdot\left(\frac{d_p}{d_{ref}}\right)^m$$

де υ_p та d_p – локальна швидкість та діаметр частинки піску в момент удару;

υ_{ref} та d_{ref} опрні (базові) параметри калібрування;

k, m – емпіричні показники степеня, що характеризують енергоємність руйнування кристалічної ґратки сталі;

E_{90} – базовий знос при ортогональному ударі ($\alpha = 90$).

Функція кута атаки $q\ (\alpha)$ описує кінематику зрізання мікрооб'ємів металу при тангенціальних ударах частинок шламу:

$$q(\alpha) = (\sin\alpha)^n \cdot [1 + H_\upsilon \cdot (1 - \sin\alpha)]^p$$

де H_υ – мікротвердість поверхневого шару шибера,

n, p – константи форми ерозійної кривої для пластичних матеріалів.

Такий інтегральний підхід дозволяє розрахунковому комплексу CFD трансформувати механічні параметри динамічного співудару частинок у кількісний показник лінійної деградації стінок запірного органу засувки.

Тривалі спостереження за відмовами нафтового обладнання дозволяють поділити всі причини відмов на чотири основні групи:

– корозійне руйнування;

– деформації і злами;

– зношування;

– відкладання на робочих поверхнях обладнання речовин, які містяться в експлуатаційних середовищах [36].

Проектоване обладнання устя свердловини працює в складних експлуатаційних умовах [37], що характеризуються безперервністю його роботи при тисках до 70 МПа і температурі до 100°С.

В продукції багатьох нафтогазових родовищ міститься велика кількість діоксиду вуглецю (CO_2) і сірководню (H_2S). Присутність цих складових викликає прискорений процес внутрішньої корозії нафтопромислового обладнання.

На практиці при експлуатації фонтанної арматури найчастіше спостерігаються виходи з ладу затворів засувок, деталей фланцевих з’єднань, кульок тощо.

Суттєвий і своєрідний вплив на характер та інтенсивність протікання зносу здійснює середовище. Часто розвивається корозійно-механічне зношування, яке протікає під час тертя матеріалів, що вступили в хімічну взаємодію з середовищем. Інтенсивність зносу зростає за рахунок полегшення руйнування верхнього шару матеріалу. При цьому зносостійкість матеріалу залежить від того, який з цих процесів за інтенсивністю переважає. Крім того, необхідно враховувати, що знос залежить від таких чинників, як твердість і шорсткість поверхонь тертя, величини

зазору між деталями, швидкість тертя, режим роботи, температури середовища тощо. В залежності від цих чинників визначається час безвідмовної роботи.

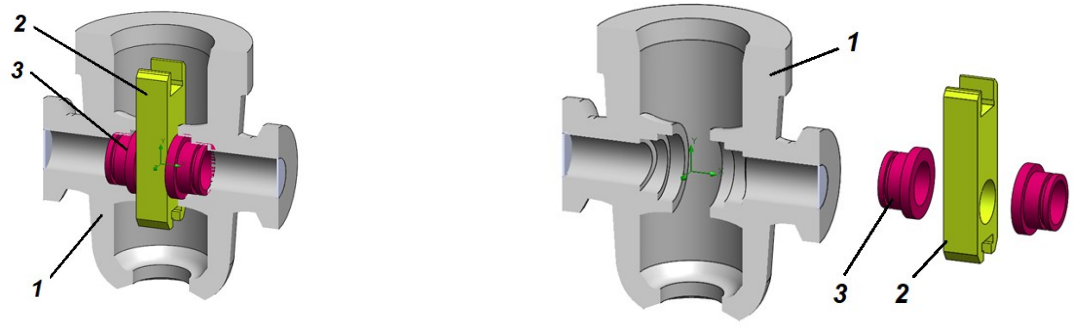
Основними причинами абразивного зношування є наступні:

1. Нерівності зв’язаних поверхонь внаслідок неякісної механічної обробки або контактного зношування, завдяки чому тверді частинки (або нерівності) матеріалу однієї деталі руйнують матеріал зв’язаної деталі.

2. Наявність в робочому середовищі твердих частинок, які рухаються між поверхнями обох деталей і руйнують їх.

Розроблено спосіб дослідження зносу елементів засувки з допомогою імітаційного моделювання [233].

З цією метою розроблено тримірні моделі елементів засувки (корпус, шибер та сідла), які контактують із робочим середовищем – нафтою із вмістом абразивних частинок (рис. 5.44).



а) б)

а) – загальний вигляд; б) – рознесений вигляд; 1 – корпус; 2 – шибер; 3 – сідло

Рисунок 5.44 – Тримірні моделі елементів засувки

У програмі FlowSimulation розроблено розрахункову схему (рис. 5.45).

Вхідними даними для моделювання прийнято:

– об’ємну витрату рідини на виході – 0,01 $м^3/с$;

– тиск на вході – 35 МПа;

– власитвості рідини – тип Olive oil;

– властивості абразивних частинок – тип пісок;

Для дослідження взято умовне зміщення осі шибера засувки відносно осі проточної частини її корпусу рівною 10 мм (рис. 5.46).

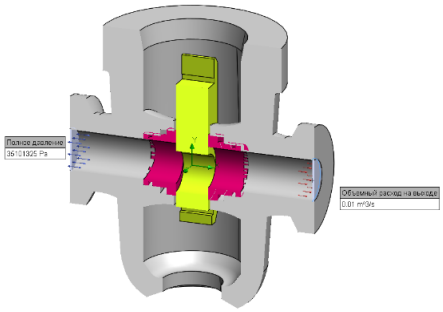


Рисунок 5.45 – Розрахункова схема

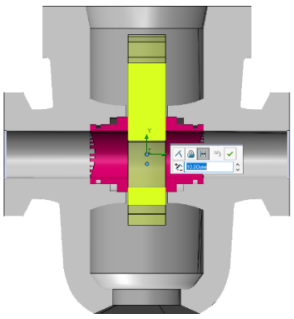


Рисунок 5.46 – Умовне зміщення осі шибера

Чисельний розв’язок сформованої просторової CFD-задачі дозволив ідентифікувати топологію просторових полів тиску та швидкості у внутрішніх порожнинах арматури за умов часткового перекриття затвора (рис. 5.47, 5.48). На отриманій епюрі розподілу тиску (рис. 5.47) чітко фіксується ефект інтенсивного гідродинамічного дроселювання потоку: при проходженні флюїду через серпоподібну щілину умовним зазором 10 мм відбувається різке падіння статичного тиску від початкових 35 МПа до субкритичних значень. Градієнт потенційної енергії тиску, відповідно до закону збереження енергії, трансформується у кінетичну енергію несучої фази. Локальна швидкість руху нафтового потоку у найвужчому прохідному перерізі концентровано зростає, досягаючи екстремального значення (рис. 5.48). Сформований високошвидкісний струмінь зазнає різкого кутового відхилення, що ініціює утворення масштабних вторинних вихорів безпосередньо у застійних зонах за шибером і створює передумови для спрямованого кінетичного удару дисперсних частинок об металеві поверхні рухомого елемента.

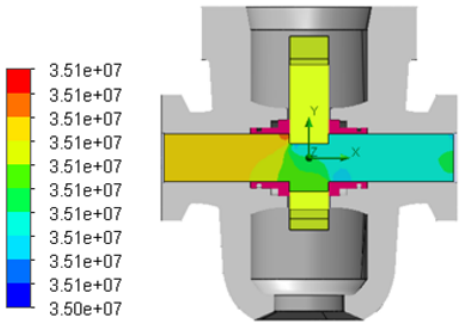


Рисунок 5.47 – Розподіл тиску

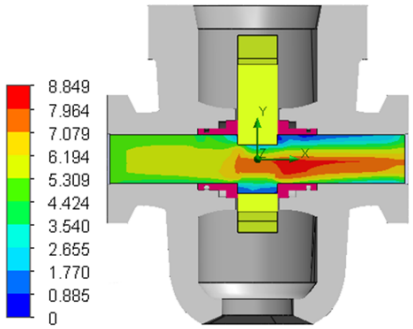


Рисунок 5.48 – Розподіл швидкості

Оскільки об’єктом дослідження у роботі є процес зношування, то використано модуль програми FlowSimulation – «Розрахунок руху частинок» [234].

При роботі з цим модулем розглядаються:

– фракції абразивних частинок

– умови контакту фракцій з стінками;

– налаштування розрахунку

Фізичні моделі розрахунку руху частинок наведені у розділі 2.

При моделюванні прийнято діаметр частинки піску, рівний 1 мм, умови на стінках – ідеальне відбиття.

На рисунку 5.49 наведено картини зносу на поверхнях деталей, які контактують із рідиною та абразивними частинками, що в ній містяться.

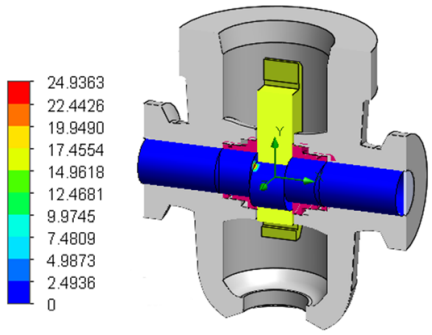


Рисунок 5.49 – Знос деталей, що контактують із рідиною та абразивними частинками

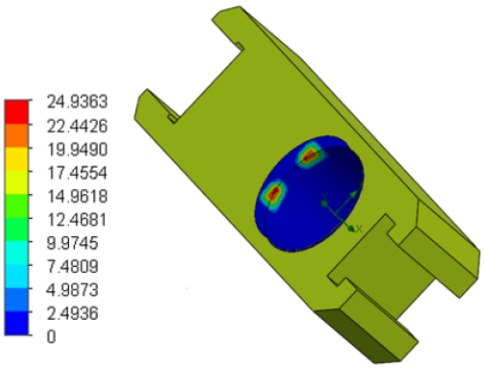


Рисунок 5.50 – Зони зносу шибера засувки

Аналіз просторових полів ерозійної деструкції (рис. 5.49, 5.50) свідчить про виражений нерівномірний, локалізований характер протікання процесу руйнування матеріалу. Інтегральний максимум лінійної швидкості гідроабразивного зносу

зосереджений на вхідній та нижній ущільнювальних кромках шибера 2 і становить 26 мм/рік. Для прецизійної кількісної оцінки градієнта деградації в межах виділених траєкторій виконано побудову графічних залежностей лінійного зносу вздовж просторових ліній перетину (рис. 5.51, 5.52).

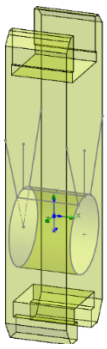


Рисунок 5.51 – Лінії на поверхні шибера у зонах найбільшого зносу

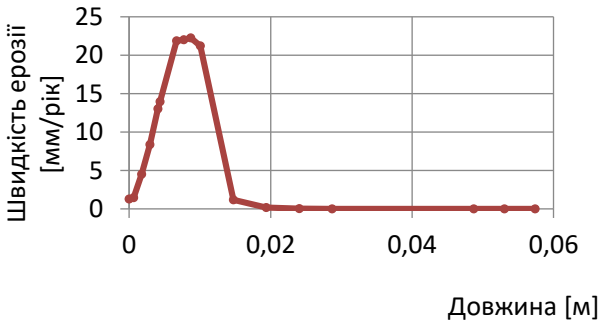


Рисунок 5.52 – Залежності величини зносу шибера по довжині лінії, розміщеній на поверхні у зоні найбільшого зносу

Аналіз отриманих кривих (рис. 5.52) фіксує наявність двох чітко виражених пікових екстремумів, які розташовані дзеркально відносно вертикальної осі симетрії шибера. Фізико-механічна природа такої локалізації деталізується епюрою просторового розподілу швидкостей руху абразивних частинок (рис. 5.53).

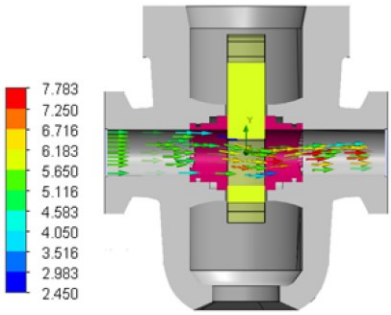


Рисунок 5.53 – Розподіл швидкостей руху частинок у поперечному перерізі досліджуваної моделі

Кварцові частинки піску діаметром 1 мм внаслідок дії значних відцентрових та інерційних сил не здатні повторювати траєкторії ліній течії рідкої фази. Вони сепаруються з потоку і під кутами атаки α = 15-30^0 здійснюють серію послідовних

ударів об ущільнювальний фасонний профіль шибера. При таких гострих кутах ударів механізм руйнування носить характер мікрорізання та втомного відшаровування деформованих мікрооб’ємів металу, що багаторазово підсилюється в реальних умовах супутніми процесами вуглекислотної корозії (ефект корозійно-механічної деструкції). Важливим етапом дослідження є верифікація розробленої чисельної Лагранжевої моделі з натурними даними експлуатаційних відмов. Порівняльний аналіз топографії зносу моделі та шибера, демонтованого з реальної устьової арматури після тривалого робочого циклу (рис. 5.54), продемонстрував високу якісну та кількісну збіжність локалізації каверн руйнування.

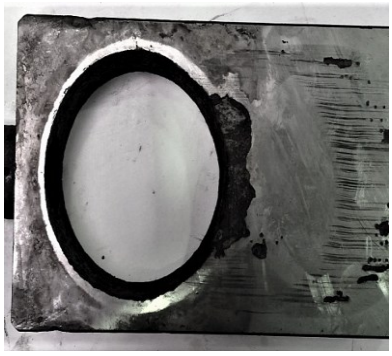


Рисунок 5.54 – Знос шибера у промислових умовах

Це теоретично підтверджує фізичну адекватність обраних крайових умов та моделей зношування. Таким чином, розроблений метод тривимірного CFD-моделювання дозволяє з високою достовірністю прогнозувати точний міжремонтний період (ресурс герметичності) запірних вузлів фонтанної арматури на стадії їхнього проєктування, обґрунтовувати зони локального геометричного зміцнення та оптимізувати режими експлуатації свердловинного обладнання для попередження екологічно небезпечних флюїдопроявів [233].

Висновки до розділу

1 На основі узагальнення наслідків критичних відмов нафтогазового обладнання обґрунтовано необхідність розроблення предиктивних методів

оцінювання їхнього технічного стану в реальних умовах експлуатації. Доведено доцільність застосування мультифізичного імітаційного моделювання як базового інструменту для дослідження кінетики знакозмінного навантаження, кавітаційно-ерозійного зношування та деградації конструкційних матеріалів під дією багатофазних високотискових потоків. Це дає змогу віртуально відтворювати сценарії граничних станів складних технічних систем, здійснювати превентивне прогнозування їх відмов та оптимізувати геометричні параметри елементів машин з метою підвищення екологічної та промислової безпеки об’єктів галузі.

2 На основі комплексного чисельного моделювання напружено-деформованого стану елементів спайдерів у середовищі Ansys Workbench підтверджено їхню експлуатаційну надійність та безпечність для тіла бурильних і обсадних труб під дією граничних робочих навантажень. Встановлено характер розподілу еквівалентних напружень та контактних тисків у системі «клин–труба», що дозволило теоретично обґрунтувати працездатність запропонованих конструктивних модифікацій і довело науково-технічну доцільність їх впровадження для попередження аварійних ситуацій та пом’якшення концентрації напружень під час спуско-підіймальних операцій.

3 Чисельне імітаційне моделювання роботи клапанного вузла бурового насоса підтвердило наявність кавітаційних процесів, які є домінуючим чинником зниження його експлуатаційної надійності. Оскільки технологічне зміцнення проточних поверхонь не усуває першопричин гідродинамічного збурення потоку, обґрунтовано, що підвищення ресурсу деталей можливе лише за рахунок впровадження вдосконаленого конструктивного рішення — клапана з узгодженим рухом із поршнем, спроможного суттєво знизити інтенсивність кавітаційних явищ за рахунок стабілізації швидкісних полів флюїду.

4 Результати випробувань на установці ПРЗ-19 підтвердили, що отримані дані можуть бути використані для прогнозування роботоздатності насосних штанг з урахуванням впливу корозійного середовища та роботи на викривлених ділянках свердловин. Встановлено, що за позацентрового розтягу втомні характеристики сталей 20Н2М та 15Н3МА з експлуатованих штанг є майже однаковими, проте для

сталі 20Н2М при осьовому розтязі вони нижчі. Найбільш суттєвим виявився негативний вплив експлуатаційної деградації сталі 20Н2М, що призвів до зниження її втомної міцності у 1,6 раза – це необхідно враховувати при оцінці ресурсу та виборі матеріалів для насосних штанг. У результаті імітаційного моделювання встановлено, що за рівня напружень 330 МПа кількість циклів до руйнування дослідного зразка насосної штанги перевищує 10^6 циклів, що є дещо нижчим порівняно з експериментально визначеними показниками довговічності. Отриману розбіжність пов’язано з неврахуванням у чисельній моделі впливу корозійно-агресивного середовища на процес втомного руйнування матеріалу.

5 Методами імітаційного моделювання досліджено функціонування свердловинного фільтра та встановлено залежність обсягів винесення механічних домішок від розміру фракцій піску. Доведено високу експлуатаційну ефективність конструкції фільтра, яка, на відміну від існуючих аналогів, характеризується підвищеною стійкістю до механічної кольматації. Показано, що утримання відфільтрованих частинок відбувається без суттєвого звуження прохідних перерізів фільтра, що унеможливлює додаткове зростання гідравлічного опору і стабілізує роботу свердловини.

6 Застосування розробленого методу імітаційного моделювання у середовищі Flow Simulation дозволило кількісно оцінити процеси ерозійного зношування запірних вузлів фонтанної арматури. Встановлено, що максимальне значення швидкості руйнування матеріалу досягає 26 мм/рік і має локалізований характер у двох дзеркально розташованих зонах шибера засувки. Завдяки високій збіжності результатів моделювання з експлуатаційними показниками підтверджено достовірність та коректність моделі, що обґрунтовує можливість її використання у практиці проєктування нафтогазового обладнання для підвищення його довговічності.

РОЗДІЛ 6
РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЙ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ І ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОВИХ СУМІШЕЙ ІЗ ПРОМИСЛОВИХ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРИ ЛІКВІДАЦІЇ ПОЖЕЖ НА НАФТОГАЗОВИХ ОБ'ЄКТАХ

У розділі наведено результати розроблення технологічних рішень та обладнання для охолодження димових газів промислових підприємств, виділення конденсату водяної пари, його уловлювання, а також подальшого транспортування і зберігання. Окрему увагу приділено застосуванню газових сумішей для підвищення рівня безпеки нафтогазових об'єктів і забезпечення вимог низьковуглецевого переходу. Особливий акцент зроблено на використанні сумішей CO_2–N_2 як ефективного середовища для ліквідації пожеж.

У розділі досліджено вплив геометричних і конструктивних параметрів сопел Лаваля, адсорберів, сепаратора та іншого обладнання на характеристики газових потоків, ефективність очищення, теплообміну та сепарації. Для цього застосовано наукові основи імітаційного моделювання, зокрема CFD-моделювання, метод скінченних елементів та алгоритми автоматизованого аналізу, що дозволило дослідити гідродинамічні, теплові та механічні процеси без проведення великої кількості натурних експериментів. Отримані результати використано для оптимізації конструкцій обладнання, підвищення їх ефективності, надійності та безпечності експлуатації.

6.1 Реалізація низьковуглецевого переходу при підвищенні безпеки нафтогазових об'єктів

Одним із ключових напрямів сучасного розвитку енергетики та нафтогазової галузі є поєднання заходів низьковуглецевого переходу з підвищенням рівня промислової безпеки. Це стосується, зокрема, утилізації діоксиду вуглецю (CO_2) та азоту (N_2), які утворюються як побічні продукти на промислових об'єктах. Традиційно ці гази викидалися в атмосферу, посилюючи парниковий ефект та забруднення довкілля. В умовах глобальних кліматичних викликів та вимог

міжнародних угод (Європейський зелений курс, Паризька кліматична угода) таке рішення є неприйнятним [235, 236].

Сучасна концепція полягає в тому, щоб не викидати гази, а організовувати їх збір, транспортування до свердловин, складування та подальше використання. Зокрема, CO_2 і N_2 можуть ефективно застосовуватися для таких цілей:

– підвищення безпеки нафтогазових об'єктів шляхом використання в системах пожежогасіння (газо- та піноутворення, створення інертного середовища у резервуарах) [114];

– технологічні процеси видобутку – закачування в пласт для підвищення нафтовіддачі (Enhanced Oil Recovery, EOR) [237];

– охолодження та інертне середовище для запобігання вибухам при роботі з легкозаймистими продуктами [238];

– створення буферних систем під час транспортування та зберігання нафтопродуктів [239].

Організація транспортних систем для CO_2–N_2 базується на використанні трубопроводів високого тиску та мобільних кріогенних цистерн. Для нафтогазових регіонів доцільно створювати локальні мережі транспортування CO_2 з цементних та металургійних заводів до свердловин, де він може бути використаний для підтримання тиску в пласті або як інертний агент [240].

Для зберігання газів застосовуються:

– наземні кріогенні резервуари високого тиску;

– підземні геологічні формації (соляні каверни, виснажені газові родовища);

– мобільні ємності, інтегровані в системи пожежної безпеки [241, 242].

Накопичений CO_2 та азот можуть використовуватись: у системах об'ємного пожежогасіння на нафтогазових об'єктах [129]; для створення пінної завіси під час гасіння розливів нафти чи фонтанування свердловин [120]; як інертний заповнювач резервуарів, що мінімізує ризик займання парів нафтопродуктів [243].

Розглядувана стратегія дозволяє одночасно:

– зменшити викиди парникових газів у атмосферу [235, 236];

– підвищити безпеку нафтогазових об'єктів [114];

– створити додаткову цінність із промислових відходів [239];

– інтегрувати нафтогазові компанії у глобальний процес декарбонізації [237, 238].

Поєднання низьковуглецевого переходу з підвищенням промислової безпеки є ключовим напрямом розвитку нафтогазової галузі. Використання CO_2 та N_2 як вторинних ресурсів дозволяє зменшити викиди парникових газів, підвищити безпеку об’єктів і ефективність технологічних процесів. Застосування цих газів у системах пожежогасіння, транспортуванні та зберіганні нафтопродуктів формує замкнені екологічні цикли й сприяє переходу галузі до стійкого, екологічно орієнтованого розвитку.

Наступний підрозділ 6.2 логічно продовжує цю тему і зосереджується на практичному застосуванні саме сумішей CO_2–N_2 для ліквідації відкритих пожеж, що є одним із найбільш критичних аспектів безпеки у нафтогазовій галузі.

6.2 Застосування сумішей діоксид вуглецю–азот для ліквідації відкритих пожеж на нафтогазових об’єктах

Проблема гасіння пожеж у нафтогазовій промисловості є однією з найактуальніших через високу пожежну небезпеку процесів видобутку, транспортування та зберігання вуглеводнів. Традиційні методи пожежогасіння (водяні системи, порошкові та піноутворюючі склади) мають низку обмежень, пов’язаних з корозією обладнання, недостатньою ефективністю при гасінні розливів нафтопродуктів чи торф’яних масивів, а також складністю локалізації вогнища займання при фонтануванні свердловин.

Попри ефективність, застосування CO_2 для ліквідації пожеж має низку обмежень. По-перше, при масштабних пожежах об’ємів газу може бути недостатньо для тривалого подавання. По-друге, надмірні концентрації CO_2 становлять небезпеку для персоналу через ризик асфіксії [114]. У зв’язку з цим все частіше розглядається підхід до створення сумішей CO_2–N_2, які дають можливість знизити питомі витрати CO_2 та розширити масштаби його використання [244].

Принцип дії сумішей CO_2–N_2 ґрунтується на витісненні кисню із зони горіння, охолодженні горючої речовини та ізоляції полум’я.

Діоксид вуглецю (CO_2) має низку характеристик, які роблять його ефективним засобом пожежогасіння:

– густина газу вища за густину повітря, що сприяє його осіданню на поверхню горючих речовин;

– висока теплоємність, яка забезпечує охолодження середовища;

– інертність і відсутність здатності підтримувати горіння.

Азот (N_2) характеризується:

– широкою доступністю та можливістю зберігання у великих об’ємах у газосховищах;

– відсутністю токсичності в концентраціях, необхідних для гасіння;

– здатністю ефективно витісняти кисень з осередку займання.

Поєднання CO_2 та азоту дозволяє отримати суміш із регульованими параметрами, придатну для різних типів пожежних ситуацій.

Застосування чистого CO_2 обмежене через його дефіцит у випадку необхідності гасіння великих площ чи об’ємів. Натомість суміші CO_2 та азоту дозволяють накопичувати значні резерви газів у газосховищах та оперативно застосовувати їх у разі масштабних аварій.

Такі суміші можуть бути ефективними у випадках:

– розливів нафти на відкритій поверхні;

– фонтанування нафтових і газових свердловин;

– аварій на резервуарних парках і нафтосховищах;

– гасіння торф’яних пожеж, які характеризуються складністю локалізації.

Одним із перспективних напрямів є створення піни на основі CO_2 з домішками азоту. Така технологія має низку переваг:

– забезпечує чітке візуальне окреслення зони гасіння;

– завдяки високій густині CO_2 піна осідає на поверхні, ізолюючи горючу речовину від кисню;

– азот у складі суміші сприяє подовженню часу дії піни та підвищує її стабільність;

– можливість контролювати площу гасіння за рахунок видимого шару піни.

Експериментальні дослідження показали, що застосування піни на основі CO_2–N_2 знижує час гасіння на 25–30% порівняно з використанням лише CO_2 [244].

Подавання сумішей CO_2–N_2 може здійснюватися за допомогою існуючого обладнання для газового та пінного пожежогасіння. Це дає змогу мінімізувати потребу у розробці нових систем та інтегрувати метод у наявні протипожежні комплекси підприємств. Основними параметрами, які необхідно враховувати при проектуванні таких систем, є:

– тиск та витрата газової суміші;

– радіус та дальність подачі;

– стабільність піни у різних умовах (температура, вітер, вологість);

– можливість застосування як для локальних, так і для масштабних пожеж.

За даними [245], застосування сумішей CO_2–N_2 у системах гасіння великих резервуарів дозволяє скоротити витрати CO_2 на 40%, не знижуючи ефективності ліквідації пожежі. У дослідженнях [244] було продемонстровано можливість інтеграції азоту у системи аварійного гасіння свердловин, що забезпечує стабільність подавання газу упродовж тривалого часу.

У практиці США та ЄС азот широко застосовується для інертного захисту резервуарів із нафтопродуктами [114]. Китайські нафтогазові компанії експериментально впроваджують суміші CO_2–N_2 у вигляді піни для локалізації розливів нафти на відкритих площах.

Для транспортування CO_2–N_2 можна використовувати існуючі системи газового та пінного пожежогасіння. Дослідження [244, 245, 246] підтверджують, що застосування газових сумішей з CO_2 та N_2 може бути на 20–30% ефективнішим у великих масштабах, ніж використання чистого CO_2.

Далі у роботі послідовно розглянуто обладнання та основні технологічні етапи обробки димових газів промислових підприємств які забезпечують їх підготовку до подальшого використання. Зокрема, наведено результати досліджень

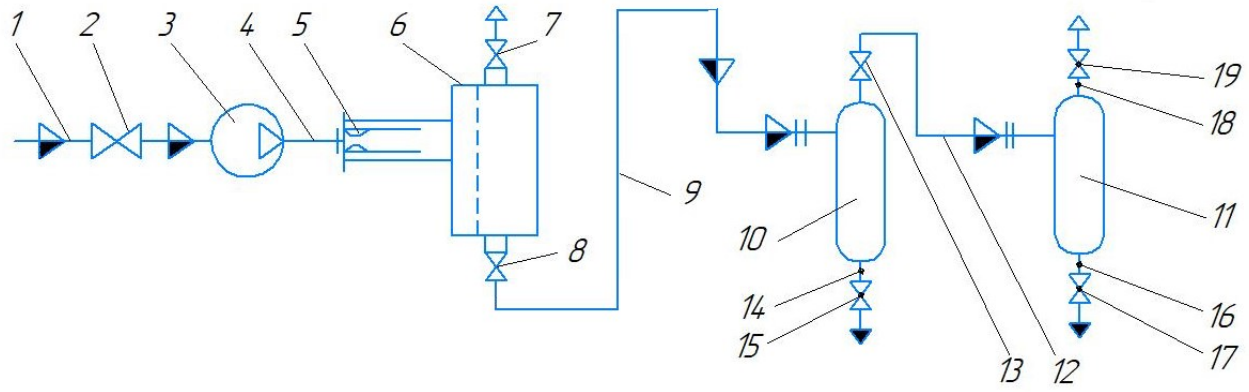
процесів охолодження та конденсації димових газів, очищення газового потоку від конденсату водяної пари, відділення діоксиду вуглецю, а також особливості транспортування і зберігання газу та краплинної рідини.

6.3 Охолодження та конденсація димових газів

6.3.1 Спосіб виділення рідини і механічних частинок з газового потоку

Розроблено новий спосіб [200] виділення рідини і механічних частинок з газового потоку, метою якого є підвищення ефективності очищення газу (наприклад, CO_2) у великих об’ємах від водяної пари і механічних домішок.

Спосіб здійснюється в такій послідовності (рис. 6.1) [200].



1, 4, 12, 18 – патрубок; 2, 13, 14, 17 – запірний елемент; 3 – компресор; 5 – сопловий охолоджувач; 6 – буферна камера; 7, 8 – запірний елемент; 9 – відвід; 10, 11 – сепаратор; 14, 16 – зливний патрубок; 19 –запірний елемент випуску очищеного газу

Рисунок 6.1 – Функціональна схема установки для відокремлення рідини і механічних частинок з газового потоку

Газ високої температури (+120 °С ÷ +160 °С) з великим вмістом водяної пари і механічних частинок поступає по вхідному патрубку через запірний елемент 2 і компресор 3, де здійснюється регулювання подачі і тиску потоку гарячого газу в патрубку 4 , при цьому з швидкістю, яка досягає звукового бар’єру у сопловому

охолоджувачі 5, в якому проходить скачок зміни температури потоку газу. При цьому частково охолоджений потік газу з соплового охолоджувача 5 поступає в буферну камеру 6, де водяний пар перетворюється в дрібнодисперсну краплинну рідину і газовий потік з дрібнодисперсною краплинною рідиною та механічними частинками через запірний елемент 8, який знаходиться в нижній частині буферної камери 6 і відвід 9 подається в сепаратор 10, де відбувається перший етап виділення рідини і механічних частинок, які відбираються через зливний патрубок 14 і запірний елемент 15. Запірний елемент 7, який розташований у верхній частині буферної камери 6 може служити при необхідності для проміжного контролю параметрів і стану газу [200].

Наступний етап очищення газового потоку відбувається в такій послідовності. Газ, попередньо охолоджений і очищений в сепараторі 10 через патрубок 12 і запірний елемент 13 подається в наступний сепаратор 11 (в даному каскаді сепараторів може бути декілька послідовно під'єднаних сепараторів в залежності від необхідної якості очищення газу). Сепаратор 11 в даному випадку є кінцевим, в якому відбувається виділення залишків дрібнодисперсної рідини та можливих механічних частинок, які випускаються із сепаратора 11 через зливний патрубок 16 і запірний елемент 17, що розміщений в нижній частині даного сепаратора, а через патрубок 18 і запірний елемент 19, які знаходяться в верхній частині кінцевого сепаратора 11 відбирається остаточно очищений газовий потік [200].

6.3.2 Дослідження впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на зміну температури потоку газу

Сопло Лаваля прискорює газовий потік до надзвукових швидкостей. Для його роботи потрібна достатня масова витрата та оптимальний тиск на виході, який не має бути надто низьким, щоб уникнути втрати надзвукового режиму чи нестабільності потоку. На практиці тиск навколишнього середовища повинен перевищувати тиск у надзвуковому потоці не більш ніж у 2,7 раза [247, 248].

Сопло Лаваля є широко розповсюдженим, проте його конструкцію досліджують та вдосконалюють залежно від сфери застосування. Зважаючи на те, що під час проходження через сопло знижується температура середовища, то проведено дослідження методом скінченних об’ємів зміну температури середовища при різних формах сопла Лаваля в програмі FlowSimulation [249].

На рисунку 6.2 показано досліджувані форми конструкції сопел.

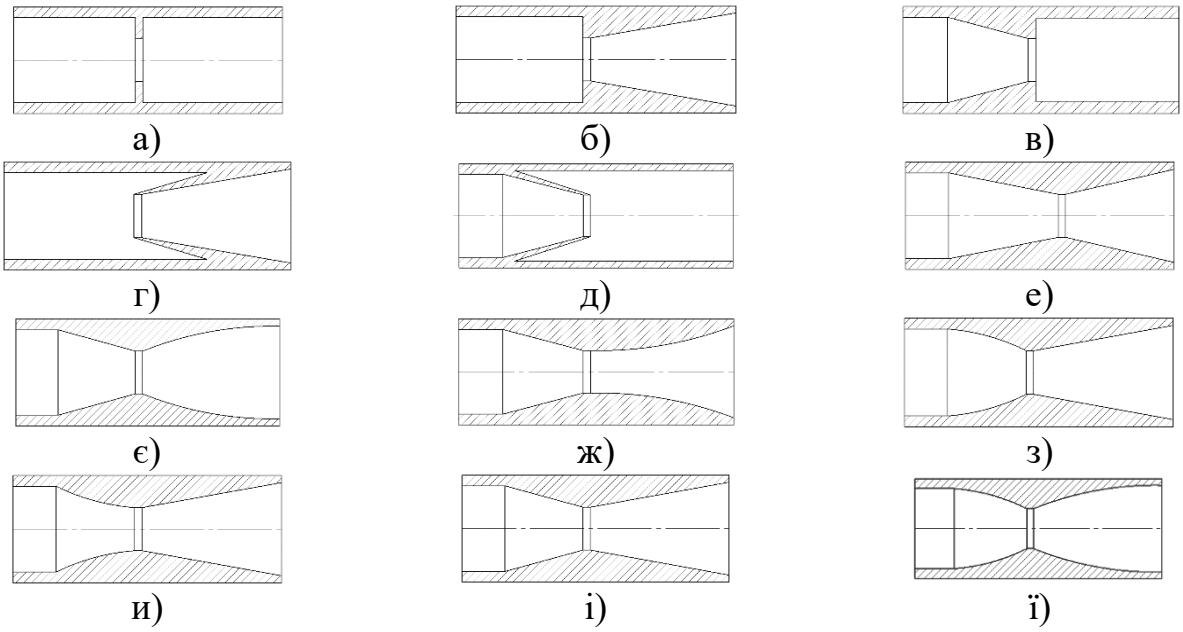


Рисунок 6.2 – Досліджувані форми конструкції сопел

На рисунку 6.3 зображено конструкцію одного із сопел з основними розмірами, які аналогічними для всіх інших конструкцій сопел.

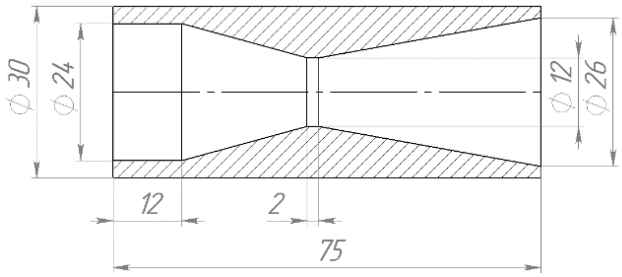


Рисунок 6.3 – Конструкція сопла з вказаними основними розмірами

Вхідними даними для моделювання є:

– середовище (водяна пара (70 %) + діоксид вуглецю (30 %);

– тиск на вході сопла – 1,5 атм;

– температура середовища 100 ^{0}C;

– витрата середовища – 0,06 м^3/с;

– шорсткість внутрішніх поверхонь – Ra12,5.

Під час імітаційного моделювання приймаються наступні припущення [249]:

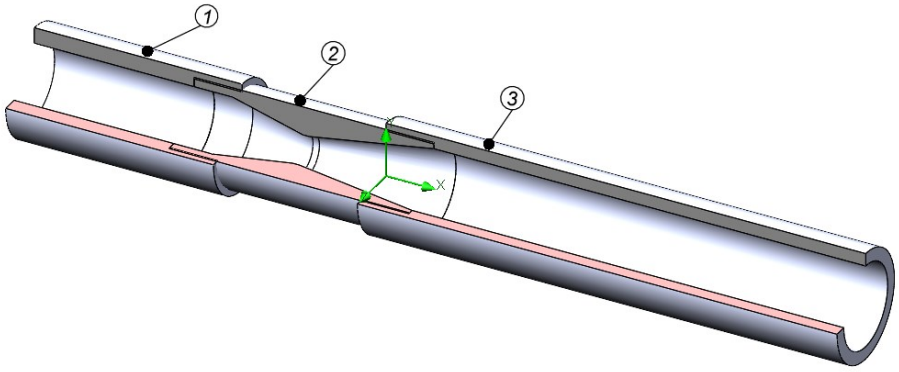
– газовий потік є ізоентропним та адіабатичним;

– рух газу є стаціонарним та одномірним;

– масова витарата газу однакова у всіх поперечних перерізах потоку;

– впливом всіх зовнішніх сил та полів знехтувано.

У межах обчислювальної газової динаміки (CFD) математична постановка неізотермічного руху стисливої багатокомпонентної суміші (водяна пара 70 % та діоксид вуглецю 30 %) у просторових каналах сопел описується замкненою системою диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса, рівняння неперервності та закону збереження енергії з урахуванням термодинамічних параметрів стану реального газу. Зміна температурного поля ΔT вздовж поздовжньої осі каналу визначається внутрішнім деформаційним перерозподілом енергії при переході потенційної енергії тиску в кінетичну енергію надзвукового струменя. Для мінімізації впливу чисельних збурень на вхідній та вихідній межах розрахункової області просторову дискретизацію виконано для інтегрованої системи, де досліджуване сопло 2 розташоване між коаксіальними вхідним 1 та вихідним 3 патрубками (рис. 6.4). Такий методологічний крок дозволяє стабілізувати ітераційний процес розв'язання системи диференціальних рівнянь методом скінченних об'ємів, оскільки крайові умови (вхідний тиск P_{in} = 0,152 МПа, початкова температура T_0 = 100 ºС та витрата Q = 0,06 м^3/с) дислоковані на достатній відстані від зони критичного перерізу, де градієнти газодинамічних параметрів сягають своїх екстремумів.

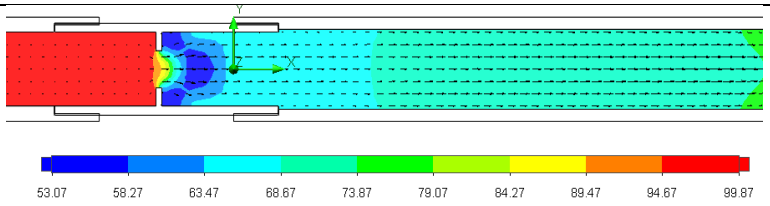
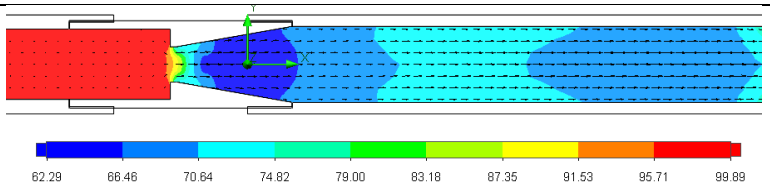
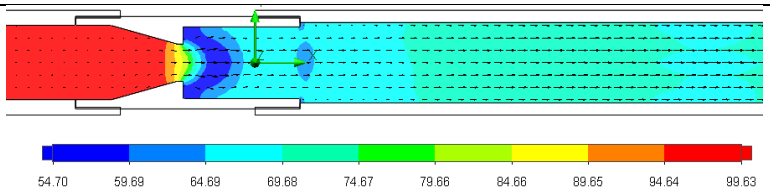


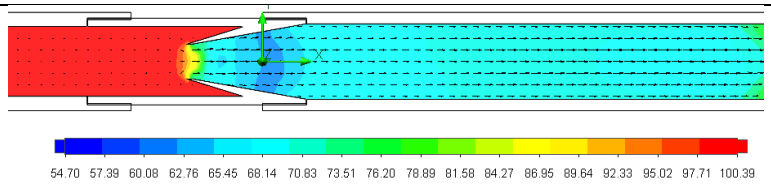
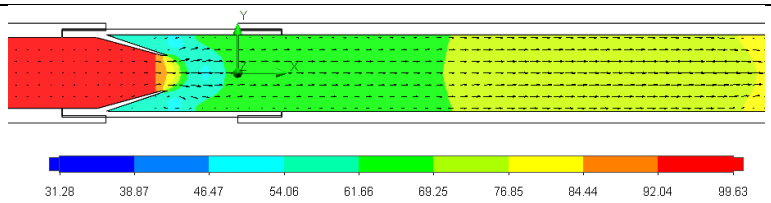
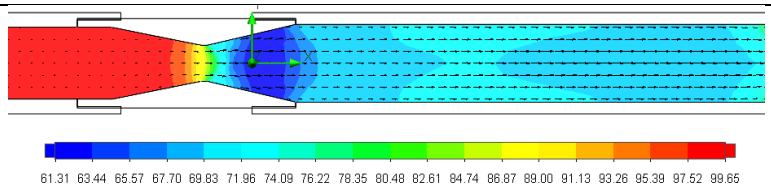
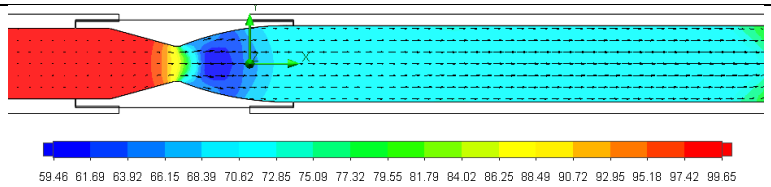
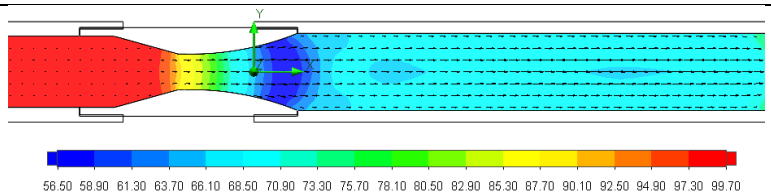
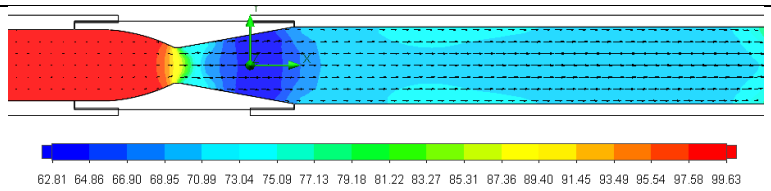
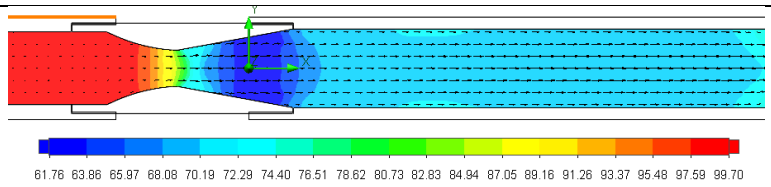
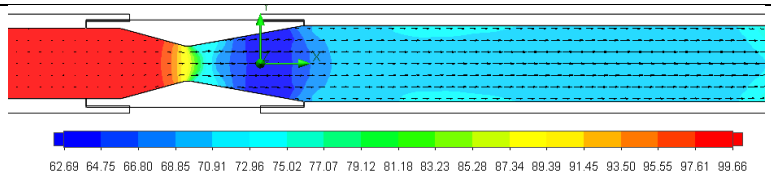
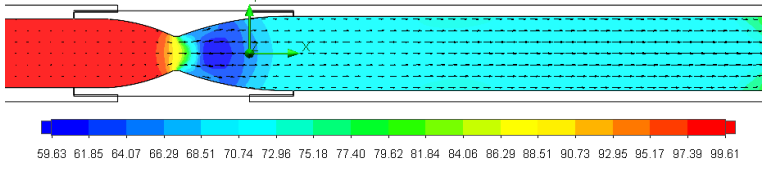
1 – вхідний патрубок; 2 – сопло; 3 – вихідний патрубок

Рисунок 6.4 – Тривимірна модель сопла для дослідження

Наведені отримані результати імітаційного моделювання для досліджуваних форм конструкцій сопел (табл. 6.1). Доцільно зауважити, що серед отриманих результатів в подальшому будемо розглядати один найбільш вагомий для практичного застосування параметр – температуру по довжині потоку газового середовища [249].

Таблиця 6.1 – Розподіл температури по довжині потоку газового середовища сопел різної форми

Сопло	Розподіл температури середовища (^{0}C)
А	
Б	
В	

Г	 54.70 57.39 60.08 62.76 65.45 68.14 70.83 73.51 76.20 78.89 81.58 84.27 86.95 89.64 92.33 95.02 97.71 100.39
Д	 31.28 38.87 46.47 54.06 61.66 69.25 76.85 84.44 92.04 99.63
Е	 61.31 63.44 65.57 67.70 69.83 71.96 74.09 76.22 78.35 80.48 82.61 84.74 86.87 89.00 91.13 93.26 95.39 97.52 99.65
Є	 59.46 61.69 63.92 66.15 68.39 70.62 72.85 75.09 77.32 79.55 81.79 84.02 86.25 88.49 90.72 92.95 95.18 97.42 99.65
Ж	 56.50 58.90 61.30 63.70 66.10 68.50 70.90 73.30 75.70 78.10 80.50 82.90 85.30 87.70 90.10 92.50 94.90 97.30 99.70
З	 62.81 64.86 66.90 68.95 70.99 73.04 75.09 77.13 79.18 81.22 83.27 85.31 87.36 89.40 91.45 93.49 95.54 97.58 99.63
И	 61.76 63.86 65.97 68.08 70.19 72.29 74.40 76.51 78.62 80.73 82.83 84.94 87.05 89.16 91.26 93.37 95.48 97.59 99.70
І	 62.69 64.75 66.80 68.85 70.91 72.96 75.02 77.07 79.12 81.18 83.23 85.28 87.34 89.39 91.45 93.50 95.55 97.61 99.66
Ї	 59.63 61.85 64.07 66.29 68.51 70.74 72.96 75.18 77.40 79.62 81.84 84.06 86.29 88.51 90.73 92.95 95.17 97.39 99.61

Аналіз отриманих просторових ізополей температурних полів (табл. 6.1) дозволяє класифікувати досліджувані геометричні форми за характером протікання адіабатичного розширення та топологією зон максимального охолодження. Для сопел топологічної групи А та В зафіксовано різке падіння локальної температури на зрізі дифузора. Проте конфігурація каналу з дискретним (ступінчастим) переходом діаметрів ініціює виникнення потужних локальних хвиль стиснення-розширення та косих стрибків ущільнення. Це призводить до значної дисипації енергії, зростання сумарного гідравлічного опору і створює ризик фазового переходу вологи з подальшим льодоутворенням (кристалізацією) на внутрішніх стінках.

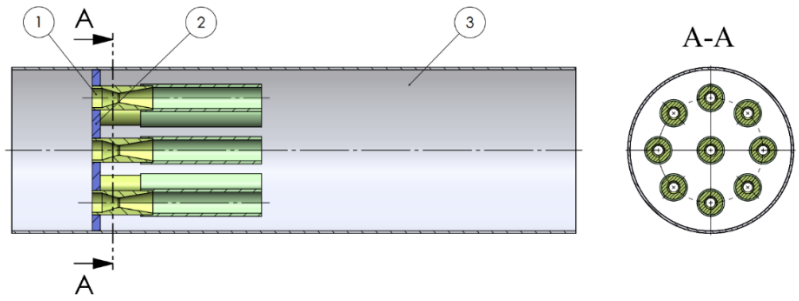
У соплах геометричної серії Б, Е, З, И та І зона стійкого температурного мінімуму зміщується вглиб дифузорної частини, що розширюється. Чисельно доведено, що протяжність цієї низькотемпературної зони корелює з радіусом кривизни конфузора та кутом розкриття сопла. Конструктивні варіанти Г та Д виявилися найменш ефективними з позицій температурної сепарації флюїду, оскільки викликають передчасний відрив пристінкового приграничного шару, трансформуючи надзвуковий режим у докритичний вихровий рух із локалізацією температурного мінімуму в обмежених пазушних зонах. Для сопла форми Ж зона максимального термічного ефекту стабілізується на вихідному зрізі та початковій ділянці патрубка 3, що свідчить про оптимальне узгодження геометрії дифузора з параметрами протитиску навколишнього середовища [249].

Аналіз результатів газодинамічного моделювання показує, що всі досліджувані модифікації сопел Лаваля забезпечують локальне зниження статичної температури багатокомпонентного газового потоку від початкових 100 ºС до мінімальних значень порядку 60 ºС. Проте просторова топологія низькотемпературного ядра є суттєво нерівномірною. Графічний та чисельний аналіз дозволив ідентифікувати три характерні термодинамічні зони: зону екстремального падіння температури за рахунок ізоентропного розширення, проміжну зону стабілізації термічного ефекту (в межах 70-80 ºС), яка має найбільшу протяжність у каналах з плавним конічним або опуклим профілем

дифузора, та зону подальшого компресійного відновлення температури внаслідок гальмування потоку. З позицій теорії надзвукових газовідділювачів, максимальна ефективність процесу охолодження та конденсації важких компонентів досягається у режимах, де локальне число Маха наближається до одиниці або незначно перевищує її, оскільки подальший розгін потоку супроводжується утворенням незворотних замикаючих стрибків ущільнення (прямих ударних хвиль), які викликають стрибкоподібне зростання температури та втрату кінетичної стабільності. На основі отриманих закономірностей для подальшої геометричної та режимної оптимізації обґрунтовано вибір сопел конфігурацій Б, Е, З, И, Ж та І. Розрахунково доведено, що варіація геометрії вхідного конфузора має інваріантний (мінімальний) вплив на вихідний термічний ефект, тоді як визначальним чинником тривалої підтримки низькотемпературного режиму є безвідривне обтікання стінок дифузорної частини, що виключає хвильові втрати напору і гарантує безаварійну роботу систем промислової підготовки газу [249].

6.3.3 Багатосопловий пристрій для охолодження димових газів промислових виробництв

З метою ефективної реалізації пропонованого способу відділення рідини і механічних частинок з газового потоку [200] із врахуванням складу та характеристик димових газів цементного виробництва розроблено та виготовлено багатосопловий пристрій (рис. 6.5).



1 – сопло; 2 – перегородка; 3 – корпус

Рисунок 6.5 – Багатосопловий пристрій

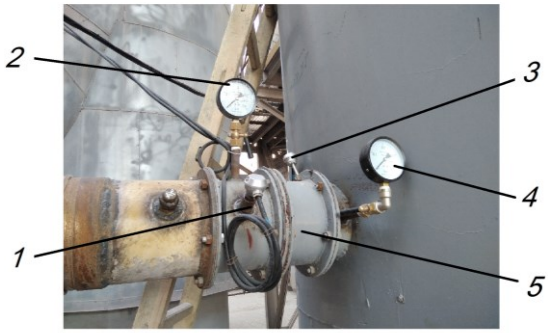
Математична постановка задачі чисельного моделювання просторової макроструктури течії у багатосопловому пристрої базується на розв'язанні тривимірних диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом (RANS), законів збереження маси, імпульсу та енергії. З огляду на складний полікомпонентний склад викидів цементного виробництва [250], термодинамічні параметри несучого середовища (густина ρ, ізобарна теплоємність C_p та динамічна в'язкість μ) розраховувалися локально в кожній комірці скінченно-об'ємної сітки за допомогою закону Дальтона та масових часток газових інгредієнтів (азоту 28 %, діоксиду вуглецю 22 %, водяної пари 11 %, кисню 9 % та повітря 30 %) [251]. Крайові умови на вхідному конторі відповідали реальним параметрам газовивідного тракту промислового виробництва [250]: абсолютний тиск P_{in} = 121325 Па, об'ємна витрата суміші Q = 0,4 м^3/с та початкова температура дисперсного потоку T_0 = 120 ºС. Чисельний розв'язок нелінійної системи диференціальних рівнянь здійснювався із застосуванням двопараметричної k-ε моделі турбулентності, адаптованої для розрахунку стисливих високошвидкісних струминних течій при взаємодії з поперечними перегородками.

З метою верифікації розробленої моделі та чисельних результатів імітаційного моделювання було створено дослідно-промисловий експериментальний стенд, інтегрований безпосередньо у технологічну лінію відбору димових газів цементного виробництва (рис. 6.6). Неочищений високотемпературний газовий потік за допомогою відцентрового вентилятора 2 подавався через перехідний трубопровід 3 на вхідний колектор багатосоплового пристрою 4. Після проходження через систему паралельних сопел Лаваля охолоджений та декомпресований газовий флюїд надходив у буферну камеру розширення 5, звідки через дренажний штуцер 6 відводився в атмосферу.

Для безперервного моніторингу газодинамічних параметрів та ідентифікації температурного градієнта на вхідному та вихідному фланцях багатосоплового вузла було змонтовано вимірювальний комплекс (рис. 6.7).

1 – джерело димових газів; 2 – вентилятор; 3 – труба; 4 – багатосопловий пристрій; 5 – буферна камера; 6 – штуцер

Рисунок 6.6 – Установка для охолодження димових газів



1, 3 – давач температури; 2, 4 – манометр; 5 – багатосопловий пристрій

Рисунок 6.7 – Багатосопловий пристрій та пристрої контролю

Розрахунковий тиск фіксувався за допомогою зразкових деформаційних манометрів 2 та 4. Реєстрація просторової зміни температури здійснювалася за допомогою високоточних малоінерційних хромель-копелевих термоелектричних перетворювачів (давачів температури) 1 та 3. Аналогові сигнали від термопар надходили на вторинні цифрові реєструвальні прилади (вказівники температури), що забезпечували безперервну фіксацію кінетики термічних процесів (рис. 6.8).

Рисунок 6.8 – Вказівники температури

На рисунках 6.9-6.10 показано зміну параметрів газового потоку вздовж осі багатосоплового пристрою.

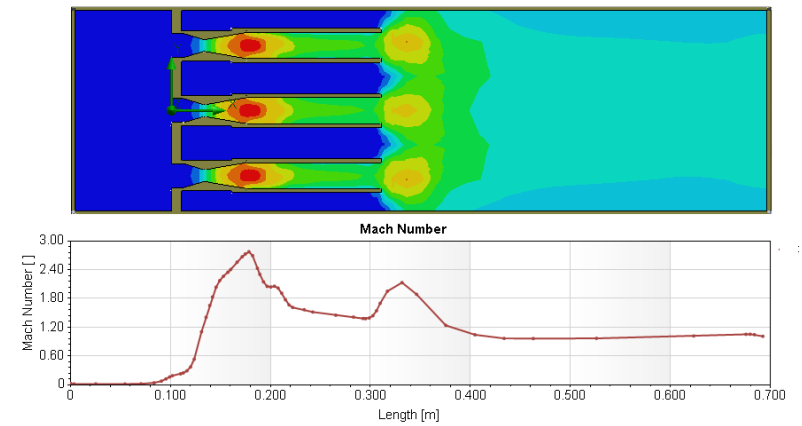


Рисунок 6.9 – Розподіл числа Маха у поздовжньому перерізі пристрою

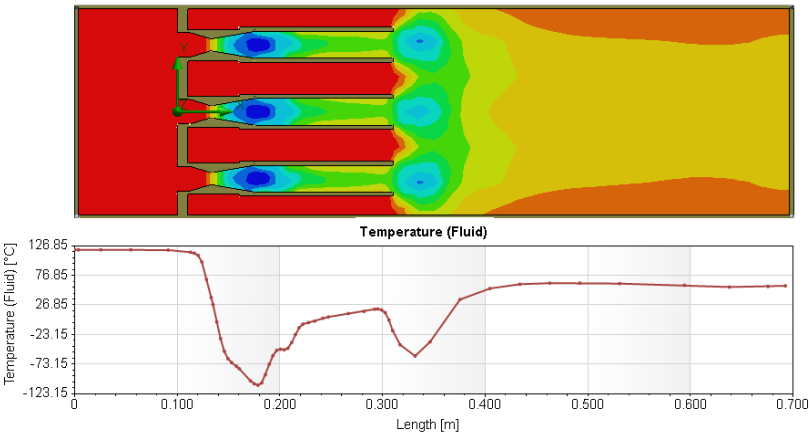


Рисунок 6.10 – Розподіл температури у поздовжньому перерізі пристрою

Аналіз отриманих числа Маха (рис. 6.9) та температурного розподілу (рис. 6.10) вздовж поздовжньої осі багатосоплового пристрою дозволив виявити фундаментальні закономірності формування надзвукової неізотермічної течії. Розрахунково доведено наявність чітко вираженого двоступеневого процесу термічної сепарації потоку. Перший ступінь реалізується безпосередньо всередині дифузорних частин сопел Лаваля, де внаслідок ізоентропного розширення потік розганяється до надзвукових швидкостей (M>1), що супроводжується інтенсивним падінням статичної температури. Другий ступінь охолодження спостерігається на виході газу із сопел у зоні вільного розширення струменя. Проте, як свідчить просторова епюра (рис. 6.10), зафіксовано локальний термодинамічний ефект – повторне підвищення температури суміші після проходження екстремального мінімуму. З позицій класичної газової динаміки, цей приріст температури не є обчислювальною помилкою, а носить характер незворотного хвильового

гальмування надзвукового потоку. Через наявність обмежувальної перегородки 2 та протитиску в буферній камері, надзвукова течія зазнає миттєвого переходу у дозвуковий режим через утворення прямого замикаючого стрибка ущільнення (ударної хвилі). У фронті стрибка ущільнення кінетична енергія надзвукового струменя дисипує, незворотно трансформуючись у теплову енергію, що викликає локальне зростання статичної температури газу з одночасним падінням числа Маха до субкритичних значень (M<1, рис. 6.9).

У ході проведення натурних експериментальних досліджень на розробленому стенді було зафіксовано стабільне зниження температури димових газів від початкових 115 ºС до вихідних 72 ºС. Порівняльний аналіз експериментальних даних із результатами чисельного CFD-моделювання продемонстрував високу якісну та кількісну збіжність: максимальне розходження не перевищує 9 % (рис. 6.10). Це теоретично та практично підтверджує високу математичну адекватність розроблених крайових моделей просторової газодинаміки та дозволяє рекомендувати запропонований багатосопловий пристрій для промислового впровадження у системи низьковуглецевого переходу, забезпечуючи ефективне термічне підготування та конденсаційне очищення промислових викидів без залучення зовнішніх холодоагентів.

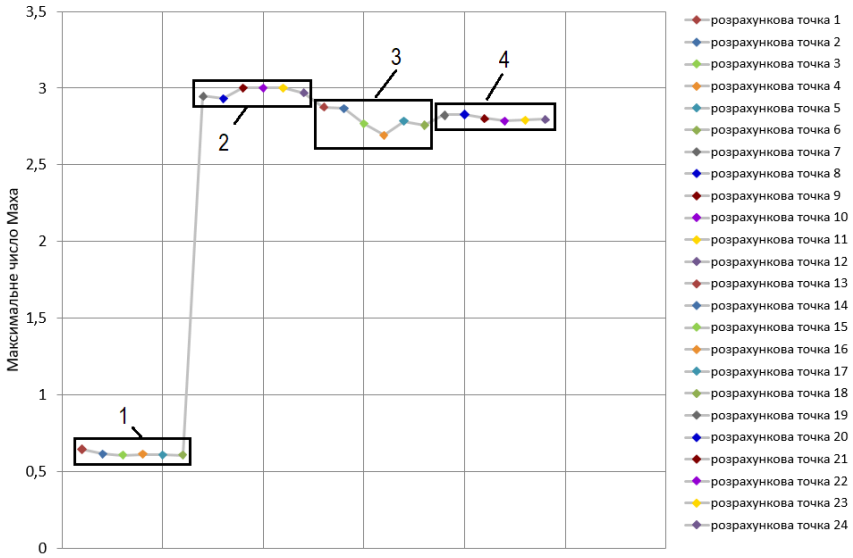
6.3.4 Дослідження впливу шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на параметри газового потоку

Біля критичного перерізу сопла газовий потік дуже чутливий до зміни поперечного перерізу каналу. Так, наприклад, для зміни числа Маха (М) на 10% (від М=0,9 до М=1) достатньо змінити площу перерізу на 1%, а для витрати від М=0,95 до М=1 – на 0,25 %. З цієї причини неможливо підтримувати критичний режим на достатньо довгій ділянці прямої труби (граничний шар, що утворюється за рахунок гальмування газу біля стінок, ніби звужує переріз струменя потоку) [252].

Гідродинамічна чутливість надзвукового потоку в околі критичного (мінімального) перерізу сопла Лаваля обумовлює необхідність прецизійного врахування дисипативних процесів у пристінкових областях. Наявність макро- та мікрошорсткості стінок каналу ініціює форсований ріст турбулентного приграничного шару, еквівалентна товщина якого δ^* діє як геометричне звуження живого перерізу струменя флюїду. Математична постановка нелінійного параметричного аналізу в межах МСО-дискретизації тривимірних рівнянь Нав'є-Стокса (RANS) формалізується як багатокритеріальна задача оптимізації газодинамічних полів. Взаємодія багатокомпонентного неізотермічного потоку (масовий склад: N_2 – 28 %, CO_2 – 22 %, H_2O – 11 %, O_2 – 9 %, повітря – 30 %) з шорсткою стінкою моделювалася шляхом модифікації пристінкових функцій моделі турбулентності k-ε. Шорсткість профілю інтегрувалася через коефіцієнт еквівалентного зазору k_s, який прямо корелює з експериментальним параметром мікрогеометрії Rz у діапазоні від 0 до 200 мкм. Початковий температурний потенціал на вході складав 120 ºС при виході суміші в барометричне середовище з тиском 121325 Па та температурою 20 ºС. Реалізація чисельного алгоритму за схемою багатофакторного матричного планування дозволила згенерувати просторову дискретну матрицю з 24 розрахункових точок для фіксації взаємозв'язку між масовою витратою газу Q та втратами напору на тертя [252].

Під час імітаційного моделювання прийнято режим модуля "Параметричне дослідження" – "аналіз можливих варіантів". Вхідними змінними параметрами прийнято: об'ємну витрату на вході у сопло (0,02; 0,04; 0,06 та 0,08 м^3/с) та шорсткість поверхонь сопла, з якими контактує газова суміш (0; 40; 80; 120; 160 та 200 мкм). Необхідно зазначити, що величини шорсткості слід зазначати у Rz. Вихідними параметрами прийнято температуру газової суміші та число Маха (контролюються у всьому внутрішньому об'ємі сопла) і температуру газової суміші на виході з сопла (контролюється на вихідній поверхні обмежувальної кришки). Виходячи з кількості змінних параметрів, отримуємо 24 розрахункові точки.

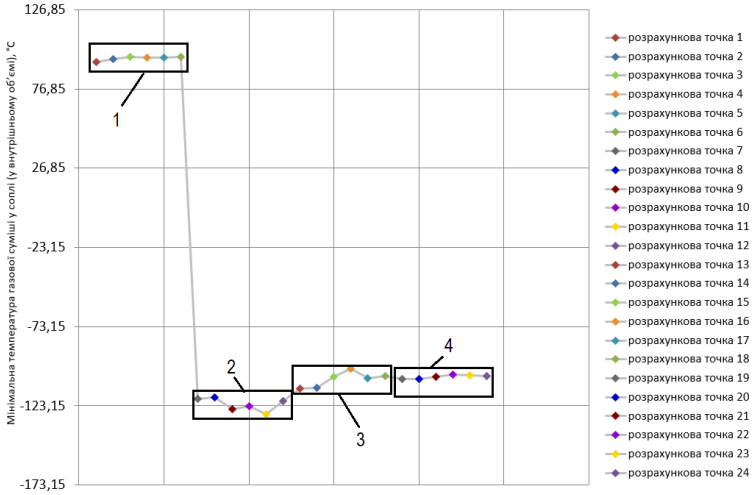
Для зручності аналізу отриманих результатів імітаційного моделювання їх подано у вигляді графічних залежностей 9 (рис. 6.11-6.13) [252].



1 – 0,02 м^3/с; 2 – 0,04 м^3/с; 3 – 0,06 м^3/с; 4 – 0,08 м^3/с

Рисунок 6.11 – Залежність максимального числа Маха від параметрів, заданих у розрахункових точках

На рисунку 6.12 зображено залежність мінімальної температури газової суміші у соплі (у внутрішньому об’ємі) від параметрів, заданих у розрахункових точках.

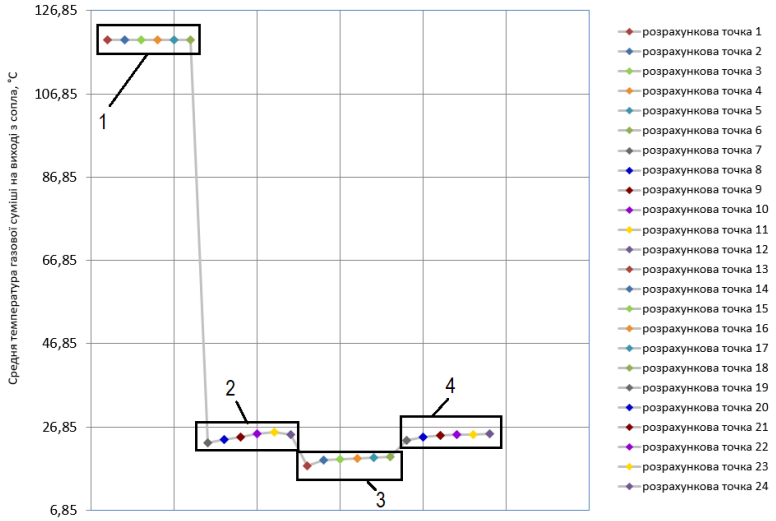


1 – 0,02 м^3/с; 2 – 0,04 м^3/с; 3 – 0,06 м^3/с; 4 – 0,08 м^3/с

Рисунок 6.12 – Залежність мінімальної температури газової суміші у соплі (у внутрішньому об’ємі) від параметрів, заданих у розрахункових точках

На рисунку 6.13 зображено залежність середньої температури газової суміші

на виході з сопла від параметрів, заданих у розрахункових точках.



1 – 0,02 м3/с; 2 – 0,04 м^3/с; 3 – 0,06 м^3/с; 4 – 0,08 м^3/с

Рисунок 6.13 – Залежність середньої температури газової суміші на виході з сопла від параметрів, заданих у розрахункових точках

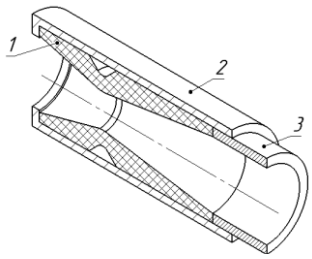
Згідно отриманих результатів імітаційного моделювання випливає, що програмне забезпечення FlowSimulation чутливе до зміни вхідних параметрів моделювання. Зниження температури газової суміші згідно рисунка 3 починається при перевищенні числа Маха величини 1. Мінімальна температура газової суміші у соплі (рис. 6.12) досягається при числі Маха близькому 3. При подальшому збільшенні витрати газової суміші її мінімальна температура залишається майже незмінною.

За різних витрат газової суміші (рис. 6.12 та рис. 6.13) спостерігається незначне підвищення температури при збільшенні шорсткості. Проте, цікавою є зона переходу від згрупованих точок 1 до згрупованих точок 2, оскільки саме тут відбувається збільшення швидкості руху газової суміші з дозвукової у надзвукову. Тому доцільно розглянути цю зону детальніше. Для цього обмежено та змінено деякі вхідні дані: замість об’ємної витрати на вході прийнято зміну тиску (від 50325 Па до 1001325 Па), шорсткість поверхні сопла, з якою контактує газова суміш, прийнято рівною *Rz* 25. За таких вхідних даних отримано 10 розрахункових точок.

Отже, згідно результатів, мінімальна температура газової суміші (мінус 172 °С) у соплі буде за числа Маха рівного 3 та тиску на вході у сопло 578658 Па. Середня температура газової суміші на виході з сопла складає 28 °С. Проте, необхідно зауважити, що середня температура газової суміші на виході з сопла у реальних умовах буде дещо вищою, оскільки під час імітаційного моделювання не враховано теплопередачу стінок сопла. Також слід зазначити, що залежно від параметрів технологічного процесу, у якому може застосовуватись охолодження газового потоку за допомогою сопла Лаваля, його можна використовувати за значно менших чисел Маха, тим самим зменшуючи тиск на вході у нього. На виробництві тиск газової суміші може бути обмежений технологічними особливостями, наявним обладнанням (наприклад, для подачі гарячої газової суміші необхідно використовувати спеціальні вентилятори, для створення високого тиску або використовувати дороговартісне компресорне обладнання тощо) [252].

6.3.5 Розроблення конструкції регульованого сопла Лаваля

Для зміни геометричних параметрів сопла Лаваля пропонується конструкція пристрою, яка наведена на рисунку 6.14. Ця конструкція є спрощеною з метою проведення імітаційного моделювання та складається з сопла Лаваля 1, корпусу 2 та натискної втулки 3. Схему еластичного сопла Лаваля з її основними геометричними параметрами наведено на рисунку 6.15 [253].



1 – сопло Лаваля; 2 – корпус;
3 – натискна втулка

Рисунок 6.14 – Конструкція пристрою для зміни геометричних параметрів сопла Лаваля

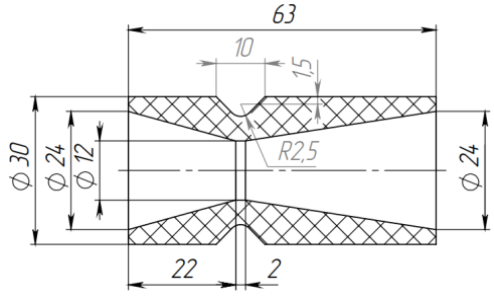
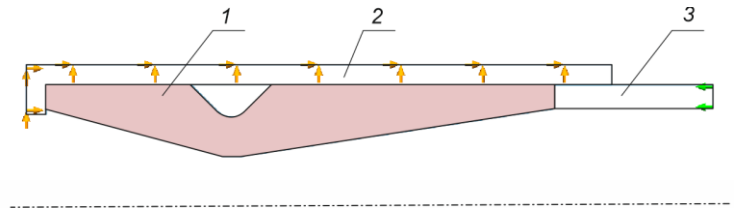


Рисунок 6.15 – Схема сопла Лаваля

Принцип керування геометричними параметрами полягає у радіальній деформації сопла Лаваля під дією осьового зусилля від переміщення натискної втулки. Для цього сопло виготовляється із еластичного матеріалу (наприклад гуми, силікону), а корпус та натискна втулка – із жорсткого матеріалу (наприклад сталі).

З метою дослідження деформованого стану пропонованої конструкції сопла проведено його імітаційне моделювання. При дослідженні для сопла використано матеріал з нелінійною поведінкою та проведено покрокове прикладання навантаження. Також з метою пришвидшення розрахунку використано осесиметричний тип дослідження. Дослідження проводилось у нелінійній постановці. Осьове переміщення притискної втулки розділено на 13 кроків.

На рисунку 6.16 наведено розрахункову схему, відповідно до якої корпус зафіксований, натискна втулкапереміщується в осьовому напрямку на величину10 мм, стискаючи при цьому сопло.

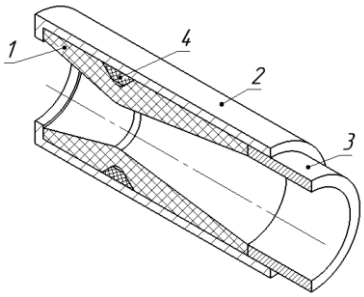


1 – сопло; 2 – корпус; 3 – натискна втулка

Рисунок 6.16 – Розрахункова схема

Згідно з отриманими результатами імітаційного моделювання, радіус отвору (в критичному перерізі) сопла при переміщенні притискної втулки на величину 10 мм зменшився на 1,54 мм. Необхідно зауважити, що хоча і отримано зменшення діаметру внутрішнього отвору сопла, проте за такої його конструкції відбувається значна зміна форми вхідного і вихідного конусів сопла. При роботі сопла така зміна форми впливатиме на траєкторії та швидкість руху потоку газу, що є небажаним.

Для усунення цього недоліку в конструкцію еластичного сопла 1 встановлюється жорстке кільце 4 (рис. 6.17).



1 – сопло Лаваля; 2 – корпус; 3 – натискна втулка; 4 – жорстке кільце

Рисунок 6.17 – Конструкція регульованого сопла Лаваля із кільцем

Виходячи із отриманих результатів, радіус отвору сопла при переміщенні притискної втулки на величину 10 мм зменшився на 1,74 мм. Отже, у випадку використання кільця деформація вхідного та вихідного конусів є значно меншою, ніж у конструкції сопла без кільця.

На рисунку 6.18 наведено графічні залежності переміщення внутрішньої поверхні сопла на різних кроках дослідження. Також необхідно зауважити, що на рисунку 6.18 вказано перемішення поверхні від її початкового положення, тобто залежності описують переміщення точок від поверхні при осьовому стиску сопла.

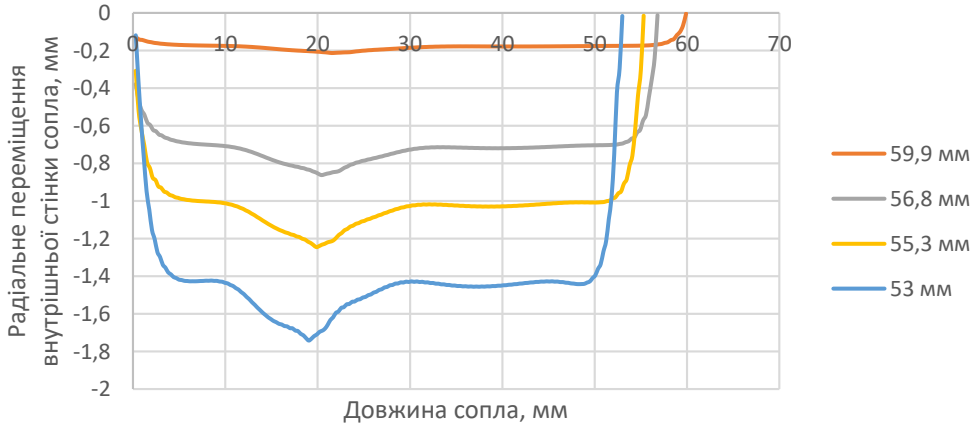


Рисунок 6.18 – Переміщення внутрішньої поверхні сопла на різних кроках дослідження

Проте, у досліджуваній конструкції сопла є і недолік – форма сопла змінюється на ділянках контакту його торців із торцем корпусу та торцем натискої втулки.

Виготовлено деталі еластичного сопла із силікону SKR-788 (рис 6.19). Сопло зі змонтованим жорстким кільцем наведено на рисунку 6.20.

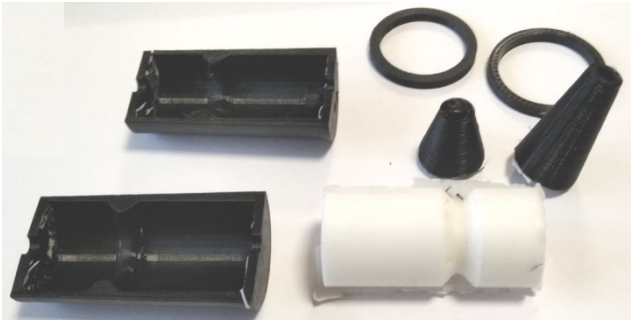


Рисунок 6.19 – Вилите сопло та пресформа

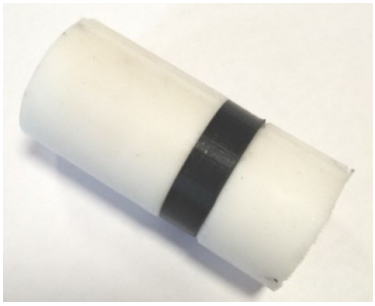
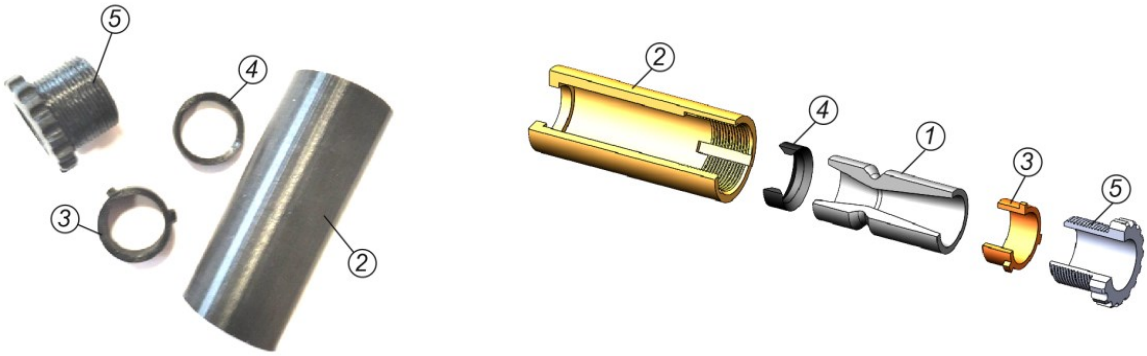


Рисунок 6.20 – Сопло зі встановленим на зовнішній поверхні жорстким кільцем

Для досліджень зміни геометричних розмірів запропонованого регульованого сопла із встановленим додатковим кільцем розроблено пристрій, деталі якого виготовлено за допомогою 3D-принтера (рис.6.21).



а) б)

а) – деталі; б) – 3D-модель подетально; 1 – еластичне сопло; 2 – корпус; 3 – натискна втулка; 4– жорстке кільце; 5 – натискна гайка

Рисунок 6.21 – Конструкція стенду для дослідження зміни герметричних розмірів сопла

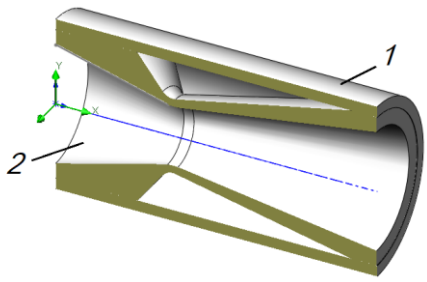
Особливістю цього пристрою є те, що з метою уникнення колового переміщення силіконового сопла 1 під час загвинчування натискної гайки 5, застосовано кільце 3, яке входить у пази виконані у корпусі 2.

Виміряний діаметр виготовленого еластичного сопла у критичному перерізі без стискання у осьовому напрямку складає 11,8 мм, а при стисненні на величину 10 мм– 8,6 мм. Отже, радіальне переміщення еластичного сопла у критичному перерізі складає 1,6 мм.

Розбіжність між результатами, отриманими імітаційним моделювання та виміряними експериментально складає 7,5 % [253].

6.3.6 Автоматизоване регулювання параметрів сопла Лаваля та алгоритм його імітаційного моделювання

Принцип роботи пропонованого сопла наступний (рис. 6.22.). Газовий потік рухається із сталою (наперед визначеною) витратою, за якої відбувається забезпечення його охолодження. При збільшенні витрати газового потоку відбувається зростання швидкості руху газу, і, як наслідок, зміна швидкості та числа Маха.



1 – сопло; 2 – корпус

Рисунок 6.22 – Схема регульованого сопла Лаваля

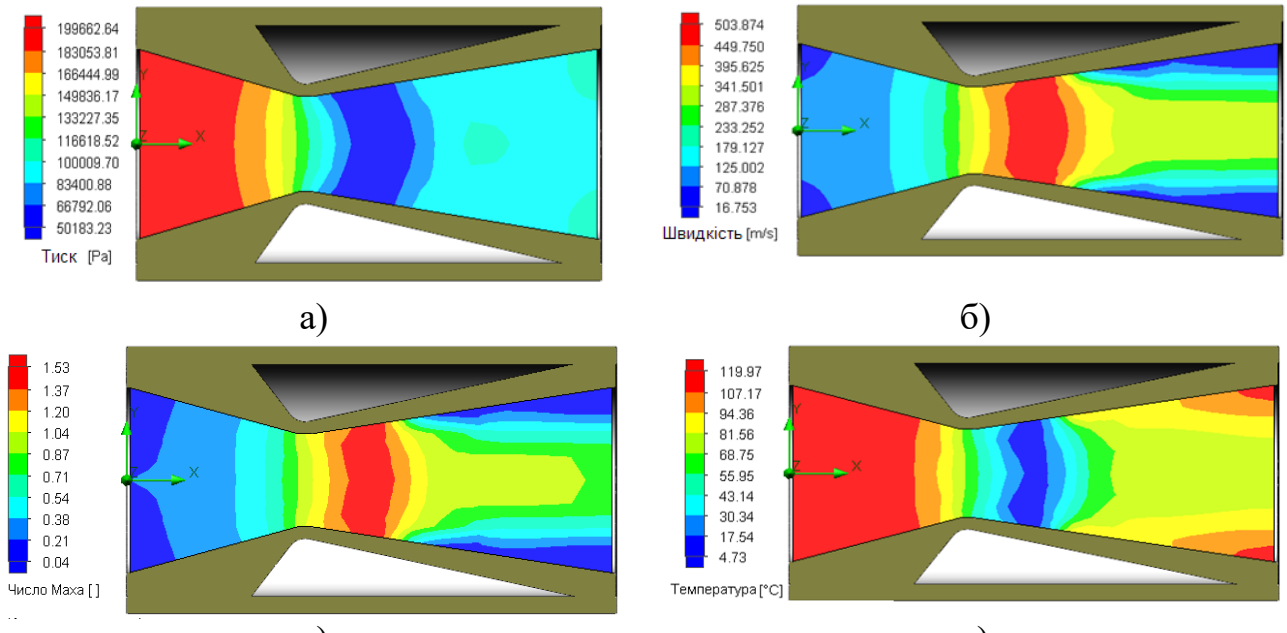
З метою зрівноваження швидкості руху газового потоку за можливих коливань витрати пропонується конструкція, сопло якої виконано із гіперпружного матеріалу (наприклад, силікону чи гуми). Форма та геометричні розміри внутрішньої частини сопла визначені необхідними характеристиками газового потоку, а зовнішня форма та розміри – можуть бути змінені залежно від необхідної степені деформації внутрішнього отвору (у найменшому перерізі сопла). Для цього необхідно змінити жорсткість конструкції сопла у певних його зонах.

Під час проходження газового потоку через сопло відбувається зміна тиску по його внутрішній поверхні. З цього випливає, що для вибору та подальшої оптимізації форми та розмірів сопла за допомогою імітаційного моделювання слід враховувати цей нерівномірний розподіл тиску.

Для наглядного відображення зміни газодинамічних параметрів газового потоку (з врахуванням складу газового потоку) проведено імітаційне моделювання роботи сопла Лаваля. Внутрішні розміри та форма сопла використані з попередніх досліджень [254].

Крайовими умовами під час імітаційного моделювання роботи сопла прийнято: тиск на вході у сопло (0,2 МПа); тиск на виході з сопла (тиск навколишнього середовища); склад димового газу цементного виробництва ((азот – 28 %; вода – 11 %; діоксид вуглецю – 22 %; кисень – 9 %; повітря – 30 %) [251]; температура газової суміші на вході у сопло 120 °С; температура на виході з сопла 20 °С.

На рисунку 6.23 показано отримані результати імітаційного моделювання.



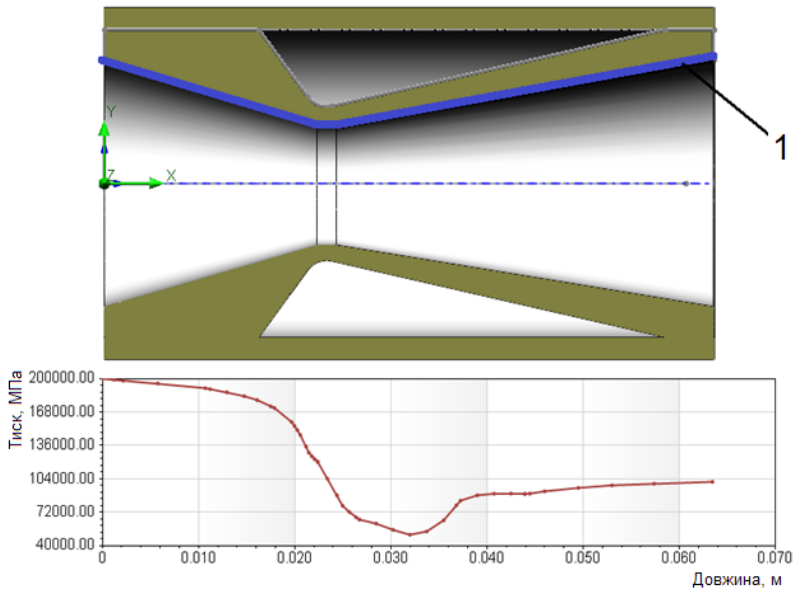
а) – розподіл тиску; б) – розподіл швидкості;

в) – число Маха; г) – розподіл температури газового потоку;

Рисунок 6.23 – Результати імітаційного моделювання (розглядається повздовжній переріз сопла)

Отже, згідно рисунку 6.23, відбувається зменшення тиску у повздовжному перерізі сопла, збільшення швидкості рузу газу, і, як наслідок, числа Маха у найвужчому його перерізі і зниження температури газового потоку із 120 °С на вході у сопло до 75 °С на виході з нього [254].

На рисунку 6.24 зображено зміну тиску за попередньо побудованою лінією на внутрішній поверхні сопла.



1 – лінія, за якою будується графічна залежність

Рисунок 6.24 – Зміна тиску за лінією на внутрішній поверхні сопла

Експортування отриманих результатів зміни тиску на внутрішній поверхні сопла у модуль Simulation програми SolidWorks можливе двома способами: програмно (за ввімкнення окремих налаштувань програми результати розрахунку модуля FlowSimulation переносяться як вхідні дані (навантаження) у модуль Simulation); задання тиску з допомогою рівняння, яке описує його зміну.

Розглянемо другий спосіб. Для його використання у програмі SolidWorks спочатку необхідно створити систему координат (рис. 6.25). Причому, оскільки у соплі наявні три ділянки, то необхідно створювати три системи координат (їх розташування встановлювати на початку кожної ділянки) [254].

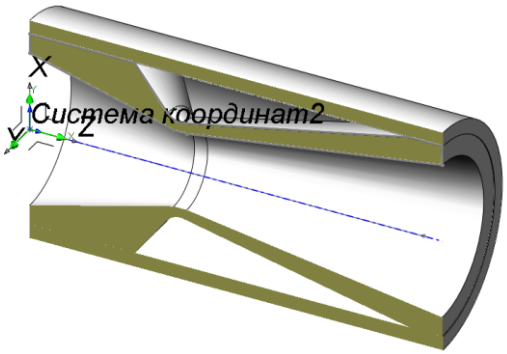


Рисунок 6.25 – Створена система координат

Під час задавання навантаження, у нашому випадку – тиску, необхідно вибрати внутрішні поверхні сопла та створені системи координат. Оскільки сопло є осесиметричним, то доцільно використати циліндричну систему координат. Далі задається рівняння, яке описує зміну тиску на внутрішній поверхні сопла. Це рівняння зручно отримати, скориставшись імпортуванням даних, що описують графічну залежність з програми FlowSimulation у Excel (рис. 6.26).

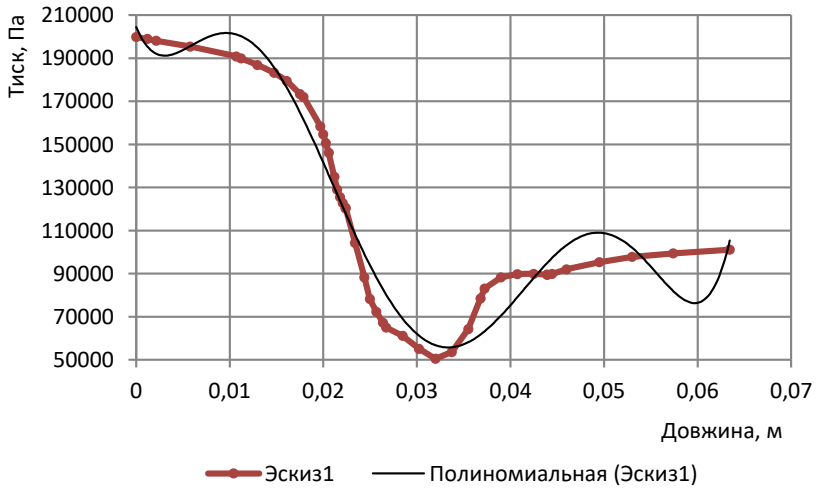
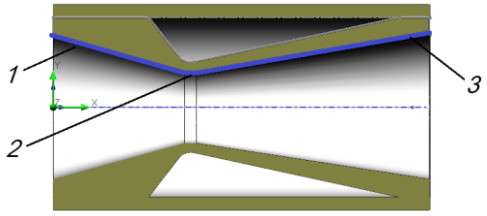


Рисунок 6.26 – Зміна тиску на внутрішній поверхні сопла

Рівняння зміни тиску на внутрішній поверхні сопла має вигляд:

$$y = 6E+14x^6 - 1E+14x^5 + 8E+12x^4 - 2E+11x^3 + 3E+09x^2 - 1E+07x + 204520 \quad (6.1)$$

Для отримання більшої величини достовірності апромаксимації доцільно внутрішню поверхню сопла розділити на три окремі ділянки (рис. 6.27) та визначити для них окремі рівняння.



1 – перша ділянка; 2 – друга ділянка; 3 – третя ділянка

Рисунок 6.27 – Ділянки поверхонь сопла

На рисунку 6.28-6.30 показано графічні залежності зміни тиску на окремих ділянках сопла.

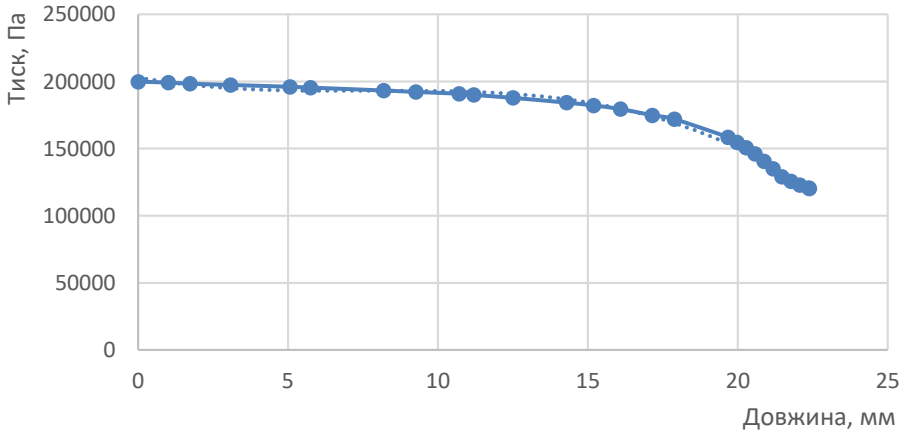


Рисунок 6.28 – Зміна тиску на внутрішній поверхні сопла на ділянці 1

Отримане рівняння зміни тиску на внутрішній поверхні сопла на ділянці 1 має вигляд:

$$y = -23{,}101x^3 + 531x^2 - 4010{,}5x + 203009. \quad (6.2)$$

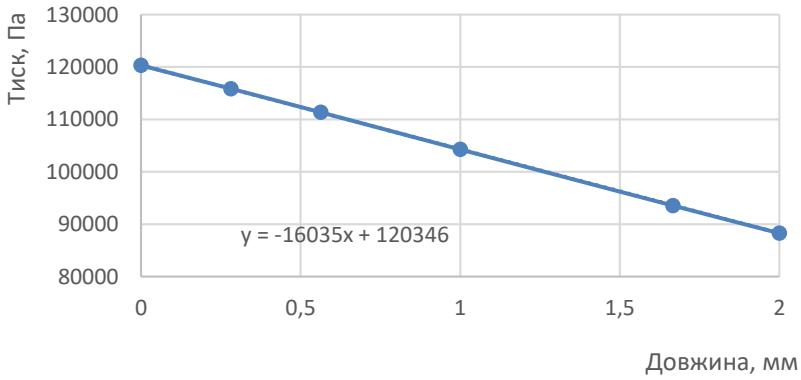


Рисунок 6.29 – Зміна тиску на внутрішній поверхні сопла на ділянці 2

Для ділянки 2 рівняння зміни тиску на внутрішній поверхні сопла:

$$y = -16035x + 120346 \quad (6.3)$$

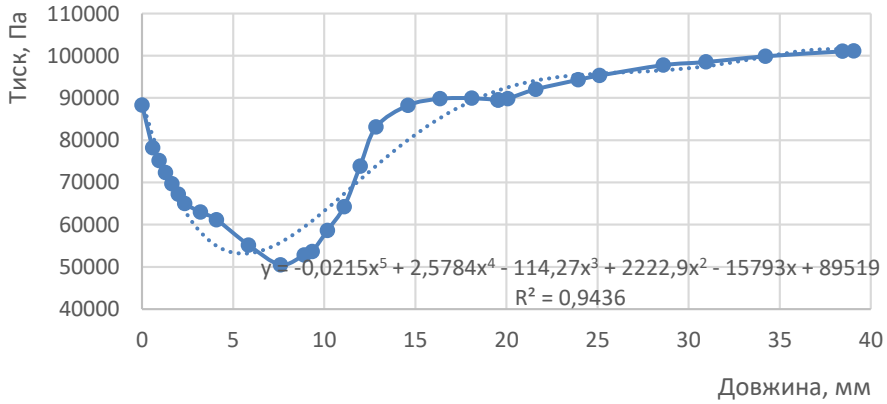


Рисунок 6.30 – Зміна тиску на внутрішній поверхні сопла на ділянці 3

Рівняння зміни тиску на внутрішній поверхні сопла на ділянці 3 має вигляд:

$$y = -0{,}0215x^5 + 2{,}5784x^4 - 114{,}27x^3 + 2222{,}9x^2 - 15793x + 89519. \quad (6.4)$$

Розрахункову схему сопла зображено на рисунку 6.31. Прикладання тиску до внутрішніх поверхонь сопла відбувалось згідно рівнянь 3.2-3.4. Необхідно зауважити, що у програмі Simulation зміна тиску також відображається на

розрахунковій схемі – для прикладу наглядно зображено різні величини стрілок (що відповідає зниженню тиску по внутрішній поверхні сопла на ділянці 1).

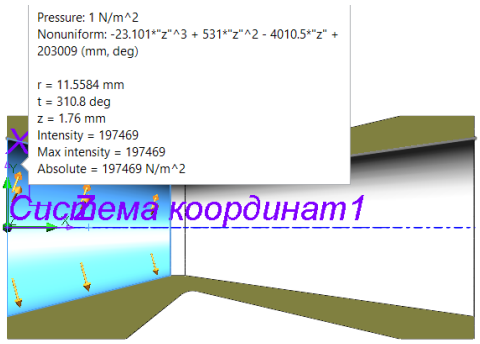


Рисунок 6.31 – Розрахункова схема сопла

На розрахунковій схемі також вказано закріплення сопла – зафіксовано його дві зовнішні циліндричні поверхні. Матеріалом сопла для імітаційного моделювання прийнято силікон SKR-788, характеристики якого досліджені у роботі [163]. Для дослідження сопла використано нелінійне дослідження [254].

Результати проведеного дослідження наведено на рисунках 6.32 та 6.33.

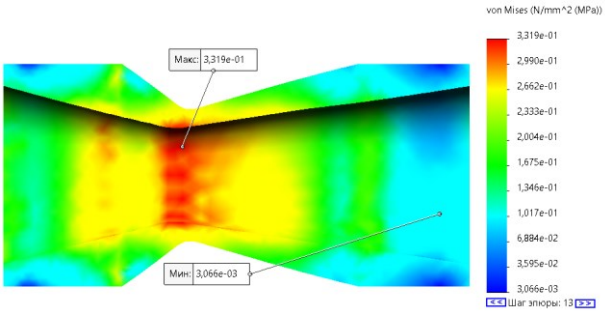


Рисунок 6.32 – Розподіл еквівалентних напружень у повздовжньому перерізі сопла

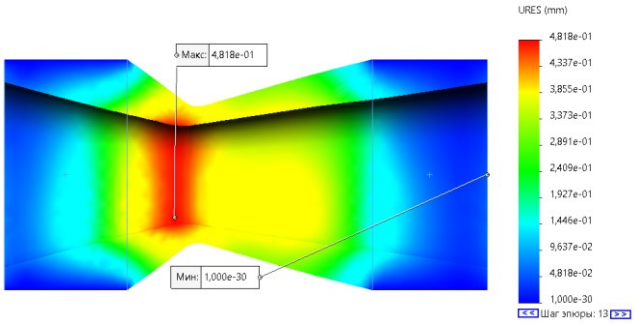


Рисунок 6.33 – Переміщення у повздовжньому перерізі сопла

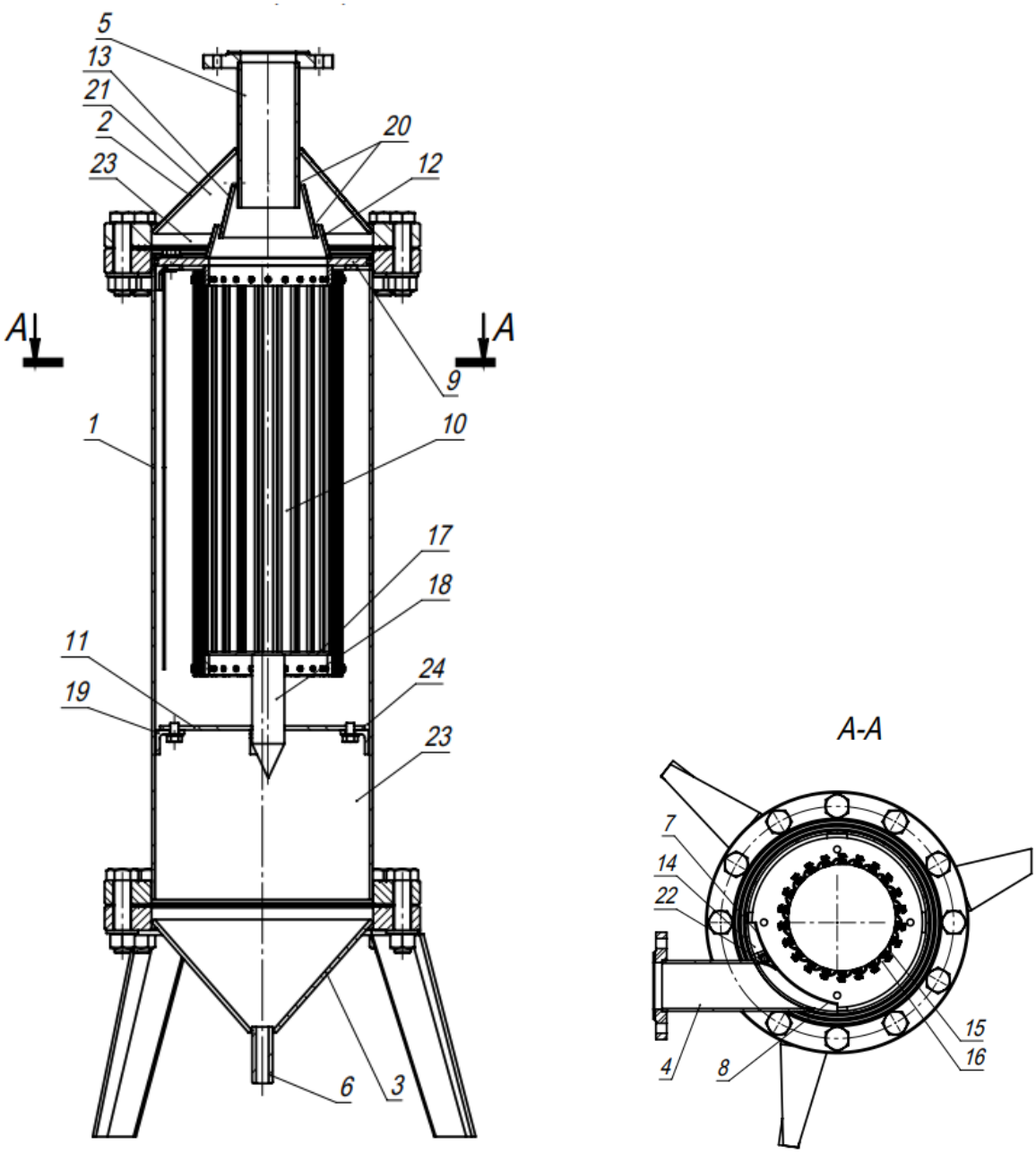
Отже, згідно рисунків 6.32 та 6.33, при дії на внутрішні поверхні тиску, що змінюється згідно відповідних рівнянь, максимальні величини еквівалентних напружень виникають у ділянці 2 та становлять 0,33 МПа, а найбільші переміщення складають 0,48 мм у радіальному напрямку. Відбувається збільшення діаметра найменшого поперечного перерізу сопла на 0,96 мм. Це, у свою чергу, при повторному імітаційному моделюванні роботи сопла у модулі FlowSimulation призведе до зміни швидкості руху, і, як наслідок, до зміни газо- та термодинамічних параметрів потоку газу. Проте, при правильному підході до розрахунку таких сопел, змінюючи їх геометричні розміри можна підбирати оптимальні параметри, за яких відбуватиметься найкраще оптимальне охолодження газового потоку за найменших енергозатрат. Мається на увазі, що під час проєктування авторегульованого сопла слід попередньо враховувати його деформацію при розрахунковій витраті газового потоку. У випадку зниження витрати, внутрішній діаметр отвору сопла повинен зменшуватись, забезпечуючи необхідні числа Маха для забезпечення охолодження газового потоку. Та навпаки, при збільшенні витрати газового потоку, діаметр отвору повинен збільшуватись, що у свою чергу, має забезпечувати його роботоздатність [254].

6.4 Очищення димових газів промислових підприємств від конденсату водяної пари

Для виділення рідини із димових газів цементного виробництва пропонується багатоступенева система уловлювання [200], що реалізована у пропонованому газорідинному сепараторі, конструкція якого показана на рисунку 6.34 [255].

Принцип роботи сепаратора. Газорідинна суміш потрапляє до вхідного патрубка 4, і входячи у корпус сепаратора 1, змінює свій напрямок за рахунок дефлектора 7. При цьому відбувається закручування газорідинного потоку та його тангенційний рух внутрішньою поверхнею корпуса 1. За рахунок зміни напряму руху та дії відцентрової сили, краплини рідини коагулюються та відділяються від

газового потоку. Частина рідини, що відділилась, продовжує рухатись тангенційно і стікає у днище 3 сепаратора [255].



1 – корпус; 2, 3 – днище; 4 – вхідний патрубок, 5 – вихідний патрубок; 6 – зливний патрубок; 7, 8 – дефлектор; 9 – перегородка; 10 – сепараційний пакет; 11 – перегородка нижня; 12 – нижній конфузор; 13 – верхній конфузор; 14, 23 – «кишені-уловлювачі»; 15 – пластини; 16 – щілини; 17 – нижній диск; 18 – напрямна вісь; 19 – кутник кріплення нижньої перегородки; 20 – кільцева щілина; 21 – камера; 22 – дренажна трубка; 24 – щілина між копусом і нижньою перегородкою

Рисунок 6.34 – Схема пропонованої конструкції газорідинного сепаратора

Для відбору рідини, що рухається тангенційно, передбачено дефлектор 8. Рідина у цьому дефлекторі зупиняється, коагулюється та під дією сили тяжіння стікає у днище 3. При цьому газ, який знаходиться ближче до центра осі сепаратора, проходить у щілини 16, утворені пластинами 15. На цих пластинах осідають краплини рідини, які не були відділені на попередньому етапі. Ці краплини із пластин 15 стікають вниз і потрапляють на поверхню нижньої перегородки 11, і далі, рухаючись крізь щілину 23, стікає у днище 3 [255].

Легка рідинна плівка, що залишилася у кишені-уловлювачі 23, надходить разом з потоком суміші в зону вихідних конфузорів 12 і 13. Рухаючись у висхідному газовому потоці поверхнею конфузорів 12 і 13, рідина потрапляє в щілини 20, звідки осідає у верхній накопичувальній камері 21, з якої під дією гравітаційних сил відводиться дренажною трубкою 22 у нижню частину корпусу 1 сепаратора і потрапляє у днище 3. Очищений від рідини газ відводиться із сепаратора через вихідний патрубок 5, а зібрана на усіх ступенях рідина з днища 3 сепаратора відбирається через зливний патрубок 6.

Для дослідження пропонованої конструкції газорідинного сепаратора з врахуванням властивостей газорідинної суміші, визначення ефективності сепаратора за різних технологічних параметрів тощо, розроблено його тривимірну модель.

На вихідному патрубку сепаратора задано об’ємну витрату газової суміші величиною 0,12 м³/с (рис. 6.34). На вхідному патрубку сепаратора задано тиск величиною 124838 Па. Такі величини тиску та витрати газової суміші обумовлені технологічною схемою сепарації газу на виробництві, де досліджуватиметься сепаратор [255].

Оскільки газовий потік є багатокомпонентним, тобто складається із різних газів, то їхня масова концентрація також врахована під час імітаційного моделювання. Склад газової суміші при виробництві цементу: азот – 28 %; вода – 11 %; діоксид вуглецю – 22 %; кисень – 9 %; повітря – 30 % [255].

Для контролю параметрів сепаратора вибрано декілька його перерізів: поздовжній та поперечний по осі вхідного патрубка.

Оскільки основне призначення розглядуваного сепаратора – очищення газового потоку від краплинної рідини, то для визначення ефективності сепарації у програмі FlowSimulation використано модуль "Particle Studies". У цьому модулі задано такі фракції краплин рідини (води): 0,01-0,1 мм з кроком 0,01 мм. Також у налаштуваннях задано напрям дії сил гравітації та витрату краплинної рідини 0,00236 кг/с [255].

На рисунку 6.35 показано розподіл тиску та швидкості у поздовжньому перерізі сепаратора.

а) б)

Рисунок 6.35 – Розподіл швидкості (м/с) (а) та тиску (Па) (б) у поздовжньому перерізі сепаратора

Нижче на рисунку 6.36 наведено розподіли тиску та швидкості у поперечному перерізі вздовж осі вхідного патрубка сепаратора.

а) б)

Рисунок 6.36 – Розподіл швидкості (м/с) (а) та тиску (Па) (б) у поперечному перерізі сепаратора вздовж осі вхідного патрубка сепаратора

Отже, виходячи з результатів імітаційного моделювання, в середньому кількість частинок рідини, яка виходить разом з газовим потоком із сепаратора, складає 2 %. Тобто, 98% рідини сепарується із газорідинної суміші за допомогою розробленого сепаратора.

Для проведення експериментальних досліджень розробленої та виготовленої конструкції сепаратора його під'єднано до джерела димових газів цементного виробництва (рис. 6.37). Неочищений газовий потік надходив через вхідний патрубок 1. Далі – проходячи багатосопловий пристрій 2 він охолоджувався та поступав у буферну камеру 3, а звідти – на сепаратор 4, з якого викидався у навколишнє середовище через вихідний патрубок 5 [255].

1 – вхідний патрубок; 2 – багатосопловий пристрій; 3 – буферна камера; 4 – сепаратор; 5 – вихідний патрубок

Рисунок 6.37 – Установка для очищення димових газів цементного виробництва від водяної пари, пилу та механічних домішок

Згідно методики дослідно-промислових випробувань комплексу для відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів, яка наведена у розділі 2, отримані результати, які наведені у таблиці 6.2

Таблиця 6.2 – Контрольовані параметри роботи комплексу для відділення рідини і механічних частинок з газопаропилового потоку димових газів

Параметр	Досліди	
	1	2
Температура газу перед багатосопловим пристроєм, ºС	95	99
Температура газу після багатосоплового пристрою, ºС	46	48,6
Статичний тиск в газоході перед багатосопловим пристроєм, кПА	12,5	12,5
Динамічний тиск газу / розрідження в газоході перед багатосопловим пристроєм, мм.вод.ст	32	32
Статичний тиск в газоході після багатосоплового пристрою, кПА	0,47	0,89
Динамічний тиск газу / розрідження в газоході після багатосоплового пристрою, мм.вод.ст	116	106
Об'єм газу (витрата) перед багатосопловим пристроєм, $м^3$/год при фіз.умовах	3369,1	3355,4
Об'єм газу (витрата) перед багатосопловим пристроєм, $м^3$/год при н.у.	2107,6	2116,2
Об'єм газу (витрата) після багатосоплового пристрою, $м^3$/год при фіз.умовах	465,5	445,8
Об'єм газу (витрата) після багатосоплового пристрою, $м^3$/год при н.у.	384,3	363,4
Об'єм води з домішками, що видаляється сепаратором, л/год	8,3	8,4
Об'єм залишкової води у вихідних газах із установки, л/год	0,25	0,2

Виявленні залишки вологи можна відбирати, використовуючи другу ступінь сепарації або адсорбер.

Порівнявши отримані результати імітаційного моделювання та експериментальних досліджень, встановлено незначну розбіжність між ними.

6.5 Відділення діоксид вуглецю з димових газів

6.5.1 Імітаційне моделювання, дослідження та оптимізація конструкції адсорбера

Проведено аналіз будови та принципу дії адсорберів [256, 257, 258, 259] та встановлено, що вони не в змозі запобігти поступленню до адсорбенту механічних домішок і рідини, що знаходяться у потоці газу, який рухається через вхідний патрубок. Для усунення вищезгаданих недоліків запропоновано та розроблено конструкцію адсорбера, який містить вертикальний корпус з вхідним і вихідним патрубками [260]. Всередині корпуса розташовані грати, які розділені на секції та частково заповнені адсорбентом. З метою покращення ефективності і надійності адсорбера до нижньої частини його корпуса під'єднаний гідроциклон. Вхідний

патрубок гідроциклона під'єднаний до нього тангенційно. Для рівномірнішого направлення потоку газу на всю поверхню нижньої обмежувальної гратки у вертикальному корпусі адсорбера під нижньою обмежувальною граткою над вихідним патрубком гідроциклона встановлено відбивач, який виконаний сферичної форми і розташований сферою до нижньої обмежувальної гратки. Для вибору раціонального режиму роботи адсорбера вихідний його патрубок і зливний патрубок гідроциклона оснащено запірно-регулювальною арматурою.

Запропонована та розроблена конструкція адсорбера дозволяє значно підвищити ефективність його роботи за рахунок підвищення надійності і збільшення терміну придатності сорбента внаслідок відбору гідроциклоном механічних домішок і вологи.

У якості адсорбентів використовують різноманітні матеріали, найпоширенішим із яких є цеоліт. В результаті спостерігається нерівномірний розподіл швидкості та тиску, потік газу нерівномірно проходить крізь шар адсорбенту - в одній частині шару рух газу пришвидшується, а у іншій – сповільнюється, що призводить до зниження ефективності роботи адсорбера в цілому [261].

Для вирівнювання газового потоку у поперечному перерізі адсорбера перед робочим шаром адсорбента у випадку центрального підведення газового потоку використовують розподільні пристрої, розміщені на виході потоку газу із вхідного патрубка.

Виконаний аналіз ефективності роботи відомих розподільних пристроїв [262] адсорберів показує, що відомі конструкції розподільних пристроїв не є ефективними.

З метою уловлювання діоксиду вуглецю із охолоджених димових газів цементного виробництва пропонується пропускати їх через розроблену конструкцію лабораторного адсорбера [260, 261]. Основними перевагами розробленої конструкції є простота, наявність змінних елементів, можливість уловлювати краплинну рідину перед входом газового потоку в адсорбент. Наявність краплинної рідини у охолоджених і очищених димових газах цементного

виробництва може бути обумовлена особливостями складу димових газів, температурами конденсації тощо.

Особливістю конструкції адсорбера є те, що у його нижній частині встановлено циклон, за допомогою якого відбувається очищення газової суміші від наявної рідини. Відомо, що адсорбент, який використовується для адсорбції CO_2 поглинає воду, при цьому ефективність адсорбції CO_2 різко знижується.

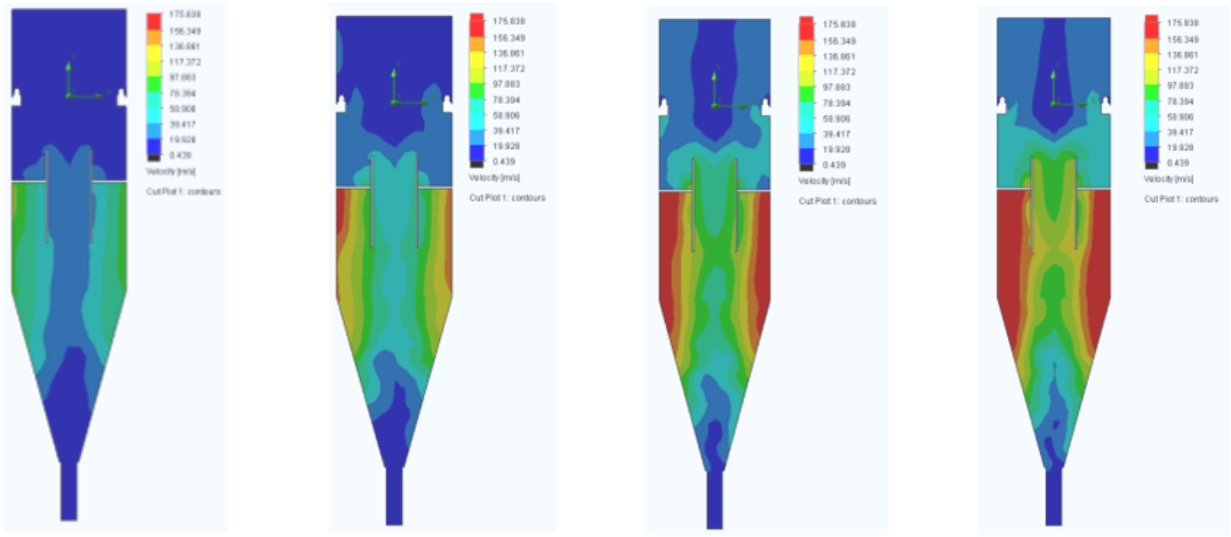
Оскільки розподіл потоку газу на вході в шар адсорбенту значно впливає на ефективність роботи адсорбера, досліджено різні варіанти допоміжних пристроїв, що сприяють його рівномірному розподілу [261].

Для порівняння розподілу швидкостей та тисків на поверхні першого шару адсорбенту проведено імітаційне моделювання розробленого лабораторного адсорбера за різних варіантів стабілізації газового потоку на виході із вхідного патрубка.

На першому етапі дослідження проведено імітаційне моделювання руху потоку газу без використання для його стабілізації будь яких пристроїв. Вхідними параметрами прийнято тиск на вході у циклон 103000 Па та температуру газового потоку 75° С. Витрата газу на виході з пристрою прийнята рівною 0,13 м³/с. Такі величини вхідних параметрів обумовлені технологічними характеристиками обладнання до якого приєднуватиметься адсорбер для проведення його натурних випробувань.

Оскільки під час роботи адсорбера можуть змінюватись параметри технологічного процесу, то під час імітаційного моделювання виконано параметричне дослідження, при якому змінним параметром прийнято витрату газу від 0,065 м³/с до 0,26 м³/с з кроком 0,065 м³/с.

Отримані результати, а саме розподіл швидкості у поздовжньому перерізі циклона за різних витрат газу, наведено на рисунку 6.38.

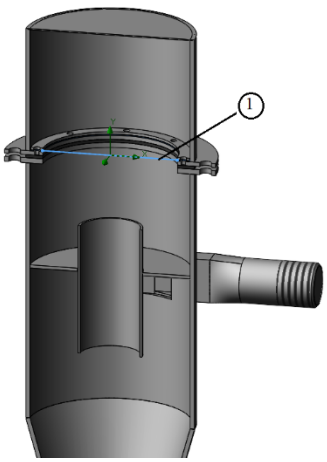


а) б) в) г)

а) – 0,065 м³/с , б) – 0,13 м³/с; в) – 0,195 м³/с; г) – 0,26 м³/с

Рисунок 6.38 – Розподіл швидкості газу в поперечному перерізі циклона

Для побудови графічних залежностей зміни швидкості руху газу у поперечному перерізі циклона спочатку створено допоміжну лінію на тривимірній моделі (рис. 6.39). На рисунку 6.40 показано графічні залежності розподілу швидкості газової суміші вздовж допоміжної лінії.



1 – допоміжна лінія

Рисунок 6.39 – Допоміжна лінія у поперечному перерізі циклона

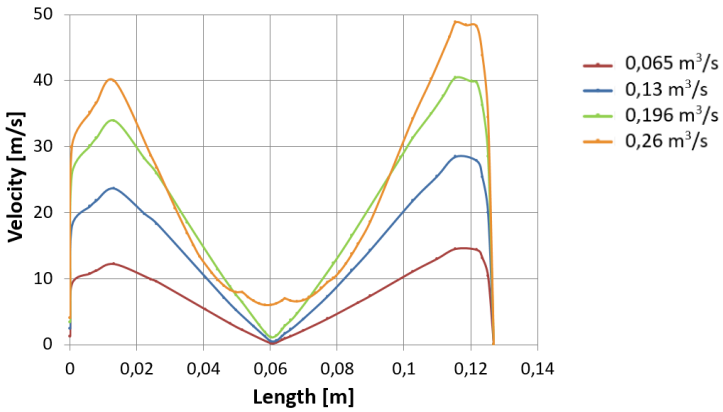
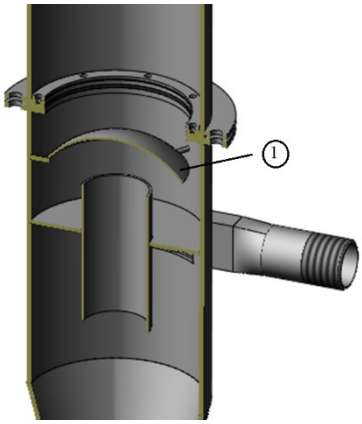


Рисунок 6.40 – Розподіл швидкості газової суміші вздовж допоміжної лінії

Аналіз отриманих розподілу швидкостей у поздовжньому перерізі циклона (рис. 6.38) та відповідних графічних профілів вздовж контрольної лінії (рис. 6.39,

6.40) дозволяє деталізувати кінематичну структуру потоку. Без використання стабілізувальних елементів епюра швидкості на вході до першого шару сорбенту фіксує виражену просторову асиметрію та нерівномірність (рис. 6.40). З позицій класичної аеромеханіки, цей ефект є прямим наслідком тангенційного введення несучої фази: формування стійкого пристінкового вихрового шнура зміщує інтегральний максимум кінетичної енергії до периферії апарату, тоді як в осьовій зоні утворюється область локального розрідження та зворотних струменів. Нерівномірність профілю швидкостей стрімко прогресує при збільшенні масової витрати з 0,065 м^3/с до 0,26 м^3/с (рис. 6.40), що призводить до локального теплового та кінетичного перевантаження окремих секторів цеолітового пакування. В зонах високошвидкісного прориву час контакту молекул CO_2 із сорбентом падає нижче критичного порогу адсорбції, що суттєво знижує сумарний коефіцієнт корисного використання маси цеоліту. Для вирівнювання епюри швидкостей та трансформації кінетичної енергії периферійного вихру в рівномірний висхідний потік науково обґрунтовано встановлення сферичного відбивача 1 над вихідним патрубком сепараційного вузла (рис. 6.41).

На рисунку 6.42 показано розподіл швидкості газу вздовж допоміжної лінії при застосуванні в конструкції відбивача, встановленого вище вихідного патрубка циклона.



1 –відбивач
Рисунок 6.41 – Відбивач, встановлений вище вихідного патрубка циклона

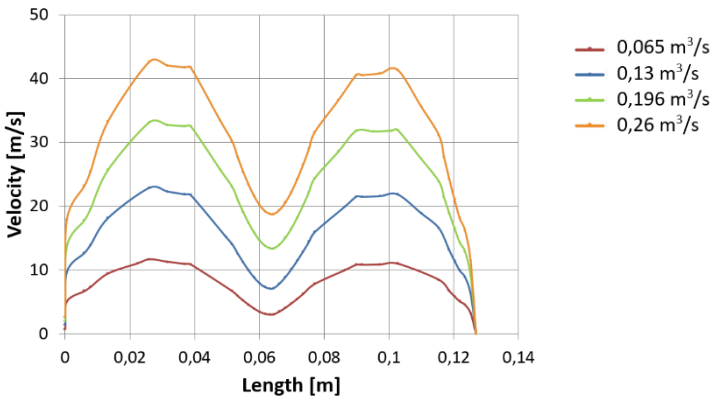
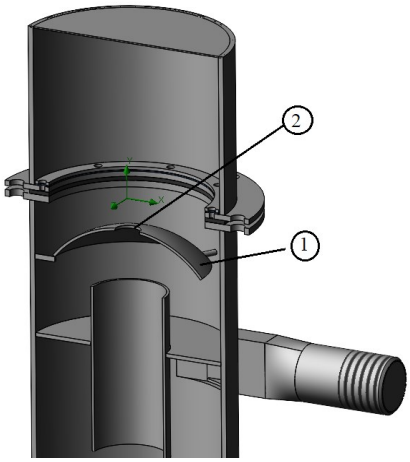


Рисунок 6.42 – Розподіл швидкості газової суміші вздовж допоміжної лінії

Аналіз швидкостей у системі з суцільним сферичним відбивачем (рис. 6.42) показав, що незважаючи на певне згладжування периферійного максимуму, суцільна перегородка діє як надлишковий гідродинамічний екран. Вона викликає жорстке відхилення центральних ліній течії до стінок корпусу, формуючи нові зони локального вихроутворення, що за робочої витрати 0,13 м^3/с нівелює очікуваний стабілізаційний ефект. Для усунення цього явища та досягнення регулярного профілю швидкостей розроблено вдосконалену конструкцію перфорованого напівсферичного відбивача з наскрізним центральним отвором 2 (рис. 6.43). Обробка результатів імітаційного моделювання модернізованого вузла (рис. 6.44) підтвердила радикальну перебудову кінематики газового континууму.



1 – відбивач;

2 – отвір у відбивачі

Рисунок 6.43 – Вдосконалений відбивач, встановлений вище вихідного патрубка циклона

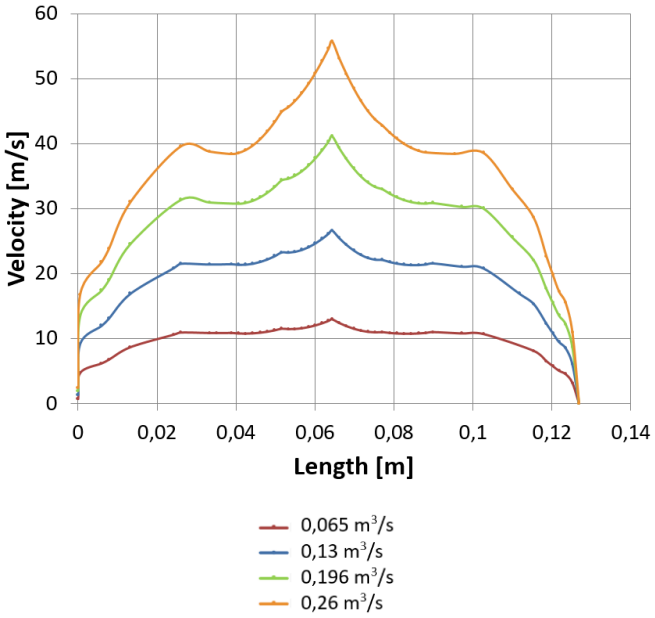


Рисунок 6.44 – Розподіл швидкості газової суміші вздовж допоміжної лінії

Центральний отвір діє як гідродинамічний дросель-стабілізатор: частина висхідного осьового потоку вільно проходить крізь перфорацію, формуючи центральний швидкісний струмінь, який компенсує вищезгадану зону розрідження циклона. Водночас сферична периферійна поверхня відбивача плавно перенаправляє пристінкові закручені потоки, забезпечуючи їх коаксіальне

вирівнювання. Отриманий інтегральний профіль швидкості вздовж допоміжної лінії (рис. 6.44) наближається до квазіоднорідного ортогонального розподілу.

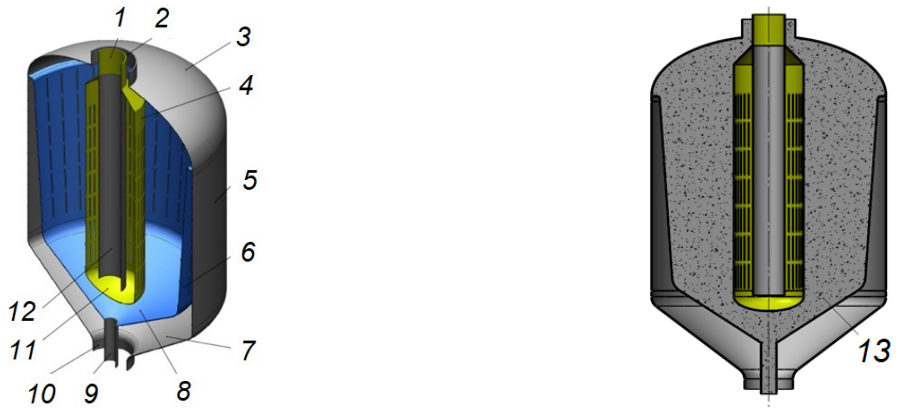
На основі розроблених геометричних рішень виготовлено натурний п’ятисекційний розбірний лабораторний стенд адсорбера. Високий рівень наукової новизни та практична цінність розробленого адсорбера підтверджені отриманням патентів України на корисну модель [260, 261].

6.5.2 Імітаційне дослідження ефективності роботи кільцевого адсорбера

Перевагами уловлювання діоксиду вуглецю із використанням адсорбентів є підвищена селективність, низькі затрати (в порівнянні з іншими способами), а також можливість роботи у різних умовах. Однак, як і в будь-якій технології, існують технічні та економічні перепони, такі як необхідність вибору оптимальних матеріалів адсорбенту, оптимізації процесів адсорбції та конструкції обладнання, забезпечення економічної доцільності. За однакових габаритних розмірів продуктивність кільцевого адсорбера в межах 25% вища, порівняно із вертикальним адсорбером [263].

Поряд з перевагами кільцевого адсорбера у нього є суттєвий недолік – великі внутрішні об’єми, які не приймають участі у процесі адсорбції. Для усунення цих недоліків у роботі [263] запропоновано конструкцію кільцевого адсорбера, а також покращено розподіл швидкості руху газового потоку у шарі адсорбенту.

Постановка просторової неізотермічної задачі фільтрації багатокомпонентного газу крізь сорбент базується на інтегруванні системи диференціальних рівнянь Нав’є-Стокса (RANS) та рівняння неперервності потоку стисливого середовища. З огляду на умовну циліндричну та осьову симетрію конструкції апарату (рис. 6.45), для радикального скорочення обчислювальних ресурсів та мінімізації похибок округлення розрахункову область було редуковано до ізольованого періодичного сектора (рис. 6.46) [263].



а) б)

1 – патрубок виходу газового потоку; 2 – патрубок завантаження адсорбенту; 3 – кришка; 4 – внутрішня перфорована труба; 5 – корпус; 6 – внутрішня конічна перфорована труба; 7 – конічне днище адсорбера; 8 – конічне днище внутрішньої конічної перфорованої труби; 9 – патрубок відвантаження адсорбенту; 10 – патрубок входу газового потоку; 11 – еліптичне днище внутрішньої перфорованої труби; 12 – труба; 13 – адсорбент

Рисунок 6.45 – 3D-модель кільцевого адсорбера [263]

На бічних гранях виділеного сегмента задано крайові умови циклічної осьової періодичності (Rotational Periodicity Boundary Conditions). Для чисельної дискретизації геометрії побудовано неструктуровану адаптивну сітку скінченних об’ємів (рис. 6.47) із локальним градієнтним подрібненням (Mesh Refinement) в околі перфораційного інтерфейсу та пристінкових областей.

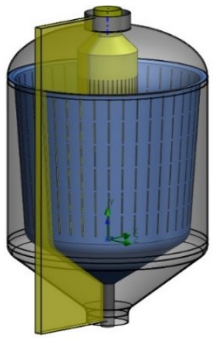


Рисунок 6.46 – Сектор розрахункової області

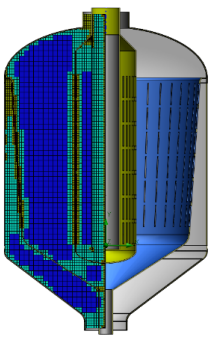


Рисунок 6.47 – Сітка скінченних об’ємів

Внутрішній об’єм засипного шару 13 формалізовано як пористе макротіло [264]. Гідродинамічний опір шару цеоліту залежно від безрозмірного коефіцієнта відкритої пористості Ɛ (при варіюванні дискретних значень Ɛ = 0,25; 0,5; 0,75) інтегровано в узагальнене рівняння переносу імпульсу за ізотропним законом Дарсі–Форхгеймера, де коефіцієнти в’язкісного та інерційного гальмування розраховувалися як функції середнього еквівалентного діаметра гранул сорбенту.

Крайові умови скінченно-об’ємної моделі відповідали реальним показникам димових газів цементного виробництва: на вхідній межі патрубка 10 задано номінальну масову витрату газової суміші (0,25 кг/с) при початковій температурі (70 ºС), а на зрізі вихідного патрубка 1 – фіксований статичний тиск, еквівалентний барометричному тиску навколишнього середовища (101325 Па) за температури 20º С. Хімічний склад робочого тіла інтегровано в розрахунковий алгоритм через матрицю масових концентрацій інгредієнтів багатокомпонентного газу: 28% азоту; 11% водяної пари; 22% діоксиду вуглецю; 9% кисню; 30 % повітря [251]. Для просторового аналізу полів газодинамічних параметрів на середній площині періодичного сектора було дислоковано три контрольні лінії (рис. 6.48)

На рисунках 6.49-6.51 показано розподіл швидкостей у поздовжньому перерізі адсорбера за різних величин пористості адсорбенту [263].

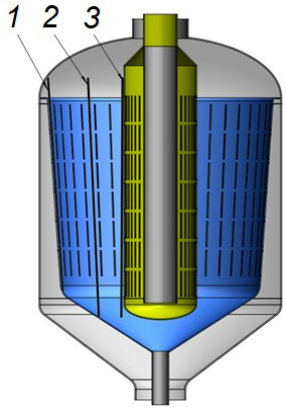


Рисунок 6.48 – Контрольні лінії (1, 2, 3) для побудови графічних залежностей

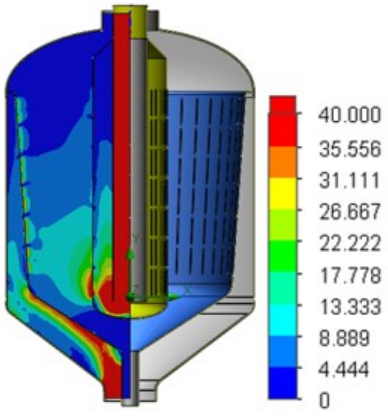


Рисунок 6.49 – Розподіл швидкості у поздовжньому перерізі адсорбера (пористість адсорбенту 0,25)

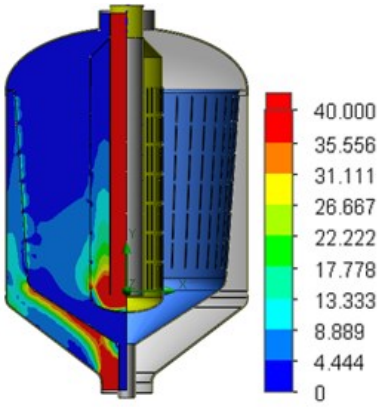


Рисунок 6.50 – Розподіл швидкості у поздовжньому перерізі адсорбера (пористість адсорбенту 0,5)

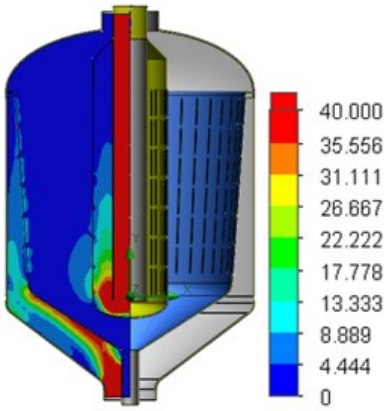


Рисунок 6.51 – Розподіл швидкості у поздовжньому перерізі адсорбера (пористість адсорбенту 0,75)

На рисунках 6.52-6.54 показано графічні залежності зміни швидкостей руху газового потоку по контрольних лініях (рис. 6.48) [263].

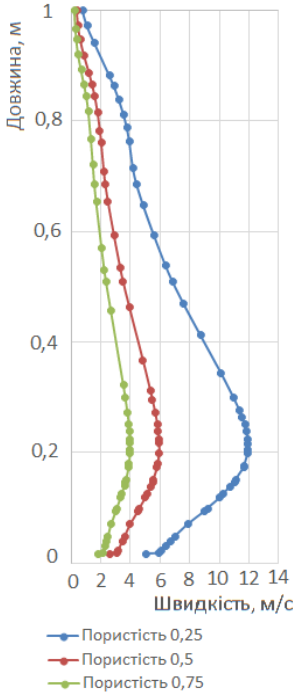


Рисунок 6.52 – Зміна швидкості руху газового потоку по контрольній лінії 1

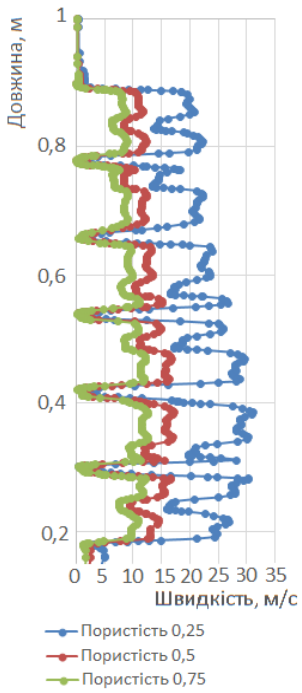


Рисунок 6.53 – Зміна швидкості руху газового потоку по контрольній лінії 2

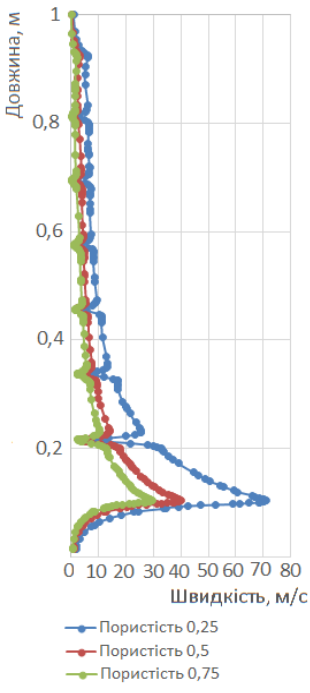


Рисунок 6.54 – Зміна швидкості руху газового потоку по контрольній лінії 3

Аналіз отриманих розподілів швидкостей (рис. 6.49–6.51) та відповідних графічних профілів (рис. 6.52–6.54) вздовж контрольних ліній дозволяє встановити фундаментальні фізичні закономірності радіальної фільтрації у кільцевому шарі. Епюри швидкостей фіксують суттєвий просторовий градієнт нерівномірності потоку, що має спільну топологічну тенденцію для всіх досліджуваних значень пористості. Екстремальні піки швидкостей локалізовані безпосередньо в зонах дискретного входу та виходу газу з перфораційних отворів трубок 4 та 6 (контрольні лінії 1 та 3, рис. 6.52, 6.54). Це пояснюється ефектом струминного витискання флюїду крізь обмежену площу перфорації, за якого відбувається різка трансформація потенційної енергії тиску в кінетичну з утворенням локальних високошвидкісних факелів. Проте при заглибленні в масив сорбенту (контрольна лінія 2, рис. 6.53) профіль швидкості зазнає інтенсивного згладжування, демонструючи квазіоднорідний розподіл. Фізична природа цієї стабілізації обумовлена дисипативною дією пористого середовища, яке працює як об’ємний гідродинамічний демпфер. Чисельно доведено, що зменшення коефіцієнта пористості з 0,75 до 0,25 викликає закономірне зростання середньої швидкості фільтрації у міжгранульному просторі за законом збереження маси, що, відповідно до квадратичного закону Форхгеймера, призводить до приросту сумарного гідравлічного опору апарату. З позицій масообмінної перенесення, стабільність швидкісного профілю в центральній зоні пакування (рис. 6.53) забезпечує оптимальний час контакту (Residence Time) молекул діоксиду вуглецю з активними центрами цеоліту, що гарантує високу динамічну ємність адсорбера. Наявність конічної внутрішньої труби 6 дозволяє компенсувати падіння статичного тиску вздовж осі апарату за рахунок прогресуючого зменшення площі радіального перерізу шару в напрямку висхідного руху. Це забезпечує вирівнювання інтегрального вектора швидкості по всій висоті кільцевого завантаження, ліквідує застійні зони і підтверджує вищу технологічну ефективність розробленої геометрії (приріст продуктивності по CO_2 до 25\% порівняно з циліндричними вертикальними аналогами при тотожних масогабаритних характеристиках). Отримані закономірності є теоретичною базою

для оптимізації режимів низьковуглецевої сепарації промислових димових емісій промислових підприємств [263].

6.6 Транспортування і зберігання газу та краплинної рідини

6.6.1 Транспортування очищеного димового газу (діоксиду вуглецю та азоту) до свердловин

Діоксид вуглецю (CO_2) та азот (N_2), вилучені з димових газів промислових підприємств, після очищення та стиснення можуть ефективно використовуватися у нафтогазовій галузі для підвищення рівня безпеки та реалізації низьковуглецевого переходу. Одним із ключових етапів є їх транспортування до свердловин, де вони можуть застосовуватися для гасіння пожеж, попередження вибухонебезпечних ситуацій та підвищення ефективності технологічних процесів (наприклад, закачування газів для підтримки пластового тиску).

Основні методи транспортування: газопровідний транспорт (будівництво спеціалізованих трубопроводів для подачі стисненого CO_2 та N_2 безпосередньо до свердловин; використання компресорних станцій для підтримання тиску у магістралі (звичайно 8–15 МПа для CO_2); застосування технології dense phase transport (надкритичний стан CO_2 при $T > 31°C$ та $P > 7,4$ МПа), що зменшує втрати об’єму та полегшує транспортування на великі відстані); кріогенне транспортування (перевезення рідкого CO_2 у спеціалізованих цистернах з ізоляцією; використання змішаних кріогенних резервуарів для одночасного транспортування CO_2 та N_2 у рідкому вигляді); мобільні модулі транспортування (використання контейнерів високого тиску (tube trailers) для перевезення газової суміші автомобільним транспортом; гнучкість у забезпеченні різних свердловин залежно від потреби.

6.6.2 Особливості імітаційного моделювання посудин, що працюють під тиском

Під час проєктування посудин, що працюють під тиском, застосовуються регламентовані алгоритми розрахунку напружено-деформованого стану їх елементів. Проте, у процесі роботи, на такі посудини діють одночасно багато різноманітних навантажень, таких як вага робочого середовища, власна вага посудини, температура робочого та зовнішнього середовища, внутрішній тиск, сейсмічні навантаження. Звести отримані результати окремих розрахунків до спільних значень дуже важко. Тому варто для цього застосовувати сучасні CAE-системи [265].

При проєктуванні посудин основним завданням є вибір їх конструктивних параметрів, що забезпечують високу ефективність (мінімальну матеріаломісткість, достатній запас міцності та жорсткості, низьку собівартість тощо).

Отже, для якомога точнішої оцінки напружено-деформованого стану посудин, що працюють під тиском, необхідно проаналізувати умови роботи, розробити алгоритм розрахунку та проаналізувати отримані результати імітаційного моделювання [265].

Математична постановка комплексної задачі оцінки міцності великогабаритних посудин під тиском вимагає врахування принципу суперпозиції напружено-деформованих станів, викликаних різнорідними за своєю фізичною природою чинниками. На відміну від стандартного ізольованого статичного розрахунку, реальні умови експлуатації апарату характеризуються одночасною дією внутрішнього тиску, температури, вагових характеристик конструкції та флюїду, а також динамічних навантажень від сейсмічних коливань ґрунту.

В рамках наукових основ імітаційного моделювання МСЕ, повний тензор напружень у кожній скінченно-елементній комірці визначається за методом крокової лінійної комбінації окремо розрахованих базових завантажень (Load

Cases). Алгебраїчна формалізація сумарного напруженого стану в матричному вигляді для *k*-ї комбінації навантажень виражається як:

$$\sigma_{ij}^{(total)} = \sum_{m=1}^{N} \gamma_m \cdot \sigma_{ij}^{(m)}$$

де $\sigma_{ij}^{(m)}$ – тензор напружень від *m*-го ізольованого фактора (статичного тиску, температурного поля чи сили тяжіння),

γ_m – безрозмірний коефіцієнт надійності за навантаженням (ваговий множник комбінації) згідно з діючими нормативними регламентами.

На основі результуючих компонент сумарного тензора $\sigma_{ij}^{(total)}$ обчислюються еквівалентні напруження за четвертою енергетичною теорією міцності Губера–Мізеса–Генкі.

Крайові умови скінченно-елементної схеми відповідали класичній розрахунковій схемі горизонтального апарату на двох сідлових опорах (рис. 6.55): одна з опор (фіксована) жорстко защемлена за всіма лінійними ступенями вільності, тоді як інша (рухома) має можливість вільного поздовжнього осьового переміщення вздовж направляючих пазів корпусу, що унеможливлює виникнення надлишкових температурних напружень при тепловому розширенні обичайки [265].

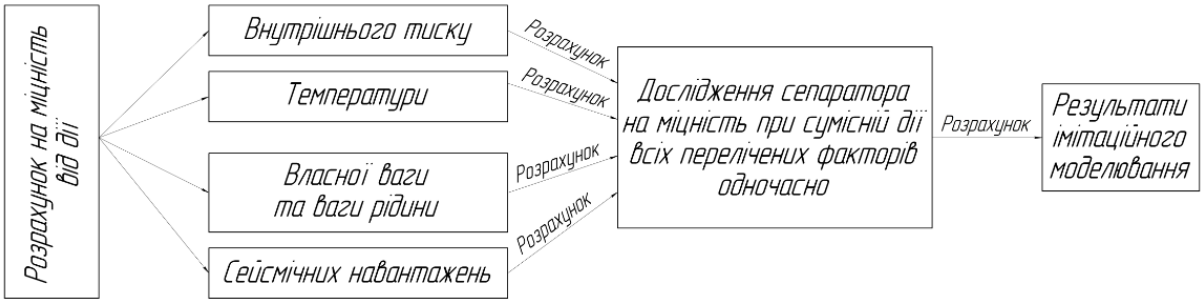


Рисунок 6.55 – Алгоритм розрахунку посудини, що працює під тиском

Граничні параметри навантаження скінченно-елементної моделі посудини були сформовані на основі номінальних технологічних регламентів промислового комплексу: робочий внутрішній надлишковий тиск складав P_{mut} = 0,5 МПа, а градієнт температурного поля внутрішньої стінки приймався рівним T = 100 ºС за умов конвективного теплообміну із зовнішнім середовищем. Сумарна гравітаційна маса системи (власна вага металоконструкції апарату разом із гідростатичним завантаженням робочим флюїдом) становила m_{total} = 55840 кг, що в силовому еквіваленті відповідає вертикальному зусиллю сили тяжіння $F_g \approx$ 548 кН, прикладеному до внутрішньої поверхні. Динамічна сейсмічна дія, що відповідає локальній інтенсивності 8 балів за макросейсмічною шкалою сейсмічної небезпеки, формалізувалася квазістатичним методом еквівалентних прискорень відповідно до будівельних норм. Сейсмічне навантаження інтегрувалося в розрахункове ядро як просторовий вектор інерційного прискорення α_{seis} = 2,0 м/с^2 (що становить близько 0,204 · g), орієнтований ортогонально до поздовжньої осі апарату, що імітує найбільш несприятливий напрямок зсувної сейсмічної хвилі. Отримані в результаті чисельного розв’язку просторові поля еквівалентних напружень та розподіл коефіцієнта запасу міцності наведені на рисунках 6.56 та 6.57.

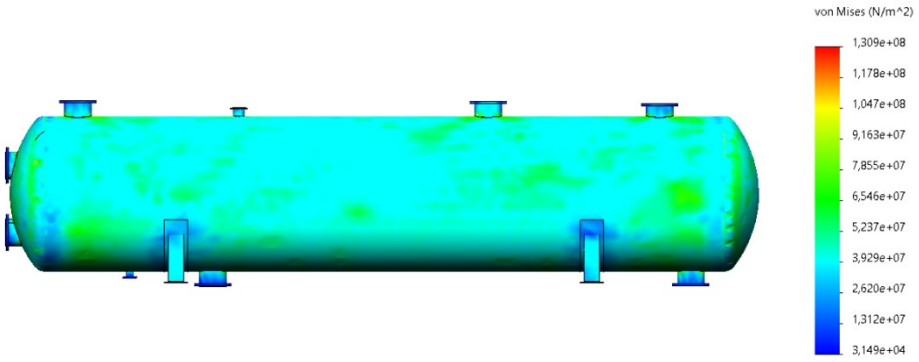


Рисунок 6.56 – Еквівалентні напруження (від дії всіх вищезазначених навантажень)

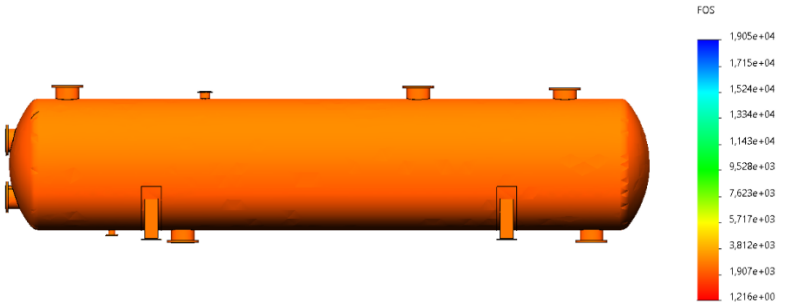


Рисунок 6.57 – Коефіцієнт запасу міцності

Аналіз одержаних сумарного НДС (рис. 6.56) та коефіцієнта запасу міцності (рис. 6.57) дозволяє стверджувати, що за умов одночасної дії всього спектра експлуатаційних чинників міцність та геометрична жорсткість корпусу посудини повністю забезпечуються. Обчислений інтегральний максимум еквівалентних напружень за Мізесом локалізований у нижній частині обичайки безпосередньо у зонах спряження з опорними сідлами і становить 130,9 МПа (рис. 6.56). Зважаючи на те, що для виготовлення корпусу використано низьколеговану конструкційну сталь із межею текучості 245 МПа, мінімальний локальний коефіцієнт запасу міцності становить 1,87, що відображено на епюрі (рис. 6.57) і повністю задовольняє жорсткі вимоги галузевих нормативних стандартів безпеки для обладнання, що працює під тиском ([n]≥1,5). З позицій механіки оболонкових систем, особливу увагу при експертизі працездатності слід приділяти вузлам локальних геометричних неоднорідностей – зонам зварних спряжень штуцерів, патрубків та підкладних листів опор. Візуалізація напруженого стану (рис. 6.56) фіксує в цих зонах виражений крайовий ефект із високими градієнтами напружень розтягу-згину, викликаний різкою зміною кривизни оболонки та концентрацією жорсткості. Для запобігання зародженню втомних мікротріщин у зварних швах при знакозмінному термічному або тисковому циклуванні, конструктивні переходи в цих вузлах повинні виконуватися з плавними радіусами галтелей та обов’язковим термообробленням (відпуском) для зняття початкових залишкових технологічних напружень. Отримані скінченно-елементні поля напружень є надійною числовою базою для подальших розрахунків тривалої довговічності та циклічної втоми обладнання.

6.6.3 Оптимізація опори горизонтальної посудини, що працює під тиском

Сучасні засоби проектування дозволяють не тільки прогнозувати степінь деформації виробу, але і оптимізувати його конструкцію, відповідно до заданих меж маси та міцності. Це є важливим для конструкцій посудин, що працюють під тиском. Для цього використовують різноманітні модулі комп'ютерних програм, у яких реалізовано методи параметричної та топологічної оптимізації.

Для оптимізації побудовано тривимірну модель опори посудини, що працює під тиском. Розміри опори та її тривимірну модель наведено у роботі [266].

Крайовими умовами під час дослідження прийнято закріплення нижнього листа з можливістю його переміщення тільки у вертикальному напрямі та навантаження на опору від маси посудини та середовища (568195 Н), що в ній зберігається.

Науково обґрунтованим кроком при формалізації крайових умов навантаження сідлової опори без прямого включення до розрахункової схеми масивного циліндричного корпусу судини є застосування моделі косинусоїдального розподілу контактного тиску. Це дозволяє адекватно відтворити пружне спирання оболонки на ложемент опори, де інтегральне вертикальне зусилля від маси апарату F_y = 568195 Н трансформується у нерівномірне поле радіального контактного тиску $P(\Theta)$. У математичному ядрі скінченно-елементного аналізу закон розподілу навантаження в межах кута контакту оболонки з ложементом $(-\pi/2 \le \Theta \le \pi/2)$ задається у вигляді синусоїдальної (косинусоїдальної) або параболічної залежності (рис. 6.58).

а) б)

Рисунок 6.58 – Варіації розподілу навантаження на опору

Для синусоїдального профілю (рис. 6.58, а) інтенсивність радіального тиску у довільному вузлі скінченно-елементної сітки на дузі контакту описується рівнянням:

$$P(\Theta) = P_{\max} \cdot \cos\Theta$$

де $P_{\max}$ – максимальний локальний тиск на вертикальній осі симетрії ($\Theta = 0$). Значення $P_{\max}$ визначається з інтегральної умови рівноваги сил у проекції на вертикальну *y*:

$$F_y = \int_{-\Theta_0}^{\Theta_0} P_{\max} \cdot \cos\Theta \cdot \cos\Theta \cdot R \cdot b \cdot d\Theta$$

де R – радіус ложемента,

b – ширина опорного листа,

Θ_0 – напівкут охоплення обводної кромки.

Для параболічного закону розподілу (рис. 6.58, б), який мінімізує дотичні (тангенціальні) компоненти сил тертя у вузлах сітки, епюра тиску формалізується квадратичною функцією $P(\Theta) = P_{\max} \cdot \left[1 - (\Theta/\Theta_0)^2\right]$, інтегрування якої також виконується з умов замикання вектора зовнішньої сили F_y. Матеріалом для всіх елементів оптимізованої металоконструкції прийнято низьколеговану сталь підвищеної міцності марки 09Г2С із нормативним значенням межі текучості 325 МПа.

Математична постановка першого етапу структурного синтезу базується на методі топологічної оптимізації за алгоритмом SIMP (Solid Isotropic Material with Penalty). Цільовою функцією алгоритму визначено мінімізацію інтегральної податливості конструкції (максимізацію статичної жорсткості) при накладанні лінійного обмеження на загальну масу опори – зменшення об’єму матеріалу на

15 % від початкового значення. Керуючим параметром у варіаційній задачі виступає умовна відносна густина скінченних елементів $\rho_e \in [0; 1]$.

У результаті ітераційного розв'язання варіаційного рівняння одержано оптимізовану геометричну топологію розподілу силових полів у тілі опори (рис. 6.59), де зони з нульовою густиною матеріалу ($\rho_e \to 0$, гідродинамічно розвантажені ділянки) були вилучені з масиву конструкції.

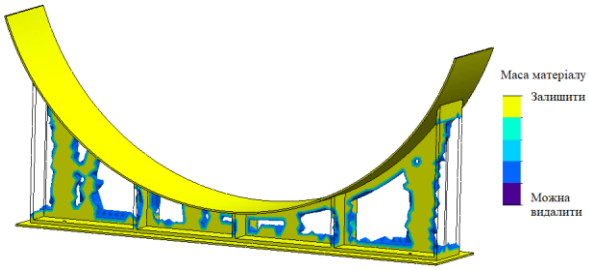
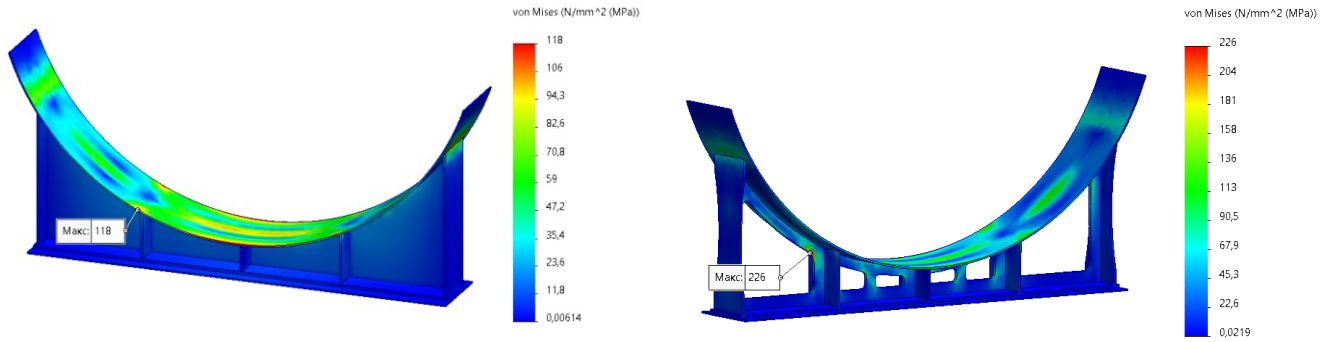


Рисунок 6.59. Форма опори посудини отримана у результаті топологічної оптимізації

На основі отриманого топологічного дослідження сформовано фінішну конструкторську 3D-модель опори (рис. 6.60, б).



а) б)

а) – неоптимізована; б) – оптимізована

Рисунок 6.60 – Розподіл еквівалентних напружень у опорі

Чисельний розрахунок у скінченно-елементному модулі зафіксував зменшення маси металоконструкції з 595 кг до 505 кг, що забезпечує зниження

матеріаломісткості на 15 % та підтверджує високу ефективність структурного синтезу.

Порівняльний розподілу еквівалентних напружень за Мізесом для неоптимізованої та оптимізованої конфігурацій (рис. 6.60) виявив специфічні закономірності. У вихідній конструкції опори (рис. 6.60, а) максимум напружень локалізований у зоні підкладного листа і становить 118 МПа, що відповідає коефіцієнту запасу міцності 2,75. У топологічно оптимізованій опорі (рис. 6.60, б) внаслідок вилучення пасивних об’ємів металу інтегральний рівень напружень закономірно зріс, досягаючи екстремуму 226 МПа у внутрішній зоні переходу вертикального ребра жорсткості. Це призвело до локального зниження коефіцієнта запасу до межі 1,43, що є дещо нижчим за нормативний галузевий ([n]≥1,5). З позицій механіки руйнування, поява цього локального екстремуму зумовлена виникненням геометричного концентратора (гострого кута) при автоматичному формуванні нових меж топології. Для нівелювання крайового ефекту концентрації на другому етапі реалізовано процедуру параметричної оптимізації. В якості варійованого конструктивного параметра було обрано радіус галтельного заокруглення ребра *R* у діапазоні від 100 до 300 мм (рис. 6.61) за цільової функції мінімізації локального максимуму еквівалентних напружень. Чисельна обробка результатів параметричного пошуку (рис. 6.62) підтвердила високу ефективність двоетапного підходу: збільшення радіуса до гранічних 300 мм забезпечило плавне розсіювання силового потоку та знизило пікові напруження на 31,8 % – з 226 МПа до безпечних 154 МПа.

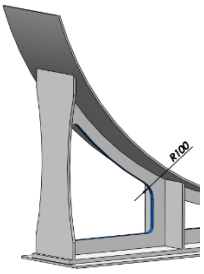


Рисунок 6.61 – Змінний параметр (радіус заокруглення R)

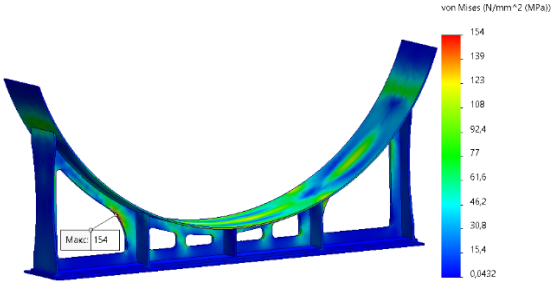


Рисунок 6.62 – Розподіл еквівалентних напружень у опорі

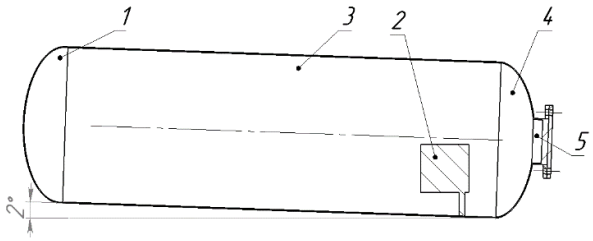
Результуючий коефіцієнт нормативного запасу міцності модернізованого вузла підвищився з 1,43 до стабільних 2,1 (рис. 6.62), що суттєво перевищує нормативні вимоги безпеки. Таким чином, успішне поєднання методів топологічного та параметричного синтезу дозволило отримати полегшену на 15 % конструкцію сідлової опори горизонтального сепаратора при одночасному забезпеченні її високої конструктивної міцності, що закладає надійний прикладний базис для зниження металомісткості та собівартості промислвого обладнання.

6.6.4 Автоматизоване розроблення градуювальної таблиці горизонтальних резервуарів

Проблема підвищення точності обліку нафти та нафтопродуктів є однією із найважливіших. Складність організації процесу вимірювань під час калібрування полягає в тому, що вимірювання необхідно виконати без демонтажу приладів, що входять до системи, на резервуарі за реальних умов їх експлуатації [267, 268, 269].

Перевірка резервуарів може відбуватися за допомогою трьох методів: геометричного, об’ємного та 3D-сканування.

Математична постановка задачі автоматизованого створення градуювальних таблиць горизонтальних резервуарів базується на методах параметричного та твердотільного обчислювального моделювання [270]. Традиційні метрологічні методи (геометричний чи об’ємний) в умовах експлуатації зазнають значних похибок через неврахування реального просторового кута нахилу резервуара $\alpha = 2\text{-}3^{o}$, а також складного внутрішнього внутрішньоємнісного наповнення (конструктивних об’ємів рівнемірів, теплообмінних секцій, перегородок жорсткості та люків-лазів) (рис. 6.63). Для розв’язання цієї просторово-геометричної задачі розроблено дискретно-варіаційний чисельний алгоритм. Математичний об’єм рідкої фази $V(h)$ формалізується як сімейство інтегральних функцій від поточного рівня наповнення h (координати дзеркала рідини), відліченого вздовж нормалі до площини залягання, що перетинає найнижчу точку (полюс) внутрішньої обичайки (рис. 6.64).



1, 4 – еліптичне днище; 2 – внутрішні елементи; 3 – корпус; 5 – люк-лаз

Рисунок 6.63 – Схема резервуара

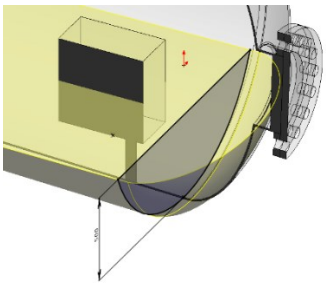


Рисунок 6.64 – Ескіз на площині, на площині, що пересікає найнижчу точку резервуару

Розрахунковий об’єм рідини в моделі резервуара ініціюється як окрема топологічна твердотільна область V_{raw} (рис. 6.65).

Реальний об’єм нафтопродукту V_{real} визначається шляхом застосування булевих операцій віднімання (топологічного висікання) підмножин простору, які займають конструктивні елементи V_{elem}, з континууму рідкої фази (рис. 6.66):

$$V_{real}(h) = V_{raw}(h) / \bigcup_{k=1}^{M} V_{elem,k}$$

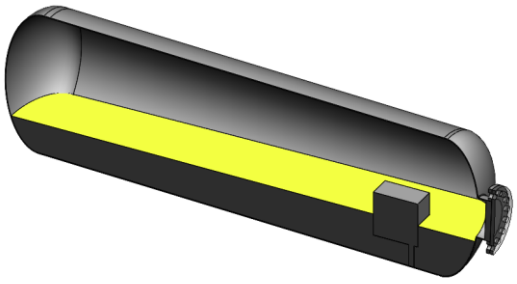


Рисунок 6.65 – Тривимірна модель резервуару із розміщеною середині рідиною та внутрішніми елементами, об’єм який не вирахуваний з об’єму рідини

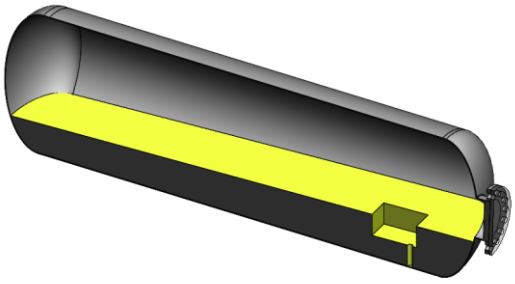


Рисунок 6.66 – Тривимірна модель резервуару із розміщеною всередині рідиною із вирахуваним з неї об’ємом внутрішніх елементів

Геометричні та масоінерційні характеристики отриманого нелінійного домену (включаючи площу вільного дзеркала, координати тензора центра тяжіння та головні моменти інерції) розраховуються за допомогою чисельного інтегрування просторових областей методом дискретизації за Гауссом.

Для автоматизації процедури генерації калібрувальної (градуювальної) таблиці по всьому технологічному діапазону наповнення місткості реалізовано алгоритм багатопараметричного варіаційного аналізу (Design Study). Керуючим параметром (незалежною змінною розрахункової матриці) визначено лінійний геометричний розмір h, який описує поточну висоту наповнення. Область визначення керівної змінної задавалася у вигляді дискретного масиву з фіксованим кроком за формулою:

$$h_j = H_{\min} + j \cdot \Delta h, \quad j = 0,1,...,N$$

де для досліджуваного резервуара прийнято мінімальний реєстрований рівень $H_{\min}$ = 50 мм, максимальний рівень заповнення $H_{\max}$ = 600 мм при кроці дискретизації Δh = 50 мм (що формує матрицю з 12 послідовних розрахункових сценаріїв).

Цільовою функцією (моніторинговим датчиком) алгоритму виступає обчислена булева матриця об’єму V_{real} (h_j). Програма в автоматичному режимі виконує послідовну ітераційну перебудову тривимірної геометрії тіла рідини для кожного j-го сценарію, здійснює автоматичне топологічне віднімання внутрішніх об’ємів занурених елементів і генерує результуючу цифрову калібрувальну залежність (рис. 6.74).

Просмотр переменных | Просмотр таблицы | Просмотр результатов

14 из 14 сценариев завершены успешно. Качество исследования проектирования: Высокое

		Текущая	Начальная	Оптимальная (1)	Сценарий 1	Сценарий 2	Сценарий 3	Сценарий 4	Сценарий 5	Сценарий 6	Сценарий 7	Сценарий 8	Сценарий 9	Сценарий 10	Сценарий 11	Сценарий 12
h1		500mm	500mm	50мм	50мм	100мм	150mm	200mm	250mm	300mm	350mm	400mm	450mm	500mm	550mm	600mm
Объем1	Минимизировать	2.04545	2.04545	0.0125776	0.0125776	0.0671643	0.179824	0.355636	0.576959	0.822178	1.09491	1.39194	1.70974	2.04545	2.39643	2.76082

Рисунок 6.67 – Залежність об’єму рідини у резервуарі від її висоти

Критичним етапом дослідження є чисельна оцінка та метрологічний аналіз впливу просторового кута нахилу резервуара на точність визначення об’єму рідини. Було проведено порівняльне імітаційне моделювання для двох просторових станів резервуарів за фіксованого значення рівня наповнення в реперній точці $h = 600$ мм: для строго горизонтально розміщеного резервуару ($\alpha = 0^{\circ}$) та для проектного встановлення під кутом $\alpha = 2^{\circ}$ у напрямку дренажного патрубка. Математична обробка одержаних результатів зафіксувала, що за горизонтального розміщення об’єм рідкої фази становить $V_{hor} = 3{,}36$ м^3, тоді як при нахилі під кутом 2° об’єм дорівнює лише $V_{tilt} = 2{,}76$ м^3. Абсолютна похибка визначення об’єму становить $\Delta V = 0{,}60$ м^3, що у відносному вираженні сягає неприпустимого для комерційного обліку значення – понад 17,8 %. Така суттєва розбіжність пояснюється трансформацією топології домену рідини: при нахилі судини циліндричний сегмент перетворюється на складне косозрізане просторове тіло, обмежене еліптичними поверхнями днищ 1 та 4 (рис. 6.63), де дзеркало рідини відсікає суттєво меншу площу перерізу в піднятій частині резервуара. Наявність занурених внутрішніх елементів додатково спотворює лінійність цієї залежності.

Отже, розроблений параметричний CAD-алгоритм автоматизованого створення градуювальних таблиць дозволяє повністю нівелювати похибки від просторової дислокації та конструктивної комплектації обладнання. Чисельно доведено, що використання таблиць, розрахованих для ідеальних геометричних умов, є метрологічно некоректним і веде до суттєвого дисбалансу при обліку продуктів. Впровадження запропонованої методики забезпечує прецизійну точність калібрування технологічних резервуарів без їх демонтажу, що закладає надійні науково-прикладні засади для підвищення енергоефективності та операційного аудиту.

Висновки до розділу

1 Розроблено та науково обґрунтовано стратегію збору, транспортування та промислового використання газів CO_2 і N_2, яка дозволяє поєднати вимоги

екологічного низьковуглецевого переходу із підвищенням промислової безпеки. Доведено, що впровадження цього підходу забезпечує подвійний ефект: зменшуються викиди парникових газів в атмосферу, а самі гази ефективно використовуються як безпечне вогнегасне середовище та надійний робочий агент у технологічних процесах нафтогазової галузі.

2 Обґрунтовано високу технологічну перспективність застосування газових сумішей CO_2-N_2 у структурі систем протипожежного захисту об’єктів нафтогазового комплексу. Доведено, що використання азоту дозволяє оптимізувати витрату діоксиду вуглецю при одночасному забезпеченні високоінтенсивного об’ємного та площинного гасіння горіння в умовах низької ефективності традиційних вогнегасних речовин. Встановлено, що поєднання суміші з процесами генерації високократної газонаповненої піни суттєво підвищує керованість і надійність процесу, а універсальність методу забезпечує його адаптивну інтеграцію в діючі промислові комплекси пожежогасіння, що закладає триботехнічні та енергоефективні засади створення систем екологічно безпечного моніторингу техногенних ризиків.

3. Запропонований спосіб відокремлення рідини та механічних частинок із газового потоку забезпечує підвищення ефективності очищення значних об’ємів газу від водяної пари та механічних домішок, а також сприяє покращенню екологічної безпеки технологічних процесів. На запропонований спосіб отримано патент України на користу модель.

4. На основі чисельного нелінійного CFD-моделювання адіабатичного розширення неізотермічного стисливого газу встановлено закономірності впливу макрогеометрії проточної частини сопел Лаваля на кінетику температурної сепарації багатокомпонентних потоків. Визначено раціональну конфігурацію каналу, що максимізує ефект Джоуля–Томсона та забезпечує стабільне формування низькотемпературного ядра. Доведено, що варіація геометричних параметрів вхідного конфузора має інваріантний (мінімальний) вплив на підсумковий термічний ефект на зрізі дифузора.

5. Чисельно та експериментально досліджено газодинамічні параметри розробленого багатосоплового пристрою для термопідготування промислових димових газів цементного виробництва. Підтверджено наявність двоступеневого механізму охолодження газу: в ізоентропному потоці всередині сопел та в процесі вільного розширення у вихідному колекторі. Натурними випробуваннями виготовленого за результатами моделювання дослідно-промислового зразка підтверджено зниження статичної температури димових газів від 115 ºС до 72 ºС, при цьому розходження з чисельними розрахунками не перевищує 9 %.

6. За допомогою параметричного CFD-аналізу встановлено вплив шорсткості стінок сопла на структуру приграничного шару. Встановлено, що зростання мікрошорсткості у межах $Rz = 0…200$ мкм активізує в'язкісну дисипацію енергії та призводить до незначного підвищення статичної температури газу. Обґрунтовано, що для умов промислових димоходів раціональним є обмеження надзвукового режиму інтервалом чисел Маха M = 1,3, що забезпечує достатній термодинамічний потенціал конденсації вологи при помірних вхідних тисках без залучення високовартісних компресорних агрегатів високого тиску.

7. Розроблено конструкцію регульованого сопла Лаваля та виконано покроковий скінченно-елементний аналіз його НДС в осесиметричній нелінійній постановці. Виявлений крайовий ефект стиснення еластомеру в зонах контакту з жорсткими торцями усунено шляхом інтеграції зовнішнього недеформівного обмежувального кільця, що забезпечило центрострімкий характер деформацій та збереження конічного профілю каналу. Застосуванням адитивних технологій виготовлено оснастку та натурний зразок сопла з гіпереластичного силікону SKR-788; експериментально підтверджено контрольовану зміну діаметра критичного перерізу з 11,8 мм до 8,6 мм за осьового ходу стискання 10 мм із відхиленням від чисельної моделі не більше 7,5 %.

8. Розроблено автоматизований спосіб регулювання геометрії сопла Лаваля та розроблено алгоритм його дводіапазонного імітаційного моделювання. Чисельно підтверджено, що за надзвукових чисел Маха ($M \approx 1{,}5$) забезпечується зниження статичної температури багатокомпонентного газового потоку від 120 ºС до 75 ºС.

На основі нелінійного скінченно-елементного аналізу встановлено просторовий нерівномірний розподіл газодинамічного тиску вздовж внутрішнього контуру, який визначає сумарний НДС сопла виготовленого з гіперпружного матеріалу. Доведено, що запропонований спосіб керування параметрами сопла дозволяє стабілізувати розрахункові швидкості течії при коливаннях масової витрати газу, а сформований алгоритм чисельного синтезу забезпечує прецизійний підбір геометричних характеристик сопла з урахуванням фізичної нелінійності гіперпружних матеріалів.

9 Науково обґрунтовано та розроблено конструкцію вертикального газорідинного сепаратора для очищення газопаропилових потоків від конденсату водяної пари. Імітаційнми моделювання встановлено ефективність сепарації на рівні 98 %. Промисловими випробуваннями сепаратора на цементному виробництві підтверджено стабільне масове вилучення вологи в об’ємі 8,3 л/год при залишковій водовмісності очищеного газу на виході не більше 0,25 л/год.

10 Розроблено секційну конструкцію адсорбера для очищення газів від діоксиду вуглецю та інших шкідливих домішок, оснащену циклоном для підвищення ефективності та ресурсу сорбента. За результатами імітаційного моделювання встановлено нерівномірність розподілу швидкості газового потоку в першій секції, зумовлену тангенційним підводом. Показано, що застосування відбивача, зокрема з центральним отвором, забезпечує рівномірніший розподіл газового потоку за певних параметрів газової суміші. Удосконалену конструкцію адсорбера захищено патентом України на корисну модель.

11 На основі скінченно-об’ємного моделювання визначено характеристики кільцевого адсорбера для уловлювання діоксиду вуглецю з димових газів промислових підприємств. Встановлено, що за пропонованої конструкції адсорбера розподіл швидкості газового потоку на вході та виході з шару адсорбенту є нерівномірним, що знижує ефективність роботи адсорбенту. Проте, об’ємна продуктивність кільцевого адсорбера порівняно із вертикальними аналогами є більшою на 25 %.

12 З допомогою імітаційного моделювання встановлено напружено-деформований стан посудини, що працює під тиском, із врахуванням всіх можливих навантажень. Показано, що неврахування окремих складових навантаження на етапі проєктування може призвести до зниження міцності, руйнування або виникнення аварійних ситуацій.

13 Сформовано дводіапазонний метод оптимізаційного проектування сідлових опор горизонтальних апаратів. На першому етапі за допомогою топологічної оптимізації за SIMП-алгоритмом при косинусоїдальному розподілі контактного тиску отримано полегшену на 15 % металоконструкцію опори із сталі 09Г2С (маса зменшена з 595 кг до 505 кг. На другому етапі шляхом параметричного варіаційного синтезу радіусів галтелей (R = 100…300 мм) ліквідовано утворені геометричні концентратори, що знизило пікові напруження на 31,8 % (до безпечних 154 МПа та підвищило нормативний коефіцієнт запасу міцності 1,43 до 2,1.

14 Розроблено алгоритм імітаційного моделювання для автоматизованого розроблення градуювальної таблиці горизонтальних резервуарів вісь яких розташована відносно горизонталі під деяким кутом та всередині резервуару розміщено технологічне обладнання. Чисельно доведено, що просторовий нахил осі резервуара на кут 2º трансформує класичний циліндричний сегмент у косозрізане просторове тіло складного профілю. Встановлено, що порівняльний аналіз двох тотожних за геометрією місткостей (об’ємом 10м^3) за сталого рівня наповнення 600 мм фіксує абсолютну розбіжність їхніх об’ємів на величину ΔV = 0,6 м^3 (відносна похибка понад 17,8 %). Це математично обґрунтовує метрологічну необхідність інтегрального врахування кута просторового нахилу осі резервуара та розміщеного в ньому технологічного обладнання для забезпечення прецизійної точності автоматизованого обліку рідин та скраплених газів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-технічну проблему забезпечення промислової безпеки, надійності та екологічної ефективності експлуатації об’єктів нафтогазової галузі шляхом застосування імітаційного моделювання і вдосконалення конструкцій бурового, нафтогазопромислового й газоочисного обладнання з реалізацією засад низьковуглецевого переходу.

Висновки, які узагальнюють результати виконаних досліджень, полягають у наступному:

1. На основі аналізу відмов бурового і нафтогазопромислового обладнання обґрунтовано необхідність переходу від традиційного технічного моніторингу до проактивних систем управління промисловою безпекою на базі імітаційного моделювання фізико-механічних, гідродинамічних й теплових процесів, що відбуваються у елементах обладнання в умовах реальної експлуатації. Визначено обмеження застосування чистого діоксиду вуглецю та його сумішей із азотом для ліквідації промислових пожеж у технологічних зонах відкритого розливу флюїдів і доведено перспективність переходу до комбінованих газопінних систем «діоксид вуглецю–азот». Встановлено доцільність отримання таких газових сумішей шляхом уловлювання та очищення високотемпературних викидів суміжних підприємств (зокрема цементного), що поєднує завдання підвищення пожежної безпеки об’єктів галузі з реалізацією стратегії її низьковуглецевого переходу.

2. Розроблено комплекс експериментальних установок і науково обґрунтованих методик стендових досліджень сепараторів та дослідно-промислових випробувань комплексу для охолодження й очищення газопаропилових потоків димових газів. Запропоновано технологію бездефектного формування дослідних зразків із гіперпружного матеріалу. Шляхом зіставлення даних натурних лабораторних випробувань на одноосьовий розтяг та чисельного аналізу верифіковано розроблені скінченно-елементні моделі та встановлено константи трипараметричної моделі Муні–Рівліна для силікону SKR-788 (C_{10}=−1,0335·10^5 Па, C_{00}=5,7534·10^5 Па і C_{01}=9,3·10^4 Па). Доведена висока

збіжність розрахункових і експериментальних кривих деформування, що підтверджує достовірність запропонованого чисельного підходу.

3. Вдосконалено узагальнену імітаційну модель бурового та нафтогазопромислового обладнання на основі підходу, що інтегрує взаємопов’язані механічні, гідравлічні, теплові та матеріалознавчі процеси з використанням методів скінченних елементів і скінченних об’ємів. На відміну від існуючих ізольованих підходів, вдосконалена модель забезпечує комплексне врахування діючих навантажень та прогнозування напружено-деформованого стану, гідродинамічних параметрів у елементах бурового, нафтогазопромислового та газоочисного обладнання і обґрунтування рішень щодо підвищення його надійності й довговічності.

4. Сформульовано науково обґрунтовані критерії безпеки та надійності бурового обладнання. На основі комплексного імітаційного моделювання розроблено та вдосконалено конструктивні елементи обладнання для спорудження свердловин:

– для доліт PDC розроблено гідромоніторну насадку з регульованим потоком та оптимізовано розташування насадок на долоті, що підвищує ефективність видалення шламу;

– для клапанних вузлів бурових насосів обґрунтовано зміну форми еластичної манжети для її контрольованого деформування без утворення зазорів із тарілкою, а також чисельно підтверджено розвиток кавітаційних явищ у конструкції клапанного вузла бурового насоса;

– для поршневих груп бурових насосів запропоновано збірну конструкцію поршня з підкладними пластмасовими кільцями трапецієподібного перерізу (кут скосу 35°), що знижує контактний тиск і запобігає екструзії (витисканню) гумової манжети;

– для зворотних цементувальних клапанів модернізовано конструкцію та уточнено значення емпіричного коефіцієнта для розрахунку запобіжних мембран із фрезерованими канавками на основі моделювання кінетики їхнього руйнування.

На основі чисельного аналізу гідродинаміки встановлено, що залежно від реологічних властивостей промивних рідин (води та бурового розчину) різниця у величинах гідравлічного опору в клапані бурового насоса досягає в середньому 48,7 %, що доводить необхідність врахування нелінійної реології середовища під час проєктування гідравлічних вузлів нафтогазових машин.

Експериментально визначено механічні характеристики тампонажного матеріалу та доведено, що використання конденсату водяної пари з промислових димових газів як рідини замісу, порівняно з водопровідною водою, покращує розтічність розчину і підвищує міцність сформованого цементного каменю на згин на 30 % та на стиск на 31 % без зростання його крихкості.

5. На основі чисельних досліджень напружено-деформованого стану та гідродинамічних характеристик науково обґрунтовано нові конструктивні рішення для підвищення надійності елементів нафтогазопромислового обладнання:

– для штангових свердловинних насосних установок: визначено характер впливу технологічних дефектів різьби насосних штанг на їхню міцність; модернізовано конструкцію різьбового з’єднання, що забезпечило зниження максимальних напружень на 60 МПа та їх рівномірніший розподіл у впадинах витків різьби ніпеля; вдосконалено конструкцію безрізьбового з’єднання штанг, що дало змогу підвищити його міцність; розроблено конструкцію та обґрунтовано параметри захисного протектора насосних штанг, доведено імітаційним моделюванням, що його застосування не спричиняє перерозподілу напружень у витках різьби муфти й зумовлює лише неістотне зростання гідравлічного опору потоку флюїду; на основі порівняльного аналізу гідродинамічних параметрів доведено суттєві експлуатаційні переваги свердловинного клапана золотникового типу порівняно з кульковим;

– для сепараційного обладнання: встановлено закономірності впливу швидкості й тиску багатофазного потоку на ефективність вловлювання краплинної рідини; обґрунтовано доцільність встановлення перегородки у вхідній частині корпусу сепаратора та застосування сферичного відбивача для гомогенізації

структури потоку, що забезпечує високу ефективність сепарації. Результати чисельного моделювання верифіковано натурними стендовими випробуваннями.

6. Обґрунтовано конструктивні параметри та підтверджено експлуатаційну надійність нових захисних елементів і пристроїв для запобігання відмовам обладнання та ліквідації їхніх наслідків. Розроблено пристрій для безпечної заміни вставних насосів штангових свердловинних насосних установок та оцінено його напружено-деформований стан під дією робочих навантажень. Чисельним аналізом гідродинаміки свердловинного фільтра визначено його гідравлічний опір. Створено алгоритм моделювання процесів деградації і визначено зони та інтенсивність ерозійного зношування елементів фонтанної арматури, які узгоджуються із даними експлуатації. Запропоновано схему автономного опресування противикидного обладнання без залучення мобільних насосних агрегатів та розроблено пристрій із самоущільнювальною манжетою, для якої встановлено залежність контактного тиску від величини монтажного натягу її робочої поверхні.

7. Науково обґрунтовано й розроблено конструктивно-технологічні рішення для термодинамічного охолодження, очищення, уловлювання промислових димових газів та зберігання рідини, що забезпечує інтеграцію екологічних цілей низьковуглецевого переходу з вимогами підвищення промислової безпеки об’єктів галузі:

– у межах стратегії декарбонізації запропоновано концепцію збирання та цільового використання техногенних газів (діоксиду вуглецю та азоту) з метою мінімізації парникових викидів суміжних виробництв. Доведено високу ефективність комбінованих сумішей діоксиду вуглецю–азоту у системах об’ємного газового пожежогасіння масштабних пожеж, що підвищує керованість процесу та забезпечує можливість їх інтеграції в наявні протипожежні комплекси;

– для систем надзвукового охолодження та газопідготовки розроблено ефективний спосіб охолодження високотемпературних газових потоків та їх очищення від дисперсної рідини і механічних домішок. На основі чисельних досліджень оптимізовано геометричні параметри надзвукових сопел Лаваля та

створено конструкцію багатосоплового пристрою, застосування якого забезпечує зниження температури газового потоку на 38 %. Визначено характер взаємозв’язку між мікрогеометрією (шорсткістю) внутрішньої поверхні сопла, числами Маха та термодинамічною ефективністю охолодження; на основі розроблених алгоритмів чисельного моделювання досліджено та вдосконалено конструкції регульованих сопел Лаваля;

– для сепараційного та адсорбційного обладнання із застосуванням методів обчислювальної гідродинаміки розроблено конструкції газорідинних сепараторів та адсорберів з оптимізованими внутрішніми вузлами рівномірного перерозподілу потоків флюїду, що підвищує експлуатаційну надійність апаратів та ступінь газоочищення; працездатність сепараційного устаткування підтверджено результатами промислових випробувань;

– для посудин та резервуарів на основі скінченно-елементного аналізу напружено-деформованого стану модернізовано конструкцію опори резервуара, що забезпечило зниження її металоємності на 15 % за збереження нормативних показників міцності й стійкості. Встановлено вплив кута нахилу резервуара відносно горизонталі та наявного в ньому технологічного обладнання на точність вимірювання об’єму рідини, що дає змогу підвищити достовірність градуювання резервуару.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пічугін С. Ф., Зима О. Є., Стеблянко В. С. Аварії на нафтогазових родовищах як чинник впливу на глобальну екологічну безпеку в Україні. Екологія. Довкілля. Енергозбереження. 2023 : кол. моногр. / за ред. О. В. Степової. Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2023. С. 148–157.

2. Чаплінський С. С., Одосій З. М., Шиманський В. Я. Конструкції клапанних вузлів бурових насосів та шляхи їх покращення. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. № 3(36). С. 118–124.

3. Бабаев С. Г., Васильев Ю. А. Повышение надежности оборудования, применяемого для бурения на нефть и газ. Москва : Машиностроение, 1972. 160 с.

4. Бабаев С. Г. Надежность и долговечность бурового оборудования. Москва: Недра, 1974. 184 с.

5. Мкртычан Я. С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. Москва : Недра, 1984. 207 с.

6. Мкртычан Я. С., Горонович Л. Н., Концур И. Ф. Повышение надежности трехпоршневых буровых насосов. Обзорная информация. Серия «Машины и нефтяное оборудование». Вып. 3. Москва : ВНИИОЭНГ, 1981. 68 с.

7. Айрапетов Л. С. К вопросу о выборе углов рабочих поверхностей клапанов поршневых насосов. РНТС ВНИИОЭНГ. Серия «Машины и нефтяное оборудование». 1977. № 5. С. 9–11.

8. Айрапетов Л. С. Исследование работы клапанов поршневых буровых насосов и разработка методики их расчета : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1980. 24 с.

9. Ливак И. Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкций клапанных групп : дис. ... канд. техн. наук. Ивано-Франковск, 1996. 212 с.

10. Яким Р. С. Дослідження напрацювання тарілок клапанів бурового насоса. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. 2001. № 38. Т. 2. С. 128–134.

11. Горонович Л. Н., Ливак И. Д. Особенности работы и изнашивания клапанов буровых трехпоршневых насосов. *Машины и нефтяное оборудование*. 1979. № 2. С. 3–5.

12. Караев М. А. Гидравлика буровых насосов. Москва : Недра, 1983. 209 с.

13. Чаплінський С. С., Одосій З. М. Вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана на параметри його роботи. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. № 4. С. 100–104.

14. Іващенко В. Т., Лях М. М., Концур І. Ф. Аналіз досліджень подачі поршневих бурових насосів. *Прикарпатський вісник НТШ. Число.* 2015. № 1(29). С. 151–163.

15. Литвинов В. М. Повышение надежности нефтепромысловых насосов. Москва : Недра, 1978. 192 с.

16. Концур І. Ф., Лівак І. Д. Гідромашини і компресори : конспект лекцій. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2004. 133 с.

17. Циліндро-поршневий вузол насоса: пат. 108341 Україна: МПК F16J 1/00, F16J 9/00, F16J 15/16. № a201408647; заявл. 30.07.2014; опубл. 10.04.2015, Бюл. № 7/2015

18. А. с. 779686 СССР, МПК F16J 1/02. Сборный поршень / Ю. М. Авилкин ; заявник і власник Ю. М. Авилкин. № 2573155/25-08 ; заявл. 27.01.1978 ; опубл. 15.11.1980, Бюл. № 42.

19. А. с. 836424 СССР, МПК F16J 1/02. Поршень / Л. Н. Горонович, Ю. С. Корнильцев, А. И. Ильиних ; заявники і власники винахідники. № 1888072/25-8 ; заявл. 27.02.1973 ; опубл. 07.06.1981, Бюл. № 21.

20. Поршень бурового насоса: пат. 47409 Україна, МПК F04C 15/00, F04B 53/00, F16J 1/00. № u200912784; заявл. 09.12.2009; опубл. 25.01.2010, Бюл. № 2/2010; заявник і власник: ТОВ «Луганський електромашинний завод».

21. Варламов А. П. Гидродинамические процессы на забое скважины и совершенствование систем промывки буровых долот : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2008. 25 с.

22. Есьман Б. И., Габузов Г. Г. Термогидравлические процессы при бурении скважин. Москва : Наука, 1991. 216 с.

23. Куликов В. В. Расчет транспортирования шлама в скважине восходящим потоком промывочной жидкости. *Инженер-нефтяник*. 2008. № 1. С. 28–29.

24. Crouse R., Chia R. Optimization of PDC Bit Hydraulics by Fluid Simulation. *Proceedings of the 60th Annual Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers*. Las Vegas, 22–25 Sept. 1985.

25. King I., Bratu C., Delbast B., Besson A., Chabard J. P. Hydraulic Optimization of PDC Bits. *Proceedings of the European Petroleum Conference*. The Hague, Netherlands, 21–24 Oct. 1990.

26. Лівак І. Д., Концур І. Ф., Михайлюк В. В., Чичула М. Я., Яценко Т. В. Дослідження нерівномірності подачі трипоршневих та чотирипоршневих бурових насосів односторонньої дії. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2012. № 1(31). С. 60–69.

27. Кучмистенко О. В., Шавранський М. В., Матеїк Г. Д., Незамай Б. С. Моделювання та оцінка шляхом програмної реалізації статистичних характеристик флуктуацій тиску і витрати бурового розчину. *Методи та прилади контролю якості*. 2023. № 2(51). С. 57–71. https://doi.org/10.31471/1993-9981-2023-2(51)-57-71.

28. Михайлюк В. В., Концур І. Ф., Дейнега Р. О. Гідромашини : атлас схем та конструкцій. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2015. 30 с.

29. Венгринюк Т. П., Романишин Т. Л., Венгринюк А. І. та ін. Дослідження напружено-деформованого стану штока бурового насоса двосторонньої дії. *Нафтогазова енергетика*. 2025. № 1(43). С. 99–108. https://doi.org/10.31471/1993-9868-2025-1(43)-99-108.

30. Лівак І. Д., Концур І. Ф., Шостаківський І. І. Основи нафтогазової справи: навч. посіб. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2014. 432 с.

31. Бабаян Э.В., Черненко А.В., Мойса М.Ю. Інженерные расчеты при креплении нефтяных и газовых скважин. Краснодар: Совет. Кубань, 2012. 384 с.

32. Коцкулич Я.С., Кочкодан Я.М. Буріння нафтових і газових свердловин. Коломия: Вік, 1999. 504 с.

33. Клапан для обсадних колон: пат. 75505 Україна: МПК E21B 34/00. № UA75505; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23/2012.

34. Вчені створили цемент, який поглинає більше вуглекислого газу, ніж викидається під час його виробництва: [електронний ресурс]. URL: https://toneto.net/news/tehnologii/uchyonie-sozdali-tsement--kotoriy-pogloshchaet-bolshe-uglekislogo-gaza--chem-vibrasivaetsya-pri-ego-proizvodstve (дата звернення: 24.04.2025).

35. ГОСТ 27674–88. Трение, изнашивание и смазка. Москва: Изд-во стандартов, 1988. 115 с.

36. Шульга В.Г., Бухаленко Е.И. Устьевое оборудование нефтяных и газовых скважин. Москва: Недра, 1978. 235 с.

37. Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. Москва: Недра, 1984. 464 с.

38. SolidWorks. Офіційний сайт. URL: https://www.solidworks.com (дата звернення: 24.04.2025).

39. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. Москва: ДМК Пресс, 2015. 562 с.

40. Копей В.Б. Скінченно-елементний аналіз та оптимізація різьбових з'єднань. *Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування*. 2010. №58. С. 42–47.

41. ГОСТ 633–80. Трубы насосно-компрессорные и муфты к ним. Москва: Изд-во стандартов, 1980. 439 с.

42. Фаерман И.Л. Штанги для глубинных насосов. Баку: Азнефтеиздат, 1955. 323 с.

43. API RP 7G-2. Recommended Practice for Inspection and Classification of Used Drill Stem Elements. Washington: American Petroleum Institute.

44. ГОСТ 13877–96. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. Киев: Госстандарт Украины, 2002. 28 с.

45. Копей В.Б., Стеліга І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ «Долинанафтогаз». *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. №4(5). С. 78–80.

46. Тараевский С.И., Копей Б.В. Анализ поломок глубинно-насосных штанг в НГДУ «Долинанефтегаз». *Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений.* 1982. Вып. 19. С. 104–107.

47. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. Москва: Машиностроение, 1990. 368 с.

48. Копей Б.В., Копей В.Б., Копей І.Б. Насосні штанги свердловинних установок для видобування нафти: монографія. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. 406 с.

49. Михайлюк В.В. Розроблення різьбового з'єднання насосних штанг з рівномірним розподілом зусиль між витками різьби. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010. №4 (26). С. 61–65.

50. Копей Б.В., Федорович Я.Т., Михайлюк В.В. Оцінка працездатності та підвищення довговічності насосних штанг. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2023. 290 с. (Нафтогазове обладнання: у 15 т.; т.15). ISBN 978-966-694-418-7.

51. Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафінистих нафт: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2004. 175 с.

52. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно-направленных скважин штанговыми глубинными насосами. Москва: ВНИИОЭНГ, 1988. 48 с.

53. Ришмюллер Г., Майер Х. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. Москва: Фест-Альпине, 1988. 151 с.

54. Круман Б.Б. Глубинно-насосные штанги. Москва: Недра, 1977. 181 с.

55. Пушкар П.В., Павлюк Я.Ю., Матвіїшин Т.Б., Артим В.І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ «Надвірнанафтогаз». *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2006. №1. С. 116–120.

56. Копей Б.В., Кузьмін О.О., Онищук С.Ю. Обладнання для попередження відкладень асфальтосмолистих речовин, парафіну та піску: монографія. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. 216 с. (Серія «Нафтогазове обладнання»; т.3).

57. А.с. 1448024 СССР, МКИ Е21В 17/10. Протектор для насосных штанг / Петранюк И.Я., Сычев Ю.С., Петровский Б.С., Федорович Я.Т., Петрыняк В.А. Опубл. 30.12.1988. Бюл. №48.

58. Бахтизин Р.Н., Смольников Р.Н. Особенности добычи нефти с высоким содержанием механических примесей. *Нефтегазовое дело.* 2012. №5. С. 159–170.

59. Басарыгин Ю.М., Будников В.Ф., Булатов А.И. Теория и практика предупреждения осложнений и ремонта скважин при их строительстве и эксплуатации: справ. пособие: в 6 т. Москва: Недра-Бизнесцентр, 2003. Т.3. 431 с.

60. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Скважинные насосные установки для добычи нефти. Москва: Нефть и газ, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. 824 с.

61. Кудрявцев И.А. Совершенствование технологии добычи нефти в условиях интенсивного выноса мехпримесей (на примере Самотлорского месторождения): дис. … канд. техн. наук. Тюмень: ТюмГНГУ, 2004.

62. Вирвінський П.П., Хоменко В.Л. Ремонт свердловин: навч. посіб. Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2003. 219 с.

63. Бойко В.С. Підземний ремонт свердловин: підручник для вищих навчальних закладів: у 4 ч. Ч. 1. Івано-Франківськ: Факел, 2002. 465 с.

64. Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование: справочник. Москва: Недра, 1990. 559 с.

65. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ: підручник. Київ: Реал-Принт, 2004. 695 с.

66. Jennings J.W. Design of Sucker Rod Pumping Systems. *Paper presented at the SPE Centennial Symposium*, New Mexico Tech, Socorro, New Mexico, October 1989. SPE-20152-MS. https://doi.org/10.2118/20152-MS

67. Fakher S., Khlaifat A., Hossain M., Nameer H. A comprehensive review of sucker rod pumps’ components, diagnostics, mathematical models, and common failures

and mitigations. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2021. Vol. 11. https://doi.org/10.1007/s13202-021-01270

68. Khabibullin M. Development of the design of the sucker-rod pump for sandy wells. IOP Conference Series*: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 560. 012065. https://doi.org/10.1088/1757-899X/560/1/012065

69. Overview of Greenhouse Gases. U.S. Environmental Protection Agency. URL: https://www.epa.gov/ghgemissions/overview-greenhouse-gases (дата звернення: 14.05.2025).

70. Imaev S.Z., Bagirov L.A., Borisov V.E., Voytenkov E.V. New Low Temperature Process of CO2 Recovery from Natural Gases. *Paper presented at SPE Asia Pacific Oil & Gas Conference and Exhibition*, Adelaide, Australia, 14–16 October 2014. SPE-171427-MS. https://doi.org/10.2118/171427-MS

71. Bian J., Cao X., Yang W., Edem M.A., Yin P., Jiang W. Supersonic Liquefaction Properties of Natural Gas in the Laval Nozzle. *Energy*. 2018. Vol. 159. P. 706–715. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.196

72. Cai Y., Liu Z., Shi Z. Effects of dimensional size and surface roughness on service performance for a micro Laval nozzle. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2017. Vol. 27. https://doi.org/10.1088/1361-6439/aa6552

73. Vlassov D., Vargas J., Ordonez J. The optimization of rough surface supersonic nozzles. *Acta Astronautica*. 2007. Vol. 61. P. 866–872. https://doi.org/10.1016/J.ACTAASTRO.2007.01.068

74. Cai Y., Liu Z., Shi Z., Song Q., Wan Y. Optimum end milling tool path and machining parameters for micro Laval nozzle manufacturing. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: *Journal of Engineering Manufacture*. 2017. Vol. 231(10). P. 1703–1712. https://doi.org/10.1177/0954405415608601

75. Chen M, Baby R, Dillard S, Lee YT and Ekkad S (2022) Design and test a converging and de Laval nozzle using additive manufacturing. Frontiers in Aerospace Engineering. 2022. https://doi.org/10.3389/fpace.2022.951987

76. Cao X., Liu Y., Zang X., Guo D., Bian J. Supersonic refrigeration performances of nozzles and phase transition characteristics of wet natural gas considering shock wave

effects. Case Studies in Thermal Engineering. 2021. Article 100833. https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100833

77. Регульований ежектор: пат. SU 1255765: МПК F04F 5/30. № SU1255765; заявл. 04.10.1984; опубл. 07.09.1986, Бюл. № 33/1986.; заявник: Казахський політехнічний інститут.

78. Mil'shtein L.M. Modernization of Oil and Gas Field Separation. Development of New-Generation Separation Units and Apparatuses. Saarbrücken: LAP Press, 2012.

79. Liu C.S. Development and field test of separator in prying loading type gas collecting device. *Natural Gas and Petroleum*. 1994. Vol. 12. P. 36–40.

80. Vijayan V., Vivekanandan M., Venkatesh R. et al. CFD modeling and analysis of a two-phase vapor separator. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021. Vol.145. P.2719–2726. https://doi.org/10.1007/s10973-020-09825-2

81. Kou J., Li Z. Numerical Simulation of New Axial Flow Gas-Liquid Separator. *Processes*. 2022. Vol.10(1). Article 64. https://doi.org/10.3390/pr10010064

82. Синайский Э.Г., Лапига Е.Я., Зайцев Ю.В. Сепарация многофазных многокомпонентных систем. Москва: Недра, 2002. 622 с.

83. Бекиров Т.М., Шаталов А.Т. Сбор и подготовка к транспорту природных газов. Москва: Недра, 1986. 261 с.

84. Швыдкый В.С., Ладыгичев М.Г. Очистка газов: справочник. Москва: Теплоэнергетик, 2002. 640 с.

85. Синайский Э.Г. Разделение двуфазных многокомпонентных смесей в нефтегазопромышленном оборудовании. Москва: Недра, 1990. 272 с.

86. Ужов В.Н., Вальдберг А.Ю. Очистка газов мокрыми фильтрами. Москва: Химия, 1972. 248 с.

87. Кутателадзе С.С., Стыркович М.А. Гидродинамика жидкостных систем. Москва: Энергия, 1976. 296 с.

88. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. Москва: Высшая школа, 1986. 448 с.

89. Кутепов А.М., Полянин А.Д., Запрянов А.Д., Вязьмин А.Д., Казенин Д.А. Химическая гидродинамика: справочное пособие. Москва: Квантум, 1996. 336 с.

90. Кибрие П.С., Либерман Г.Р. Эксплуатация котельных установок небольшой производительности. Москва: Энергия, 1969. 360 с.

91. Лях М.М., Юр'єв Є.В., Вакалюк В.М., Солоничний Я.В. Математична модель сепарації газорідинної суміші в сепараторі інерційного типу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. № 1. С. 67–73.

92. Zhang C., Wei D., Cui B., Li T., Luo N. Effects of curvature radius on separation behaviors of the hydrocyclone with a tangent-circle inlet. *Powder Technology*. 2017. Vol. 305. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.10.002 .

93. Emam M., Zhou L., Shi W., Chen H. Performance evaluation of standard cyclone separators by using CFD–DEM simulation with realistic bio-particulate matter. *Powder Technology*. 2021. Vol. 385. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.03.006

94. Wiencke B. Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration. *International Journal of Refrigeration*. 2011. Vol. 34. P. 2092–2108.

95. Поджарський М.А. Теоретичні основи процесів сорбції: конспект лекцій. Дніпро: РВВ ДНУ, 2007. 40 с.

96. Врагов А.П. Масообмінні процеси та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв. Суми: Університетська книга, 2007. 284 с.

97. Онищук О.О., Кормош Ж.О. *Процеси та апарати хімічних виробництв: курс лекцій.* Луцьк: Вежа-Друк, 2020. 155 с.

98. Костриба І.В. *Основи конструювання нафтогазового обладнання.* Івано-Франківськ: Факел, 2007. 194 с.

99. Abdewi E., Alboum N.F. Design and Static Structural Analysis of a Horizontal Pressure Vessel. 2023. 31 p.

100. Zhang Y., Guo H., Li J., Yang G., Ma Y. Simulation research of a type of pressure vessel under complex loading. *Proceedings of ICCIA*. 2014. https://doi.org/10.2991/iccia.2012.165 .

101. Yang L., Weinberger C., Shah Y.T. Finite element analysis on horizontal vessels with saddle supports. *Computers & Structures*. 1994. Vol. 52, No. 3. P. 387–395. https://doi.org/10.1016/0045-7949(94)90224-0.

102. Vivekanandan M., Venkatesh R., Sathish T., Dinesh S., Ravichandran M., Vijayan V. Pressure vessel design using PV-ELITE software with manual calculations and validation by FEM. *Journal of Engineering Technology*. 2019. Vol. 8. P. 425–433.

103. Nayak A., Singru P. Effect of number of stiffening rings, their position and cross section on stress concentration near saddle support in horizontal pressure vessels. 2021. https://doi.org/10.1007/978-981-16-1769-0_47.

104. Adithya M., Patnaik M.N. Finite Element Analysis of Horizontal Reactor Pressure Vessel Supported on Saddles. 2013.

105. Фонтанна та газова безпека в нафтогазовій галузі [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Є. П. Редька, Д. В. Римчук, А. Г. Тульська та ін. ; за ред. М. І. Фика. Харків : НТУ «ХПІ», 2024. 276 с. URL: https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/82779

106. Кондрат Р. М., Кондрат О. Р., Дремлюх Н. С. Розробка та експлуатація газових і газоконденсатних родовищ : навч. посіб. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2015. 288 с.

107. ГОСТ 34347-2017. Контроль технічного стану об’єктів підвищеної небезпеки.

108. ДСТУ EN 60079-10-1:2019. Вибухонебезпечні середовища. Класифікація зон.

109. Хрустальов К. Л., Кугір А. І. Застосування інформаційних технологій в нафтогазовій промисловості // Виробництво та мехатронні системи – 2019 : матеріали III Міжнар. конф., 24–25 жовт. 2019 р. Харків : ХНУРЕ, 2019. С. 78–81.

110. НПАОП 0.00-1.76-15. Правила безпеки систем газопостачання України.

111. Kletz T. An Engineer’s View of Human Error. Elsevier, 2018.

112. ГОСТ 12.1.010-76. Взрывобезопасность. Общие требования.

113. Гуліда Е. М., Коваль О. М., Шарий В. В. Забезпечення протипожежного захисту виробничо-складських об’єктів промислових підприємств з урахуванням пожежного ризику // Пожежна безпека. 2019. № 34. С. 28–34.

114. NFPA 12:2022. Standard on Carbon Dioxide Extinguishing Systems.

115. ДСТУ EN 12094-1:2017. Системи пожежогасіння. Компоненти систем CO_2.

116. ISO 6182-1:2020. Fire protection — Gaseous extinguishing systems using CO_2.

117. Жежера В. О., Ковальчук В. М. Системи пожежогасіння та їх застосування. Київ : Інститут пожежної безпеки, 2020. 320 с.

118. Kletz T. Fire and Explosion Prevention in the Process Industries. Elsevier, 2018.

119. Heskestad G. Fire suppression performance of gaseous agents. *Fire Safety Journal*. 2019.

120. ГОСТ 12.3.046-2016. Пожарная безопасность. Системы газового пожаротушения.

121. Кравченко С.П. Безпека нафтогазових об’єктів. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2020.

122. NFPA 11:2021. Standard for Low-, Medium-, and High-Expansion Foam Systems.

123. ДСТУ EN 13565-2:2016. Стаціонарні установки пінного пожежогасіння.

124. Babrauskas V. Ignition Handbook. Fire Science Publishers, 2018.

125. Fedorov A., Baburin V., Lomaev E. Modern methods of oil storage facility protection with carbon dioxide fire-extinguishing systems. *Fire and Emergencies: Prevention, Elimination.* 2015. Vol. 1. P. 15–21. https://doi.org/10.25257/FE.2015.1.15-21.

126. Zabetakis M.G. Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors. Bureau of Mines, 2020.

127. Heskestad G. Fire suppression by gaseous and foam agents in hydrocarbon fires. Fire Safety Journal. 2019.

128. IPCC. Sustainable Fire Suppression Systems and CO_2 Utilization Technologies. 2023.

129. ISO 14520-1:2021. *Gaseous Fire-Extinguishing Systems — Physical Properties and System Design.*

130. Fire Research Center (Norway). *Experimental Study of CO_2–N_2 Mixtures for Hydrocarbon Fire Suppression.* 2023.

131. Лях М.М., Савик В.М., Молчанов П.О. Експериментально-промислові дослідження піноутворюючих пристроїв. *Науковий вісник Національного гірничого університету.* 2017. № 5(161). С. 17–23.

132. Калюжний А.П., Молчанов П.О., Савик В.М., Книш М.І., Яремійчук Р.С. Визначення закономірностей піноутворення, що забезпечуються п’ятисопловим піногенератором, для технологій буріння в умовах аномально низьких тисків. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2022. № 1(118). С. 72–79. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.262506.

133. Zabelin I.V., Shkola M.V., Shlegel N.E., Strizhak P.A. Using hydrate foam to extinguish petroleum product tank fires. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries.* 2025. Vol. 98. 105730. https://doi.org/10.1016/j.jlp.2025.105730.

134. Іващенко В.М. Отримання та використання вуглекислого газу в промисловості. Київ: Техніка, 2018.

135. Demchuk, Y., Shogenov, K., Shogenova, A., Merson, B., & Vincent, C. J. Geological and Petrophysical Properties of Underground Gas Storage Facilities in Ukraine and Their Potential for Hydrogen and CO_2 Storage. *Sustainability*, 2025. №*17*(6). P.2400. https://doi.org/10.3390/su17062400

136. Поліщук В. М., Шворов С. А., Войтюк В. Д., Мірошник В. О. Процеси, системи та обладнання виробництва біогазу : монографія. НУБіП України, 2019. 541 с.

137. Голуб Г. А., Кухарець С. М., Чуба В. В. Виробництво і використання біопалив в агроекосистемах. Механіко-технологічні основи : монографія. Київ : НУБіП України, 2018. 254 с.

138. Rochelle G.T. Amine scrubbing for CO_2 capture. Science. 2009.

139. Ullmann’s Encyclopedia of Industrial Chemistry. Wiley-VCH, 2022.

140. Крушельницька О.В. Методологія та організація наукових досліджень. Київ: Кондор, 2006. 206 с.

141. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. Москва: Наука, 1975. 576 с.

142. Писаренко Г.С., Квітка О.А., Уманський Е.С. Опір матеріалів. 2-ге вид. Київ: Вища школа, 2004. 655 с.

143. Чисельні методи комп'ютерного аналізу: навч. посіб. / В.Я. Воропаєва, І.К. Локтіонов, Л.П. Мироненко та ін.; за ред. В.В. Турупалова. Львів: Магнолія 2006, 2025. 224 с.

144. Зінов'єва О.Г., Шаров С.В., Паламарчук І.П. Імітаційне моделювання та моделювання систем. Запоріжжя: ФОП Однорог Т.В., 2025. 203 с.

145. Білецький В.С. Моделювання у нафтогазовій інженерії. Львів: Новий Світ – 2000, 2021. 306 с.

146. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.

147. Katare P., Krupan A., Dewasthale A., Datar A., Dalkilic A.S. CFD analysis of cyclone separator used for fine filtration in separation industry. *Case Studies in Thermal Engineering.* 2021. Vol. 28. 101384. https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101384.

148. Vytyaz O., Chudyk I., Mykhailiuk V. Study of the effects of drilling string eccentricity in the borehole on the quality of its cleaning. New Developments in Mining Engineering. 2015.

149. Dassault Systèmes SolidWorks Corp. *SolidWorks Simulation Technical Reference.* Waltham, MA: Dassault Systèmes, 2021. 380 p.

150. Budynas R., Nisbett J. *Shigley's Mechanical Engineering Design.* 11th ed. New York: McGraw-Hill, 2020. 1120 p.

151. SolidSolutions.ie. Sub-Modeling Studies in SolidWorks Simulation. 2020. URL: https://www.solidsolutions.ie/blog/2020/02/free-surface-evaluation-validation-solidworks-flow-simulation

152. MLC-CAD Systems. SolidWorks Simulation Time Saver: Sub-Modeling. 2019. URL: https://www.mlc-cad.com/solidworks-help-center/submodeling-studies-in-solidworks-simulation

153. Katopodes N.D. Free-Surface Flow: Computational Methods. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2019.

154. Dragan V., Malael I., Gherman B. A comparative analysis between optimized and baseline high pressure compressor stages using tridimensional computational fluid dynamics. *Engineering, Technology & Applied Science Research.* 2016. Vol. 6, No. 4. P. 1103–1108. https://doi.org/10.48084/etasr.696.

155. Майструк В.В., Гаврилів Р.І., Попіль А.С., Басистий А.М. Оцінка енергозатрат при роботі прямотечійного циклону за допомогою програмного пакету FLOW SIMULATION. *Східно-Європейський журнал передових технологій.* 2012. Вип. 6/8(60). С. 28–30.

156. Lucas F.P., Huebner R. Numerical simulation of single-phase and two-phase flows in separator vessels with inclined half-pipe inlet device applied in reciprocating compressors. *Engineering, Technology & Applied Science Research.* 2018. Vol. 8, No. 3. P. 2897–2900. https://doi.org/10.48084/etasr.1993.

157. Technical Reference SolidWorks Flow Simulation 2021. Flow Simulation. URL: https://www.cati.com/wp-content/uploads/2021/04/swflow2021-technical-reference.pdf (дата звернення: 29.05.2024).

158. De Schepper S.C.K., Heynderickx G.J., Marin G.B. CFD modeling of all gas–liquid and vapor–liquid flow regimes predicted by the Baker chart. *Chemical Engineering Journal.* 2008. Vol. 138, No. 1. P. 349–357. https://doi.org/10.1016/j.cej.2007.06.007.

159. Laleh A.P., Svrcek W.Y., Monnery W.D. Design and CFD studies of multiphase separators — a review. *The Canadian Journal of Chemical Engineering.* 2012. Vol. 90, No. 6. P. 1547–1561. https://doi.org/10.1002/cjce.20665.

160. Cheng G., Yan L.Y., Zhou H. The oil vessel structure optimization by the use of CFD in the oil injection twin-screw compressor. *International Compressor Engineering Conference.* West Lafayette, USA, 2004. Art. No. 1714.

161. Xu Y., Ye J., Song X., Yu J. Classification of ultrafine particles using a novel 3D-printed hydrocyclone with an arc inlet: experiment and CFD modeling. *ACS Omega.* 2022. Vol. 8. https://doi.org/10.1021/acsomega.2c06383.

162. Михайлюк В.В., Мосора Ю.Р., Kowalski Ł., Витвицький В.С., Дейнега Р.О., Фафлей О.Я. Спосіб приготування силіконових сумішей та форм для виготовлення експериментальних зразків. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2024. №1(56). С. 7–14. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2024-1(56)-7-14.

163. SKR-788 – Твердий силікон для форм. URL: https://silikoni.com.ua/ru/skr-788-silikon-dlya-form (дата звернення: 15.11.2023).

164. Release Wax – воскова розділова паста (40 грам). URL: https://silikoni.com.ua/release-wax-voskova-rozdilova-pasta-40-hram (дата звернення: 15.11.2023).

165. Юр'єв Є.В. Удосконалення нафтогазового сепараційного обладнання газорідинних сумішей: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2011. 20 с.

166. SolidWorks Help. URL: https://help.solidworks.com

167. Khaniki H.B., Ghayesh M.H., Chin R., Amabili M. A review on the nonlinear dynamics of hyperelastic structures. *Nonlinear Dynamics.* 2022. Vol. 110, No. 2. P. 963–994.

168. Falope F.O., Pelliciari M., Lanzoni L., Tarantino A.M. Snap-through and Eulerian buckling of the bi-stable von Mises truss in nonlinear elasticity: a theoretical, numerical and experimental investigation. *International Journal of Non-Linear Mechanics.* 2021. Vol. 134. 103779.

169. Bembenek M., Kowalski Ł., Pawlik J., Bajda S. Research on the influence of the load direction and the cross-section shape on the Young's modulus of elements produced by the fused deposition modeling method. *Journal of Materials Engineering and Performance.* 2022. Vol. 31(10). P. 7906–7912.

170. Bembenek M., Kowalski Ł., Kosoń-Schab A. Research on the influence of processing parameters on the specific tensile strength of FDM additive manufactured PET-G and PLA materials. *Polymers.* 2022. Vol. 14(12). 2446.

171. Дорохов М.А., Костриба І.В. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану ущільнень свердловинного пакера. *Нафтогазова інженерія.* 2016. №1. С. 103–110.

172. Mei Y., Stover B., Kazerooni N.A., Srinivasa A., Hajhashemkhani M., Hematiyan M.R., Goenezen S. A comparative study of two constitutive models within an inverse approach to determine the spatial stiffness distribution in soft materials. *International Journal of Mechanical Sciences.* 2018. Vol. 140. P. 446–454.

173. Zang G., Khandelwal K. Design of dissipative multimaterial viscoelastic-hyperelastic systems at finite strains via topology optimization. *International Journal for Numerical Methods in Engineering.* 2019. Vol. 119(11). P. 1037–1068.

174. **Mykhailiuk V.**, Kryzhanivskyy Y., Mosora Y., Deineha R., Dzienniak D., Bajda S., Bembenek M. Derivation of Material Constants for Experimental SKR-788 Silicone Samples via Simulation Modeling and Laboratory Testing. Advances in Science and Technology Research Journal. 2024. Vol. 18, No 5. P. 268-276. https://doi.org/10.12913/22998624/190411.

175. Gajewski M., Szczerba R., Jemioło S. Modelling of elastomeric bearings with application of Yeoh hyperelastic material model. *Procedia Engineering.* 2015. Vol. 111. P. 220–227. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.07.080

176. Korba A.G., Barkey M.E. New model for hyper-elastic materials behavior with an application on natural rubber. *ASME Digital Collection.* Los Angeles, USA, 2017. https://doi.org/10.1115/MSEC2017-2792.

177. Bhat S.K., A. K. Power-Yeoh: a Yeoh-type hyperelastic model with invariant I2 for rubber-like materials. *Engineering Proceedings.* 2023. Vol. 59(1). 104.https://doi.org/10.3390/engproc2023059104

178. Matli S.R., Rubin E., Banks-Sills L. Mixed mode failure curve for an interface crack between single crystal silicon and silicone rubber. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics.* 2022. Vol. 122. 103640. https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2022.103640

179. Михайлюк В.В., Чудик І.І., Мосора Ю. Про можливість використання імітаційного моделювання для дослідження та проектування універсальних превенторних ущільнень. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. №1(50). С. 53–61. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-53-61

180. Schendel M.J., Popelar C.F., Martin D. Numerical methods for design and evaluation of prosthetic heart valves. In: Iaizzo P.A. et al. (eds.) *Heart Valves: From Design to Clinical Implantation.* Cham: Springer, 2023. P. 487–508. https://doi.org/10.1007/978-3-031-25541-0_17.

181. Chen L., Yang C., Wang H., Branson D.T., Dai J.S., Kang R. Design and modeling of a soft robotic surface with hyperelastic material. *Mechanism and Machine Theory*. 2018. Vol. 130. P. 109–122.

182. Vignali E., Gasparotti E., Capellini K., Fanni B.M., Landini L., Positano V., Celi S. Modeling biomechanical interaction between soft tissue and soft robotic instruments: Importance of constitutive anisotropic hyperelastic formulations. *The International Journal of Robotics Research*. 2021. Vol. 40(1). P. 224–235. https://doi.org/10.1177/0278364920927476

183. Yap H.K., Lim J.H., Nasrallah F., Yeow C.H. Design and preliminary feasibility study of a soft robotic glove for hand function assistance in stroke survivors. *Frontiers in Neuroscience*. 2017. Vol. 11. URL: https://www.frontiersin.org/journals/neuroscience/articles/10.3389/fnins.2017.00547/full

184. Mooney M. A theory of large elastic deformation. *Journal of Applied Physics*. 1940. Vol. 11(9). P. 582–592.

185. Rivlin R.S. Large elastic deformations of isotropic materials. VI. Further results in the theory of torsion, shear and flexure. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A*. 1949. Vol. 242. P. 173–195.

186. Тарабасов Н.Д., Учаев П.Н. *Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций: справочник.* М.: Машиностроение, 1983. 239 с.

187. Білецький Я.С., Шимко Т.Я., Михайлюк В.В., Білецька І.Я., Сенюшкович М.В., Дейнега Р.О. Дослідження гідродинамічних параметрів та модернізація елементів бурового долота PDC. *Нафтогазова енергетика*. 2020. №2(34). С. 46–55.https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-2(34)-46-55

188. Бурова головка з різноорієнтованими гідромоніторними насадками: пат. 144638 Україна, МПК E21B 10/16, E21B 10/18. № u202003565; заявл. 15.06.2020; опубл. 12.10.2020.

189. Концур І.Ф., Михайлюк В.В., Дейнега Р.О., Фафлей О.Я., Репало Д.С., Станович В.В. Дослідження та модернізація конструкції клапанного вузла бурового насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2020. №1(48). С. 86–92. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2020-1(48)-86-92

190. Mud Pump Full Open 3/4 Web Types of Valve Body and Seat. URL: https://jxpetro.en.made-in-china.com/product/NJErzHDPmfpu/China-Mud-Pump-Full-Open-3-4-Web-Types-of-Valve-Body-and-Seat.html

191. Венгринюк Т.П., Дейнега Р.О., Фафлей О.Я., Михайлюк В.В., Попов О.В., Венгринюк А.І. Дослідження гідродинамічних характеристик клапана бурового насоса для різних властивостей промивальної рідини. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2023. №1(54). С. 44–51. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-1(54)-44-51

192. Концур І.Ф., Лях М.М., Михайлюк В.В., Дейнега Р.О., Фафлей О.Я., Станович В.В. Аналіз роботи циліндропоршневої пари і вдосконалення поршня бурових насосів двосторонньої дії. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2020. №1. С. 86–92. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvif_2020_1_10

193. Поршень насоса: пат. 138393 Україна, МПК F04B 53/00. № u201905373; заявл. 20.05.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22/2019. Автори: Концур І. Ф., Лях М. М., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Лях В.-Д. М., Станович В. В.; патентовласник: ІФНТУНГ. 4 с.

194. Лях М.М., Дейнега Р.О., Мосора Ю.Р., Михайлюк В.В., Пітула М.М. Усунення пульсацій подачі та тиску рідини під час роботи поршневих насосів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2022. №2(53). С. 17–22. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-17-22

195. Концур І.Ф., Лях М.М., Михайлюк В.В., Засядько А.І. Аналіз та вдосконалення конструкції зворотного цементувального клапана. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. №2(63). С. 26–32.

196. Похилко А.М., Міщук Ю.С. Аналіз причин ускладнень при бурінні та кріпленні обсадних колон свердловин Дніпровсько-Донецької западини. *Нафтогазова інженерія*. 2017. №2. С. 70–80. URL: https://journals.nupp.edu.ua/oge/article/download/273/249

197. Інтернет-ресурс. URL: https://surl.li/bmqngy

198. Цемент з повітря та чисте довкілля: новий метод вловлювання CO_2. URL: https://itc.ua/ua/novini/tsement-z-povitrya-ta-chyste-dovkillya-novyj-metod-vlovlyuvannya-co/

199. Зелена відбудова України: як зробити цемент менш шкідливим для довкілля. URL: https://ua-energy.org/uk/posts/zelena-vidbudova-ukrainy-iak-zrobyty-tsement-mensh-shkidlyvym-dlia-dovkillia

200. Спосіб виділення рідини і механічних частинок з газового потоку: пат. 152837 Україна, МПК B03C 3/02. № u202200306; заявл. 25.01.2022; опубл. 19.04.2023, Бюл. № 16/2023. 4 с.

201. DSTU B V.2.7-86-99 (GOST 26798.1-96). *Цементи тампонажні. Методи випробувань.*

202. Фафлей О.Я., Рачкевич Р.В., Михайлюк В.В., Дейнега Р.О., Різничук А.І., Кравчук Р.С. Особливості дослідження різьбових з'єднань за допомогою методу кінцевих елементів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2021. №1(50). С. 62–69. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-62-69

203. Юрич А.Р., Михайлюк В.В., Дейнега Р.О., Кравчук Р.С., Пінчак Р.А., Харламов Б.В. Вдосконалення та дослідження різьбового з'єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2018. №1(44). С. 81–86.

204. Фафлей О.Я., Дейнега Р.О., Михайлюк В.В., Процюк Г.Я., Мельник В.О., Файдаш Є.М. Аналіз та вдосконалення конструкції безрізьбового з'єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2021. №1(50). С. 34–41. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-34-41

205. Копей Б.В., Михайлюк В.В., Бублінський Ю.Я., Мартинець О.Р. Вплив технології виготовлення на міцність різьби насосної штанги. *Нафтогазова енергетика*. 2014. №2(22). С. 14–21.

206. Wasserman I.N. *Longitudinal Oscillations of Elastic Rod Systems with Boundary Conditions Determined by Multivalued Relations:* Dissertation for the degree of Candidate of Physical and Mathematical Sciences: 01.02.04. Perm: RAS, UO IMSS, 1999. 128 p.

207. Федорович Я.Т., Михайлюк В.В., Дейнега Р.О., Воржеінова А.О. Дослідження протектора насосних штанг. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. №1(62). С. 25–34.

208. Федорович Я.Т., Михайлюк В.В., Wydro T., Петрів М.В., Хухра О.І. Підвищення безпеки при заміні вставного штангового свердловинного насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2020. №1(48). С. 47–55.

209. Федорович Я.Т. Машини та обладнання для видобутку нафти і газу: навчальний посібник. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. 297 с.

210. Федорович Я.Т., Шостаківський І.І., Михайлюк В.В., Процюк В.Р., Семенчук А.В., Ковтун В.М. Аналіз конструкцій та дослідження клапанів штангового свердловинного насоса. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2024. №2(282). С. 43–49. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-43-49

211. Лях М.М., Михайлюк В.В. Аналіз конструкції газорідинного сепаратора та дослідження його характеристик. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2023. №2(53). С. 31–37. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-31-37.

212. Михайлюк В.В., Фафлей О.Я., Мельник В.О., Захара І.Я., Малишев А.Р., Процюк Г.Я. Моделювання газового вертикального сіткового сепаратора. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2022. №1(52). С. 91–100. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-1(52)-91-100.

213. Mykhailiuk V., Zasadzień M., Liakh M., Deineha R., Mosora Yu., Faflei O. Analysis of the possibility of modeling gas separators using computational fluid dynamics. *Management Systems in Production Engineering*. 2024. Vol. 32, Iss. 1. P.80-86. https://doi.org/10.2478/mspe-2024-0009.

214. Радковский В.Р., Рымчук Д.В., Ленкевич Ю.Е., Блохин О.А. Оборудование и инструмент для предупреждения и ликвидации фонтанов: справочник. М.: Недра, 1996. 265 с.

215. Костриба І.В., Палійчук І.С., Михайлюк В.В. Розроблення та дослідження пристрою для випробовування противикидного обладнання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №3(36). С. 104–107.

216. Абдуллаев М.А. Пакеры. Баку: Азербайджанское государственное издательство, 1963. 284 с.

217. U.S. Chemical Safety Board. Investigation Report: Deepwater Horizon Blowout. 2016. URL: https://www.csb.gov/deepwater-horizon-blowout/

218. National Commission on the BP Deepwater Horizon Oil Spill. Deep Water: The Gulf Oil Disaster and the Future of Offshore Drilling. Report to the President. 2011. URL: https://www.govinfo.gov/content/pkg/GPO-OILCOMMISSION/pdf/GPO-OILCOMMISSION.pdf

219. BBC News. Deepwater Horizon oil spill: Key facts. 2015. URL: https://www.bbc.com/news/world-us-canada-10656271

220. Блохин О.А., Иогансен К.В., Рымчук Д.В. Предупреждение возникновения и безопасная ликвидация открытых газовых фонтанов. М.: Недра, 1991.

221. СОУ 11.2-00013741-002:2008. Родовища газу та нафти. Раннє виявлення і попередження газонафтоводопроявів. Порядок.

222. Логанов Ю.Д., Соболевский В.В., Симонов В.М. Открытые фонтаны и борьба с ними: справочник. М.: Недра, 1991. 189 с.

223. Малеванский В.Д. Открытые газовые фонтаны и борьба с ними. М.: Гостоптехиздат, 1963. 288 с.

224. Онацький Р.Л., Місюра С.Ю. Використання методів штучного інтелекту для моделювання напружено-деформованого стану циліндричних оболонок з вм’ятинами. Харків: НТУ «ХПІ», 2024.

225. Панченко О.В. Інтегрований підхід аналізу напружено-деформованого стану механізму маніпулятора тюбінгоукладача на базі SolidWorks. Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка», 2023.

226. Єщенко В.О. Імітаційне моделювання напружено-деформованого стану біомеханічних систем (приклад застосування МСЕ для втоми та довговічності). *Вісник НТУУ «КПІ»*. 2013.

227. Kopey B.V., Liakh M.M., Liakh Yu.M., Mykhailiuk V.V. Development of non-marking tubular holding equipment. *Journal of Hydrocarbon Power Engineering*. 2017. Vol. 4, Issue 1. P. 1–8. URL: http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/6382

228. Лівак І.Д., Крупчин В.В., Лівак В.І., Муж М.П., Михайлюк В.В. Моделювання кавітації в клапанному вузлі бурового насоса. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. №2. С. 59–63. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2011_2_10

229. API SPEC 11B:2010/ERR 2:2011. Specification for sucker rods, polished rods and liners, couplings, sinker bars, polished rod clamps, stuffing boxes, and pumping tees. Washington: API Publishing Services, 2010. 91 p.

230. Hrabchuk V.S. Resistance of Materials: Study Guide. Kyiv: Agrarian Education, 2010. 283 p.

231. Газопісочний якір: пат. 15982 Україна, МПК E21B 43/00. № u200601397; заявл. 13.02.2006; опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7/2006. 2 с.

232. Фафлей О.Я., Михайлюк В.В., Дейнега Р.О., Семенчук А.В., Звір Б.І. Оцінка ефективності свердловинного фільтра застосуванням імітаційного моделювання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ* . 2020. №2(75). С. 24–31. https://doi.org/10.31471/1993-9973-2020-2(75)-24-31.

233. Дейнега Р.О., Михайлюк В.В., Чумаченко Я.В., Фафлей О.Я., Мельник В.О., Ященко Д.О. Особливості дослідження зношування елементів фонтанних арматур методом імітаційного моделювання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2020. №1(74). С. 45–52. https://doi.org/10.31471/1993-9973-2020-1(74)-45-52.

234. Алямовский А.А. *SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи.* М.: BHV, 2012. 445 с.

235. European Commission. *European Green Deal.* Brussels, 2019.

236. UNFCCC. *Paris Agreement.* United Nations, 2015.

237. Benson S.M., Cole D.R. CO_2 Sequestration in Deep Sedimentary Formations. *Elements.* 2008. Vol. 4(5). P. 325–331.

238. IPCC. Carbon Capture and Storage: Special Report. Cambridge: Cambridge University Press, 2005.

239. ISO 27914:2017. Carbon dioxide capture, transportation and geological storage — Geological storage.

240. Mac Dowell N. et al. The role of CO_2 transportation and storage in carbon capture deployment. *International Journal of Greenhouse Gas Control.* 2017. Vol. 61. P. 71–84. https://doi.org/10.13140/RG.2.2.12426.57289

241. Стрижак Л. О., Стрижак В. І., Селівачова У. О. Проблеми та перспективи зберігання діоксиду вуглецю та інших парникових газів в осадових басейнах світу та України. *Збірник наукових праць Інституту геологічних наук НАН України*. 2023. Том 16 №2. DOI: https://doi.org/10.30836/igs.2522-9753.2022.268430

242. ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов.

243. Huang Y, Tao A, Lu H, Wang L. Research on inert gas active fire extinguishing technology for storage tank initial pool fire. Process Saf Prog. 2025. №44(4). P. 694-703. doi:10.1002/prs.70029

244. Hu X., Kraaijeveld A., & Log, T. Numerical Investigation of the Required Quantity of Inert Gas Agents in Fire Suppression Systems. *Energies*. 2020. №*13*(10), 2536. https://doi.org/10.3390/en13102536

245. Li J., Wang Y. Experimental study on CO_2-based foam for petroleum spill fire suppression. *Energy Reports*. 2021. Vol. 7. P. 2245–2254.

246. Chen Z., Li J., Wang Y. Application of CO_2–N_2 mixtures in large-scale fire suppression systems. *Fire Safety Journal*. 2020. Vol. 113. P. 103–116.

247. Studfile : вебсайт. URL: https://studfile.net/preview/5809458/page:2/ (дата звернення: 01.11.2022).

248. Wiki TNTU : вебсайт. URL: https://wiki.tntu.edu.ua/Сопла_Лаваля (дата звернення: 01.11.2022).

249. Лях М. М., Михайлюк В. В., Яцишин Т. М., Витриховський Є. А. Дослідження впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на зміну температури потоку газу. *Прикарпатський вісник наукового товариства ім. Шевченка.* Число. 2022. № 17(64). С. 108–117. https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17(64)-108-117

250. Михайлюк В. В., Крижанівський Є. І., Фафлей О. Я., Витвицький В. С., Дейнега Р. О. Удосконалення способу очищення димових газів підприємств переробки мінеральної сировини. *Мінеральні ресурси України*. 2025. № 4. С. 54-58. https://doi.org/10.31996/mru.2025.4.54-58

251. Плашихін С. В. Довідник з ресурсоефективного та чистого виробництва. Цементна промисловість. Київ : Центр ресурсоефективного та чистого виробництва, 2020. 96 с.

252. Михайлюк В. В., Лях М. М., Gara P., Витвицький В. С., Дейнега Р. О., Процюк Г. Я. Вплив шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на параметри газового потоку. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2024. № 3(283). С. 16–24. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-31-37

253. Михайлюк В. В., Лях М. М., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Витриховський Є. А. Розроблення конструкції регульованого сопла Лаваля. *Нафтогазова енергетика*. 2022. № 2(38). С. 85–92. https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-2(38)-85-92

254. Михайлюк В., Góral T., Процюк В., Дейнега Р., Фафлей О. Розроблення автоматизованого способу регулювання параметрів сопла Лаваля та алгоритму його імітаційного моделювання. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2024. № 4(339). С. 375–384. https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-339-4-57

255. Михайлюк В. В. Сепаратор для відокремлення конденсату водяної пари з димових газів цементного виробництва. *Вісник Херсонського національного*

технічного університету. 2024. № 3(90). С. 103–111. https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2024.3.13

256. Адсорбер: пат. 582 Україна: МПК B01D 53/04. № 99052510; заявл. 05.05.1999; опубл. 16.10.2000, Бюл. № 5/2000; заявники і патентовласники: Федорова Л. І. та ін.

257. Адсорбер вугільний: деклараційний пат. 53852 Україна, МПК G21F 9/02, G21F 9/12. № 2001107354; заявл. 29.10.2001; опубл. 17.02.2003, Бюл. № 2/2003; заявник і патентовласник: Східноукраїнський національний університет.

258. Адсорбер: авторське свідоцтво СРСР № 1777937 A1: МПК B01D 53/04. № 4856054/26; заявл. 03.09.1990; опубл. 30.11.1992, Бюл. № 44/1992; заявник: Балашихинське науково-виробниче об'єднання криогенного машинобудування.

259. Адсорбер вугільний: деклараційний пат. 61332 Україна, МПК G21F 9/02, G21F 9/12. № 2002129804; заявл. 09.12.2002; опубл. 17.11.2003, Бюл. № 11/2003; заявник і патентовласник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля.

260. Адсорбер: патент на корисну модель 157787 Україна: МПК (не зазначено); № u202403039; заявл. 10.06.2024; опубл. 20.11.2024, Бюл. № 47. 4 с.

261. Mykhailiuk V., Dzienniak D., Kryzhanivskyy Y., Deineha R., Stetsiuk R., Uhryński A., Rokita T. Development of the Design of an Experimental Adsorber and Optimization of its Gas-Dynamic Parameters. Advances in Science and Technology Research Journal. 2024. Vol. 18, No 6. P. 177–188. https://doi.org/10.12913/22998624/191263

262. Radial bed vacuum/pressure swing adsorber vessel : European patent application EP 0 820 798 A2. IPC B01D53/047. № 97112520.8; заявл. 22.07.1997; опубл. 28.01.1998.

263. Михайлюк В. В. Дослідження кільцевого адсорбера. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2023. № 2(55). С. 40–46. : https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-2(55)-40-46

264. SolidWorks Flow Simulation 2009 : навч. посіб. – URL: https://moodle.znu.edu.ua/pluginfile.php/590120/mod_resource/content/0/Uchebnik_SolidWorks_Flow_Simulations_2009.pdf (дата звернення: 01.11.2022).

265. Дейнега Р. О. та ін. Особливості імітаційного моделювання посудин, що працюють під тиском. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.* 2024. № 2(282). С. 37–42. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-37-42

266. Bembenek M., Mykhailiuk V., Liakh M., Deineha R., Matviienkiv O., Pawlik J., Góral T., Dzienniak D. Optimization of the Support of a Horizontal Pressure Vessel. Scientific Papers of Silesian University of Technology. Organization & Management. 2024. Iss. 202. P. 47. https://doi.org/10.29119/1641-3466.2024.202.3

267. Самойленко О. Калібрування комбінованих систем для вимірювання маси рідин. *Метрологія та прилади*. 2017. № 6. С. 3–9. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/mettpr_2017_6_3

268. Bolton W. Instrumentation and control systems. Burlington : Elsevier, 2004. 352 p.

269. Engineers Garage. Level sensors : вебсайт. URL: https://www.engineersgarage.com/level-sensors/ (дата звернення: 06.11.2023).

270. Михайлюк В. В. Процюк Г. Я., Юрич А. Р., Юрич Л. Р., Бабець М. В., Стецюк, Р. Б. Автоматизоване розроблення градуювальної таблиці горизонтальних резервуарів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2022. № 2(53). С. 47–53. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-47-53

ДОДАТОК А – СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації

1. **Mykhailiuk V.,** Zasadzień M., Liakh M., Deineha R., Mosora Yu., Faflei O. Analysis of the possibility of modeling gas separators using computational fluid dynamics. *Management Systems in Production Engineering*. 2024. Vol. 32, Iss. 1. P.80-86. https://doi.org/10.2478/mspe-2024-0009. (**індексується в Scopus, квартиль Q2**). (Особистий внесок – брав участь у розробленні тривимірної моделі сепаратора, проводив імітаційне моделювання, встановив закономірності розподілу термодинамічних параметрів газового потоку, підготував статтю до публікації).

2. **Mykhailiuk V.**, Kryzhanivskyy Y., Mosora Y., Deineha R., Dzienniak D., Bajda S., Bembenek M. Derivation of Material Constants for Experimental SKR-788 Silicone Samples via Simulation Modeling and Laboratory Testing. Advances in Science and Technology Research Journal. 2024. Vol. 18, No 5. P. 268-276. https://doi.org/10.12913/22998624/190411 (**індексується в Scopus, квартиль Q3**). (Особистий внесок – розробив методику дослідження силікону SKR-788, виготовив форми для виготовлення дослідних зразків, виготовив дослідні зразки, здійснив обробку й інтерпретацію результатів експериментальних досліджень зразків, вперше встановив константи для силікону SKR-788, провів імітаційне моделювання дослідного зразки з використанням встановлених констант, підготував статтю до публікації).

3. **Mykhailiuk V.,** Dzienniak D., Kryzhanivskyy Y., Deineha R., Stetsiuk R., Uhryński A., Rokita T. Development of the Design of an Experimental Adsorber and Optimization of its Gas-Dynamic Parameters. Advances in Science and Technology Research Journal. 2024. Vol. 18, No 6. P. 177–188. https://doi.org/10.12913/22998624/191263 (**індексується в Scopus, квартиль Q3**). (Особистий внесок – розробив тривимірну модель адсорбера, провів імітаційне

моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

4. **Михайлюк В. В.,** Крижанівський Є. І., Фафлей О. Я., Витвицький В. С., Дейнега Р. О. Удосконалення способу очищення димових газів підприємств переробки мінеральної сировини. *Мінеральні ресурси України*. 2025. № 4. С. 54-58. https://doi.org/10.31996/mru.2025.4.54-58 (**індексується в Scopus, квартиль Q3**). (Особистий внесок – розробив тривимірну модель багатосоплового пристрою, виконав імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

5. Костриба І. В., Палійчук І. С., **Михайлюк В. В.** Розроблення та дослідження пристрою для випробовування противикидного обладнання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. № 3. С. 104-107. Режим доступу: https://share.google/HRLZOSEQ7kaNDNlQO **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – провів імітаційне моделювання еластичної манжети, підготував статтю до публікації).

6. Лівак І. Д., Крупчин В. В., Лівак В. І., Муж М. П., **Михайлюк В. В.** Моделювання кавітації в клапанному вузлі бурового насоса. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2011. № 2. С. 59–63. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2011_2_10 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель клапанного вузла, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

7. Копей Б. В., **Михайлюк В. В.**, Бублінський Ю. Я., Мартинець О. Р. Вплив технології виготовлення на міцність різьби насосної штанги. *Нафтогазова енергетика*. 2014. № 2(22). С. 14–21. https://nge.nung.edu.ua/index.php/nge/article/view/313 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував і обґрунтував необхідність проведення досліджень впливу технології виготовлення на міцність різьби насосної штанги, побудував тривимірні моделі різьб, провів імітаційне моделювання, підготував статтю до публікації).

8. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.**, Дейнега Р. О., Воржеінова А. О. Дослідження протектора насосних штанг. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2017. № 1(62). С. 25–34. Режим доступу: http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/4594 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – розробив тривимірні моделі елементів насосних штанг та протекторів, виконав імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

9. Концур І. Ф., Лях М. М., **Михайлюк В. В.**, Засядько А. І. Аналіз та вдосконалення конструкції зворотного цементувального клапана. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 2(63). С. 26–32. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/6633 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель запобіжної мембрани клапана, провів імітаційне моделювання її руйнування, встановив залежності впливу геометричних параметрів та властивостей матеріалу на процес руйнування мембрани, підготував статтю до публікації).

10. Kopey B. V., Liakh M. M., Liakh Yu. M., **Mykhailiuk V. V.** Development of non-marking tubular holding equipment. *Journal of Hydrocarbon Power Engineering.* 2017. Vol. 4, Issue 1. P. 1–8. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/6386 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірні моделі елементів спайдерів, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, брав участь у підготовці статті до публікації).

11. Юрич А. Р., **Михайлюк В. В.**, Дейнега Р. О., Кравчук Р. С., Пінчак Р. А., Харламов Б. В. Вдосконалення та дослідження різьбового з’єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2018. № 1(44). С. 81–86. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2018-1(44)-81-88 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував удосконалення різьбового з’єднання насосних штанг, побудував тривимірну модель традиційного та удосконаленого різьбового з’єднання, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності розподілу

напружено-деформованого стану в різьбі з'єднання залежно від величини натягу з вставним елементом, брав участь у підготовці статті до публікації).

12. Дейнега Р. О., **Михайлюк В. В**., Чумаченко Я. В., Фафлей О. Я., Мельник В. О., Ященко Д. О. Особливості дослідження зношування елементів фонтанних арматур методом імітаційного моделювання. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ.* 2020. № 1(74). С. 45–52. http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2020_1_6 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель засувки, розробив методику дослідження, виконав імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності зносу елементів засувки, брав участь у підготовці статті до публікації).

13. Фафлей О. Я., **Михайлюк В.В.**, Дейнега Р. О., Семенчук А. В., Звір Б. І. Оцінка ефективності свердловинного фільтра застосуванням імітаційного моделювання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ***.** 2020 №2(75). С. 24–31. http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2020_2_4 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель свердловинного фільтра, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежність ефективності фільтра від розмірів механічних домішок, брав участь у підготовці статті до публікації).

14. Концур І. Ф., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Репало Д. С., Станович В. В. Дослідження та модернізація конструкції клапанного вузла бурового насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2020. № 1(48). С. 86–92. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2020-1(48)-86-92 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель конструкції клапанного вузла, запропонував вдосконалення клапана, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності напружено-деформованого стану елементів клапана від геометричних параметрів манжети, брав участь у підготовці статті до публікації).

15. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Tomasz Wydro, Петрів М. В., Хухра О. І. Підвищення безпеки при заміні вставного штангового свердловинного насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2020. № 1(48). С. 47–55. https://doi.org/10.31471/1993-

9965-2020-1(48)-47-55 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – дослідив за допомогою імітаційного моделювання роботу розробленого клапана, здійснив обробку й інтерпретацію результатів дослідження, брав участь у підготовці статті до публікації).

16. Білецький Я. С., Шимко Т. Я., **Михайлюк В. В.,** Білецька І. Я., Сенюшкович М. В., Дейнега Р. О. Дослідження гідродинамічних параметрів та модернізація елементів бурового долота PDC. *Нафтогазова енергетика.* 2020. № 2(34). С. 46–55. https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-2(34)-46-55 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію гідромоніторної насадки бурового долота, побудував тривимірну модель долота, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив оптимальні параметри гідродинамічних насадок і визначив їх розміщення на буровому долоті PDC для підвищення ефективності промивання, брав участь у підготовці статті до публікації).

17. Фафлей О. Я., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Процюк Г. Я., Мельник В. О., Файдаш Є. М. Аналіз та вдосконалення конструкції безрізьбового з'єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. № 1(50). С. 34–41. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-34-41 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – проаналізував конструкції безрізьбових з'єднань насосних штанг, розробив тривимірну модель безрізьбового з'єднання, провів імітаційне моделювання за результатами якого вдосконалив з'єднання, встановив залежності напружено-деформованого стану від конструктивних особливостей елементів з'єднання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання).

18. Фафлей О. Я., Рачкевич Р. В., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Різничук А. І., Кравчук Р. С. Особливості дослідження різьбових з'єднань за допомогою методу кінцевих елементів. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. № 1(50). С. 62–69. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-62-69 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – обґрунтував необхідність висвітлення особливостей дослідження різьбових з'єднань використовуючи метод скінченних елементів, побудував тривимірні та осесиметричні моделі з'єднань, виконав

імітаційні моделювання з'єднань, провів порівняння отриманих результатів, підтвердив можливість застосування осесиметричних моделей для досліджень з'єднань, брав участь у підготовці статті до публікації).

19. **Михайлюк В. В.,** Фафлей О. Я., Мельник В. О., Захара І. Я., Малишев А. Р., Процюк Г. Я.. Моделювання газового вертикального сіткового сепаратора. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2022. № 1(52). С. 91–100. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-1(52)-91-100 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – розробив тривимірну модель сіткового сепаратора, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності термодинамічних параметрів газового потоку в сепараторі, запропонував вдосконалення сепаратора).

20. Лях М. М., Дейнега Р. О., Мосора Ю. Р., **Михайлюк В. В.,** Пітула М. М. Усунення пульсацій подачі та тиску рідини під час роботи поршневих насосів. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2022. № 2(53). С. 17–22. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-17-22 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – провів аналіз роботи поршневих насосів, підготував статтю до публікації).

21. **Михайлюк В. В.,** Процюк Г. Я., Юрич А. Р., Юрич Л. Р., Бабець М. В., Стецюк Р. Б. Автоматизоване розроблення градуювальної таблиці горизонтальних резервуарів. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2022. № 2(53). С. 47–53. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-47-53 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель резервуару для дослідження, розробив алгоритм автоматизованого розроблення градуювальної таблиці, провів дослідження, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, підготував статтю до публікації).

22. Лях М.М., **Михайлюк В.В.,** Яцишин Т.М., Витриховський Є.А. Дослідження впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на зміну температури потоку газу. *Прикарпатський вісник наукового товариства імені Шевченка. Число*. 2022. №17(64). С. 108-117. https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17(64)-108-117 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірні моделі запропонованих співавторами конструкцій сопел Лаваля, провів імітаційні

дослідження, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на термодинамічні параметри газового потоку, підготував статтю до публікації).

23. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Витриховський Є. А. Розроблення конструкції регульованого сопла Лаваля. *Нафтогазова енергетика.* 2022. № 2(38). С. 85–92. https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-2(38)-85-92 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію регульованого сопла, побудував тривимірну модель, провів імітаційне моделювання, розробив та виготовив форми для виготовлення натурного зразка регульованого сопла, брав участь в проведенні натурних досліджень, встановив залежність величини осьового переміщення сопла на зміну діаметру внутрішнього отвору, брав участь в підготовці статті до публікації).

24. Лях М. М., **Михайлюк В. В.** Аналіз конструкції газорідинного сепаратора та дослідження його характеристик. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2023. № 2(53). С. 31–37. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-31-37 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – розробив конструкцію газорідинного сепаратора, побудував тривимірну модель сепаратора, провів імітаційне моделювання, встановив залежності зміни термодинамічних параметрів газової суміші при її проходженні через сепаратор, брав участь у виготовленні та дослідженні натурного зразка сепаратора, підготував статтю до публікації).

25. **Михайлюк В. В.** Лабораторно-експериментальна установка для отримання конденсату димових газів та його утилізація. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2023. № 3(279). С. 16–24. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2023-279-3-16-24 **(наукове фахове видання України).**

26. **Михайлюк В. В.** Дослідження кільцевого адсорбера. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2023. № 2(55). С. 40–46. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-2(55)-40-46 **(наукове фахове видання України).**

27. Венгринюк Т. П., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., **Михайлюк В. В.,** Попов О. В., Венгринюк А. І. Дослідження гідродинамічних характеристик клапана бурового насоса для різних властивостей промивальної рідини. *Науковий*

вісник ІФНТУНГ. 2023. № 1(54). С. 44–51. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-1(54)-44-51 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель клапана бурового насоса, провів імітаційне моделювання, встановив вплив параметрів середовища на гідродинамічні характеристики клапана, підготував статтю до публікації).

28. Дейнега Р. О., **Михайлюк В. В.,** Романишин Т. Л., Процюк Г. Я., Петрушко Ю. М., Мельничук Р. В. Особливості імітаційного моделювання посудин, що працюють під тиском. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2024. № 2(282). С. 37–42. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-37-42 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель посудини, що працює під тиском, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив напружено-деформований стан посудини із врахуванням комплексу навантажень, підготував статтю до публікації).

29. Федорович Я.Т., Шостаківський І.І., **Михайлюк В.В.,** Процюк В.Р., Семенчук А.В., Ковтун В.М. Аналіз конструкцій та дослідження клапанів штангового свердловинного насоса. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2024. № 2(282). С. 43–49. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-43-49 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував та обґрунтував необхідність провести порівняння характеристик клапанів свердловинних насосів, побудував тривимірні моделі клапанів, провів імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив та порівняв гідродинамічні характеристики клапанів за прикладання однакових крайових умов, підготував статтю до публікації).

30. **Михайлюк В. В.,** Мосора Ю. Р., Łukasz Kowalski, Витвицький В. С., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я. Спосіб приготування силіконових сумішей та форм для виготовлення експериментальних зразків. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2024. № 1(56). С. 7–14. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2024-1(56)-7-14 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – брав участь у приготуванні силіконових сумішей, виготовленні форм та силіконових зразків, запропонував використання

органічного скла для виготовлення форм замість фанери та спеціальних прокладок, виготовляв дослідні зразки, підготував статтю до публікації).

31. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Paweł Gara, Витвицький В.С., Дейнега Р.О., Процюк Г. Я. Вплив шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на параметри газового потоку. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2024. № 3(283). С. 16–24. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-31-37 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував провести дослідження з метою встановлення впливу шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на термодинамічні параметри газового потоку, побудував тривимірну модель сопла, провів імітаційне моделювання, встановив вплив шорсткості поверхні сопла на термодинамічні характеристики потоку, зокрема на число Маха, брав участь у підготовці статті до публікації).

32. **Михайлюк В. В.** Сепаратор для відокремлення конденсату водяної пари з димових газів цементного виробництва. *Вісник ХНТУ.* 2024. № 3(90). С. 103–111. https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2024.3.13 **(наукове фахове видання України).**

33. **Михайлюк В. В.,** Góral T., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я. Удосконалення способу очищення димових газів підприємств параметрів сопла Лаваля та алгоритму його імітаційного моделювання. *Вісник ХНУ.* 2024. № 4(339). С. 375–384. https://heraldts.khmnu.edu.ua/index.php/heraldts/article/view/373 **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – запропонував розроблення автоматизованого способу регулювання параметрів сопла Лаваля, розробив його конструкцію та алгоритм його імітаційного моделювання, побудував тривимірну модель сопла, провів його імітаційне моделювання, здійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, встановив залежності термодинамічних характеристик від зміни його геометричних параметрів, підготував статтю до публікації).

Патенти

1. *Поршень насоса*: пат. 138393 Україна: F04B53/00. № 2019 05373; заявл. 20.05.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. №22. 4 с. Автори: Концур І.Ф., Лях М.М.,

Михайлюк В.В., Дейнега Р.О., Лях В-Д. М, Станович В.В. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував застосувати імітаційне моделювання для визначення величини скосу підкладного кільця, дослідив за допомогою параметричного моделювання напружено-деформований стан поршня насоса з підкладним кільцем, брав участь у оформленні патенту).

2. *Бурова головка з різноорієнтованими гідромоніторними насадками*: пат. 144638 Україна: E21B10/16 E21B10/18. № u202003565; заявл. 15.06.2020; опубл. 12.10.2020, Бюл. № 19 4 с. Автори: Білецький Я. С., Сенюшкович М. В., **Михайлюк В. В.**, Савчук Н. М. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію гідромоніторної насадки, брав участь у оформленні патенту).

3. *Спосіб виділення рідини і механічних частинок з газового потоку*: пат. 152837 Україна: B03C 3/02. № u202200306; заявл. 25.01.2022; опубл. 19.04.2023, Бюл. № 16. 4 с. Автори: Крижанівський Є. І., Лях М. М., **Михайлюк В. В**., Маковійчук М. В., Кучірка Ю. М., Витриховський Є. А. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував каскад сепараторів для осаджування дрібнодисперсних краплин рідини, брав участь у оформленні патенту).

4. *Адсорбер*: пат. 157787 Україна: B01D 53/04, G21F 9/02, G21F 9/12. № u2024 03039; заявл. 10.06.2024; опубл. 20.11.2024, Бюл. № 47. 4 с. Автори: Лях М.М., **Михайлюк В.В.,** Дейнега Р.О. **(патент на корисну модель).** (Особистий внесок – запропонував конструкцію ступеневого виконання адсорбера, а також застосування циклона на вході у адсорбер, брав участь у оформленні патенту).

Опубліковані праці апробаційного характеру

1. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Воржеїнова А. О. Оцінка впливу захисних протекторів на покращення роботи насосних штанг: *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації*

постачання нафти і газу: тези доповідей Міжнар. наук.-тех. конф. Івано-Франківськ, 2016. [Електронний ресурс]. https://www.scribd.com/document/447927840/Zbirnyk-2017-f

2. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.**, Дейнега Р. О. Протектори для насосних штанг: *Нафтогазова енергетика - 2017* : Івано-Франківськ, 2017. С. 165–167. [Електронний ресурс]. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/5938

3. Концур І. Ф., Лях М. М., **Михайлюк В. В.,** Засядько А. І., Гонтар В. А. Зворотний клапан для цементування обсадних колон. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні:* тези доп. Міжнар. наук.-техн. конф. Дніпро, 2017. С. 100.

4. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О. Дослідження протектора насосних штанг. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні:* тези доп. Міжнар. наук.-техн. конф. Дніпро, 2017. С. 106.

5. Концур І. Ф., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Петрик І. Я., Кравчук Р. С. Розроблення заходів для підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018*: матеріали міжнар. наук.-техн. конф. Івано-Франківськ, 2018 р. С. 177-181.

6. **Михайлюк В. В.,** Юрич А. Р., Харламов Б. В. Імітаційне моделювання різьбових з'єднань насосних штанг. *ITMM'2018*: тези доп. Десятої між нар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2018. С. 109–111.

7. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Коваль Б. І. Дослідження матеріалів насосних штанг на корозійну циклічну тріщиностійкість. *ITMM'2018*: тези доп. Десятої між нар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2018. С. 119–122.

8. Концур І. Ф., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Станович В. В. Удосконалення конструкції клапанного вузла бурового насоса. *ITMM'2019*: тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2019. 169 с.

9. Федорович Я. Т., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Коваль Б. І. Дослідження зносу елементів дроселя фонтанної арматури. *ITMM'2019:* тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2019. С. 109–111.

10. Федорович Я. Т., Лях М. М., **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Коваль Б. І. Імітаційне моделювання зношування елементів дроселя фонтанної арматури. *Нафтогазова енергетика – 2019:* тези доп. міжнар. наук.-тех. конф. Івано-Франківськ, 2019 р.

11. Дейнега Р. О., Івасів В. М., **Михайлюк В. В.,** Фафлей О. Я., Мельник В. О., Малишев В. В. Дослідження газового вертикального сіткового сепаратора. *ITMM'2020*: тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2020. С. 290–295. https://journals.nmetau.edu.ua/index.php/itmm/article/download/299/208

12. Федорович Я. Т., Tomasz Wydro, **Михайлюк В. В.,** Хухра О. І. Аналіз способів та засобів для забезпечення безаварійності процесу заміни штангових свердловинних насосів. *ITMM'2020:* тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2020. С. 382–387. https://journals.nmetau.edu.ua/index.php/itmm/article/view/323

13. Івасів В. М., Дейнега Р. О., Мельник В. О., **Михайлюк В. В.,** Фафлей О. Я., Малишев А. Модернізація та дослідження газового сепаратора. *ΛΌГОΣ*: *зб. наук. праць*. 2020. – С. 111–114. https://doi.org/10.36074/05.06.2020.v3.45

14. **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О., Процюк Г. Я., Юрич А. Р., Юрич Л. Р., Бабець М. В. Визначення об'єму рідини у горизонтальному резервуарі з урахуванням кута його нахилу та встановленого всередині обладнання. *Current issues of science, prospects and challenges : collection of scientific papers «SCIENTIA»* (III Int. Conf., Sydney, Australia, 25 Nov 2022). – P. 98–99. https://if.uu.edu.ua/wp-content/uploads/2023/06/20-47-PB.pdf

15. **Mykhailiuk Vasyl,** Zasadzień Michał, Liakh Mikhailo, Deineha Ruslan, Mosora Yurii, Faflei Oleh. CFD Modeling of Gas Separator Operation. *Multidisciplinary Aspects of Production Engineering.* 2023. P. 67–68. ISBN: 978-83-968715-0-3

16. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Процюк В. Р., Фафлей О. Я., Процюк Г. Я., Дейнега Р. О. Сепаратор для відокремлення конденсату водяної пари з димових газів цементного виробництва. *The current state of development of world science: collection of scientific papers «SCIENTIA»*. Lisbon, 2023. P. 108–112. https://previous.scientia.report/index.php/archive/issue/view/15.12.2023

17. **Михайлюк В. В.,** Лях М. М., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Витриховський Є. А., Стецюк Р. Б. Дослідження регульованого сопла Лаваля. *ITMM'2023*: тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро, 2023. С. 247–250. https://doi.org/10.34185/1991-7848.itmm.2023.01.066

18. **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О. Виділення рідини і механічних домішок із димових газів цементних виробництв. *Scientific method: reality and future trends of researching : «SCIENTIA»*. Zagreb, Croatia, 2024. P. 38–39. https://doi.org/10.36074/scientia-08.03.2024

19. **Михайлюк В. В.,** Дейнега Р. О. Дослідження міцності цементного каменю на основі конденсату водяної пари димових газів. *Modernization of today's science: experience and trends : «SCIENTIA»*. Singapore, 2024. P. 24–26. https://doi.org/10.36074/scientia-29.03.2024

20. **Mykhailiuk V. V.,** Bembenek M., Deineha R. O., Deineha D. R. Simulation tests on the operation of a ring adsorber. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку:* матеріали XXII Міжнар. наук.-практ. конф. Дніпро. 224 с. ISBN 978-617-7889-70-9.

21. Yevstakhi Kryzhanivskyi, **Vasyl Mykhailiuk**, Yevstakhi Vytrykhovskyi, Yurii Artyshuk. Capturing, transporting and using CO_2 in oil and gas extraction. *XIV Polski Kongres Naftowców i Gazowników. Geotechnology and Energy: Odpowiedzialna transformacja energetyczna*. Kraków, Polska, 2024. P. 64.

Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

1. Bembenek M., **Mykhailiuk V.**, Liakh M., Deineha R., Matviienkiv O., Pawlik J., Góral T., Dzienniak D. Optimization of the Support of a Horizontal Pressure Vessel. Scientific Papers of Silesian University of Technology. Organization & Management. 2024. Iss. 202. P. 47-58. https://doi.org/10.29119/1641-3466.2024.202.3 **(закордонне рецензоване періодичне видання).** (Особистий внесок – побудував тривимірну модель опори горизонтальної посудини, виконав імітаційне моделювання, запропонував та застосував для оптимізації опори використовувати у поєднанні

топологічну та параметричну оптимізації, ійснив обробку й інтерпретацію результатів моделювання, брав участь у підготовці статті до публікації).

ДОДАТОК Б – АКТ ПРОМИСЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ СЕПАРАТОРА ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ГАЗОПАРОПИЛОВОГО ПОТОКУ ВІД КРАПЛИННОЇ РІДИНИ І МЕХАНІЧНИХ ДОМІШОК

ЗАТВЕРДЖУЮ
заступник голови правління з виробництва
ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ»
_____ М.В. Маковійчук
«06» квітня 2023 р.

АКТ
промислових випробувань сепаратора для очищення газопаропилового потоку від краплинної рідини і механічних домішок

«06» квітня 2023 р. ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ» 77422, Івано-Франківська область, Тисменицький р-н, с. Ямниця, Україна

Комісія у складі представників ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ» та представників Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу склали цей акт про проведення промислових випробувань сепаратора, призначеного для відділення рідинної фази та механічних домішок із потоку димових газів промислових підприємств.

1. Мета випробувань

Промислові випробування проведено з метою:

- перевірки працездатності конструкції сепаратора в реальних виробничих умовах;
- оцінювання ефективності відділення краплинної рідини та твердих механічних домішок із потоку димових газів;
- визначення впливу сепаратора на газодинамічні параметри потоку;
- перевірки стабільності роботи сепаратора при змінних режимах роботи;
- оцінювання можливості практичного застосування сепаратора в системах очищення та підготовки димових газів.

2. Умови проведення випробувань

Випробування проведено в ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ».

Сепаратор встановлено в системі відведення димових газів після багатосоплового пристрою, який попередньо охолоджує газопаропиловий потік.

Контролювалися такі параметри:

- продуктивність сепаратора;
- об’єм уловлюваної рідини;
- стабільність роботи сепаратора.

3. Результати випробувань

У процесі промислових випробувань встановлено, що розроблена конструкція сепаратора:

- забезпечує ефективне відділення краплинної рідини з потоку димових газів;

- працює стабільно без порушення режимів роботи багатосоплового пристрою;
- не спричиняє критичного зростання гідравлічного опору системи;
- сприяє підвищенню ефективності очищення димових газів.

За результатами випробувань ступінь ефективність сепарації становить 98,6 %, що відповідає проектним показникам сепаратора.

4. Оцінка технічної ефективності

За результатами випробувань підтверджено:

- працездатність сепаратора в промислових умовах;
- відповідність фактичних характеристик проєктним показникам;
- ефективність використання пристрою для очищення димових газів;

5. Висновок комісії

Комісія вважає, що конструкція сепаратора для відділення рідини та механічних частинок із димових газів успішно пройшла промислові випробування, підтвердила технічну ефективність і може бути рекомендована до впровадження на промислових підприємствах.

Представники ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ»

Заступник директора з виробництва з питань інновацій Ю.М. Кучірка

Представники ІФНТУНГ

Ректор ІФНТУНГ Є. І. Крижанівський

Професор кафедри нафтогазових машин та обладнання ІФНТУНГ М. М. Лях

Доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання ІФНТУНГ В. В. Михайлюк

Доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання ІФНТУНГ Р. О. Дейнега

ДОДАТОК В – АКТ ПРОМИСЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ БАГАТОСОПЛОВОГО ПРИСТРОЮ (СОПЕЛ ЛАВАЛЯ) ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

ЗАТВЕРДЖУЮ
заступник голови правління з виробництва
ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ»
_____ М.В. Маковійчук
«06» квітня 2023 р.

АКТ
промислових випробувань багатосоплового пристрою (сопел Лаваля) для охолодження димових газів промислових підприємств

«06» квітня 2023 р. ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ»
77422, Івано-Франківська область, Тисменицький р-н, с. Ямниця, Україна

Комісія у складі представників ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ» та представників Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу склали цей акт про проведення промислових випробувань багатосоплового пристрою (сопел Лаваля), призначеного для охолодження димових газів промислових підприємств.

1. Мета випробувань

Промислові випробування проведено з метою:

- перевірки працездатності багатосоплового пристрою в реальних виробничих умовах;
- оцінювання ефективності охолодження потоку димових газів за рахунок використання сопел Лаваля;
- визначення впливу пристрою на газодинамічні параметри потоку (температуру, швидкість, тиск);
- перевірки стабільності роботи конструкції при змінних режимах експлуатації;
- оцінювання можливості практичного застосування пристрою в системах утилізації та очищення димових газів.

2. Умови проведення випробувань

Випробування проведено в ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ».

Під час випробувань багатосопловий пристрій було встановлено у відводі димових газів з основних димових труб.

Контролювалися такі параметри:

- температура димових газів до та після проходження через пристрій;
- перепад тиску на пристрої;
- швидкість газового потоку;
- стабільність роботи багатосоплового пристрою.

3. Результати випробувань

У процесі промислових випробувань встановлено, що багатосопловий пристрій:

- забезпечує зниження температури димових газів до технологічно необхідного рівня;
- створює стабільний режим охолодження газового потоку;
- працює без порушення стійкості потоку та без негативного впливу на основне обладнання;

За результатами випробувань встановлено зниження температури димових газів з 115 °С до 72 °С, що відповідає очікуваним розрахунковим показникам.

4. Оцінка технічної ефективності

За результатами випробувань підтверджено:

- працездатність конструкції в промислових умовах;
- ефективність застосування сопел Лаваля для охолодження димових газів;
- відповідність фактичних параметрів роботи розрахунковим показникам;
- можливість подальшого впровадження пристрою на промислових об'єктах.

5. Висновок комісії

Комісія вважає, що багатосопловий пристрій (сопла Лаваля) для охолодження димових газів успішно пройшов промислові випробування, підтвердив свою технічну ефективність і може бути рекомендований до впровадження на промислових підприємствах для використання в системах охолодження, утилізації теплоти та очищення димових газів.

Представники ПрАТ «ІВАНО-ФРАНКІВСЬКЦЕМЕНТ»

Заступник директора з виробництва з питань інновацій Ю.М. Кучірка

Представники ІФНТУНГ

Ректор ІФНТУНГ Є. І. Крижанівський

Професор кафедри нафтогазових машин та обладнання ІФНТУНГ М. М. Лях

Доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання ІФНТУНГ В. В. Михайлюк

Доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання ІФНТУНГ Р. О. Дейнега

ДОДАТОК Г – АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ДОСЛІДНОЇ УСТАНОВКИ НАДЗВУКОВОГО ДРОСЕЛЮВАННЯ ГАЗУ ЧЕРЕЗ СОПЛО ЛАВАЛЯ ТА ГАЗОРІДИННОГО СЕПАРАТОРА У НАВЧАЛЬНИЙ ПРОЦЕС

ЗАТВЕРДЖУЮ
проректор з наукової роботи
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу
_____ О. Р. Кондрат
«20» грудня 2023 р.

АКТ
впровадження експериментально-дослідної установки надзвукового дроселювання газу через сопло Лаваля та газорідинного сепаратора у навчальний процес

«20» грудня 2023 р. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (ІФНТУНГ), 76019, Івано-Франківська область, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Ми, що нижче підписалися, представники кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, склали цей акт про те, що розроблена та виготовлена експериментально-дослідна установка для дослідження процесів охолодження газопарового потоку та сепарації газорідинних сумішей впроваджена у навчальний процес.

1. Загальні відомості

Експериментально-дослідна установка призначена для вивчення процесів охолодження та сепарації газопарових потоків із використанням сопел Лаваля та сепараційного обладнання.

2. Мета впровадження

Впровадження установки у навчальний процес здійснено з метою:

– дослідження можливості застосування сопел Лаваля для охолодження газопарового потоку;

– вивчення процесів відділення рідкої фракції із газу за допомогою сепараційного обладнання;

– визначення раціональних режимів роботи та геометричних параметрів досліджуваних елементів обладнання для охолодження та сепарації парогазових потоків;

– формування у здобувачів практичних навичок експериментальних досліджень.

Установка використовується при викладанні дисциплін:
– Комп'ютерне моделювання нафтогазових машин та обладнання;
– Гідромашини і компресори.

3. Об'єкти та умови досліджень
Об'єктами дослідження є:
• сопла Лаваля різних геометричних параметрів;
• сепаратори з комплектом змінних сепараційних пакетів;
• потік повітря, насичений водяною парою та краплинною рідиною.
Конструкція установки забезпечує:
• можливість оперативної заміни досліджуваних елементів;
• регулювання тиску, витрати та температури робочого середовища;
• безперервний контроль основних параметрів процесу.

4. Технічні характеристики установки
Основні параметри соплового охолоджувача:
• тиск робочого середовища: від 0 до 0,8 МПа;
• температура: від 10 до 100 °С;
• продуктивність: від 0 до 950 л/хв.

До складу установки входять:
• компресор з електроприводом;
• ресивер із запобіжним клапаном;
• ємність для води з нагрівальним елементом і рівневказівником;
• система запірної та регулювальної арматури;
• контрольно-вимірювальні прилади та елементи керування.

5. Результати впровадження
У процесі використання установки в навчальному процесі:
• визначено раціональні режими роботи та геометричні параметри сопел Лаваля для ефективного охолодження газопарового потоку;
• досліджено роботу сепараційних пакетів та проведено їх налаштування для підвищення ефективності відділення рідкої фази;
• розроблено лабораторні та практичні роботи, що відображають реальні інженерні задачі;
• забезпечено інтеграцію експериментальних досліджень із комп'ютерним моделюванням.

7. Висновки та рекомендації

1. Експериментально-дослідна установка є ефективним засобом навчання та рекомендована до подальшого використання у навчальному процесі.

2. Методики дослідження, будова та принцип дії сопел Лаваля і сепараційного обладнання доцільні для системного впровадження у профільні дисципліни.

3. Отримані результати можуть бути використані при створенні промислових установок для охолодження та очищення димових газів, зокрема на підприємствах цементної промисловості.

Радник ректора ІФНТУНГ,
професор кафедри нафтогазових
машин та обладнання Євстахій КРИЖАНІВСЬКИЙ

Професор кафедри нафтогазових
машин та обладнання ІФНТУНГ Михайло ЛЯХ

Доцент кафедри нафтогазових
машин та обладнання ІФНТУНГ Василь МИХАЙЛЮК

Доцент кафедри нафтогазових
машин та обладнання ІФНТУНГ Руслан ДЕЙНЕГА

ДОДАТОК Д – АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ В НАВЧАЛЬНИЙ ПРОЦЕС

ЗАТВЕРДЖУЮ
проректор з науково-педагогічної
роботи Івано-Франківського
національного технічного
університету нафти і газу,
канд. техн. наук, доцент
_____ Сергій ЗІКРАТИЙ
«28» серпня 2025 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи у навчальний процес

м. Івано-Франківськ

«28» серпня 2025 р.

Ми, що нижче підписалися, працівники Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Михайлюка Василя Володимировича на тему «Наукові основи застосування імітаційного моделювання при вдосконаленні нафтогазового обладнання для безпечної експлуатації об'єктів галузі» впроваджено у навчальний процес під час підготовки здобувачів другого рівня вищої освіти за міждисциплінарною освітньо-професійною програмою «Машини та обладнання нафтогазових і суміжних технологій» (спеціальності G16 Гірництво та нафтогазові технології та G11 Машинобудування) та здобувачів третього рівня за освітньо-науковою програмою «Галузеве машинобудування» (спеціальність 133 – Галузеве машинобудування).

1. Підстава для впровадження

Підставою для впровадження стали результати наукових досліджень, отримані автором у межах дисертаційної роботи та висвітлені у наукових працях:

1. Михайлюк В. В., Процюк Г. Я., Юрич А. Р., Юрич Л. Р., Бабець М. В., Стецюк Р. Б. Автоматизоване розроблення градуювальної таблиці горизонтальних

резервуарів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2022. № 2(53). С. 47–53. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2022-2(53)-47-53.

2. Лях М.М., Михайлюк В.В., Яцишин Т.М., Витриховський Є.А. Дослідження впливу геометричних параметрів сопла Лаваля на зміну температури потоку газу. *Прикарпатський вісник наукового товариства імені Шевченка. Число*. 2022. №17(64). С. 108-117. https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17(64)-108-117

3. Михайлюк В. В., Лях М. М., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Витриховський Є. А. Розроблення конструкції регульованого сопла Лаваля. *Нафтогазова енергетика.* 2022. № 2(38). С. 85–92. https://doi.org/10.31471/1993-9868-2022-2(38)-85-92

4. Михайлюк В. В., Лях М. М., Paweł Gara, Витвицький В.С., Дейнега Р.О., Процюк Г. Я. Вплив шорсткості робочої поверхні сопла Лаваля на параметри газового потоку. *Вісник СНУ ім. В. Даля.* 2024. № 3(283). С. 16–24. https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-31-37

5. Михайлюк В. В., Góral T., Процюк В. Р., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я. Розроблення автоматизованого способу регулювання параметрів сопла Лаваля та алгоритму його імітаційного моделювання. *Вісник ХНУ.* 2024. № 4(339). С. 375–384. https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-339-4-57

6. Лівак І. Д., Крупчин В. В., Лівак В. І., Муж М. П., Михайлюк В. В. Моделювання кавітації в клапанному вузлі бурового насоса. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. № 2. С. 59–63. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2011_2_10

7. Концур І. Ф., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Репало Д. С., Станович В. В. Дослідження та модернізація конструкції клапанного вузла бурового насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2020. № 1(48). С. 86–92. Режим доступу: https://doi.org/10.31471/1993-9965-2020-1(48)-86-92

8. Федорович Я.Т., Шостаківський І.І., Михайлюк В.В., Процюк В.Р., Семенчук А.В., Ковтун В.М. Аналіз конструкцій та дослідження клапанів штангового свердловинного насоса. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. 2024. № 2(282). С. 43–49. Режим доступу: https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-282-2-43-49

9. Білецький Я. С., Шимко Т. Я., Михайлюк В. В., Білецька І. Я., Сенюшкович М. В., Дейнега Р. О. Дослідження гідродинамічних параметрів та модернізація елементів бурового долота PDC. *Нафтогазова енергетика.* 2020. № 2(34). С. 46–55. Режим доступу: https://doi.org/10.31471/1993-9868-2020-2(34)-46-55

10. Венгринюк Т. П., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Михайлюк В. В., Попов О. В., Венгринюк А. І. Дослідження гідродинамічних характеристик клапана бурового насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2023. № 1(54). С. 44–51. Режим доступу: https://doi.org/10.31471/1993-9965-2023-1(54)-44-51

11. Федорович Я. Т., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Воржеінова А. О. Дослідження протектора насосних штанг. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2017. № 1(62). С. 25–34. http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/4591

12. Копей Б. В., Михайлюк В. В., Бублінський Ю. Я., Мартинець О. Р. Вплив технології виготовлення на міцність різьби насосної штанги. *Нафтогазова енергетика.* 2014. № 2(22). С. 14–21. https://nge.nung.edu.ua/index.php/nge/article/view/313

13. Юрич А. Р., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Кравчук Р. С., Пінчак Р. А., Харламов Б. В. Вдосконалення та дослідження різьбового з'єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2018. № 1(44). С. 81–86. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2018-1(44)-81-88

14. Фафлей О. Я., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Процюк Г. Я., Мельник В.О., Файдаш Є. М. Аналіз та вдосконалення конструкції безрізьбового з'єднання насосних штанг. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. № 1(50). С. 34–41. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-34-41

15. Фафлей О. Я., Рачкевич Р. В., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Різничук А. І., Кравчук Р. С. Особливості дослідження різьбових з'єднань за допомогою методу кінцевих елементів. *Науковий вісник ІФНТУНГ.* 2021. № 1(50). С. 62–69. https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-62-69

2. Зміст впроваджених результатів

У навчальний процес впроваджено:

– методики CFD-моделювання газодинамічних і гідродинамічних процесів;

– підходи до імітаційного моделювання сепарації та адсорбції;

– результати дослідження елементів бурового та нафтогазопромислового обладнання;

– методики оцінювання напружено-деформованого стану деталей та з'єднань із використанням методу скінченних елементів;

– алгоритми автоматизованого моделювання технічних систем;

– рекомендації щодо модернізації та оптимізації елементів бурового та нафтогазопромислового обладнання;

– результати дослідження кавітаційних та газодинамічних процесів у насосному обладнанні;

– методичні матеріали щодо застосування сучасних програмних засобів моделювання.

3. Форми використання результатів у навчальному процесі

Результати досліджень використано для дисциплін «Моделювання в проєктуванні машин та обладнання», «Моделювання фізичних процесів і явищ в нафтогазовій справі», «Чисельні методи досліджень», «Проєктування бурового і нафтогазопромислового обладнання», «Методи дослідження нафтогазових машин та обладнання», зокрема:

– при оновленні лекційних курсів дисциплін;

– під час проведення лабораторних і практичних занять;

– у курсовому проєктуванні;

– для підготовки методичних матеріалів і розрахункових завдань.

Також результати досліджень використані у науковій роботі здобувачів вищої освіти, при виконанні магістерських і дисертаційних робіт.

4. Результати впровадження

Використання результатів дисертаційної роботи сприяло:

– удосконаленню методичного забезпечення освітніх компонент;

– формуванню у здобувачів навичок використання сучасних методів імітаційного моделювання;

– розвитку компетентностей у сфері проєктування та дослідження бурового і нафтогазопромислового обладнання;

– підвищенню якості підготовки фахівців технічного профілю;

– посиленню зв'язку освітнього процесу з актуальними виробничими та науковими задачами.

5. Висновок

Комісія підтверджує, що результати дисертаційної роботи Михайлюка Василя Володимировича впроваджені у навчальний процес кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу та використовуються для підвищення якості підготовки здобувачів вищої освіти, розвитку їх професійних компетентностей і вдосконалення освітньо-методичного забезпечення.

Голова комісії:
Завідувач кафедри нафтогазових машин
та обладнання, канд. техн. наук, доцент _____ Ярослав ФЕДОРОВИЧ

Члени комісії:
доктор техн. наук, професор кафедри
нафтогазових машин та обладнання,
гарант освітньо-професійної програми
«Машини та обладнання нафтогазових
і суміжних технологій» _____ Андрій ДЖУС

доктор техн. наук, професор кафедри технічної
механіки, інженерної та комп'ютерної графіки,
гарант освітньо-наукової програми
«Галузеве машинобудування» _____ Ярослав ГРИДЖУК

ДОДАТОК Е – ДОВІДКА ПРО ВИКОРИСТАННЯ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ НАУКОВИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОКТОРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

ЗАТВЕРДЖУЮ
проректор з науково-педагогічної
роботи Івано-Франківського
національного технічного університету
нафти і газу, канд. техн. наук, доцент
_____ Сергій ЗІКРАТИЙ
«09» вересня 2025 р.

ДОВІДКА
про використання в навчальному процесі наукових результатів докторської дисертації Михайлюка В. В. «Наукові основи застосування імітаційного моделювання при вдосконаленні нафтогазового обладнання для безпечної експлуатації об'єктів галузі»

наукові результати дисертаційної роботи проваджені у навчальний процес кафедри нафтогазових машин та обладнання при виконанні курсових проектів, бакалаврський та магістерських робіт, під час викладання навчальних дисциплін I, II та III рівня освіти денної та заочної форми навчання і підготовці студентів для участі в роботі науково-технічних конференцій.

Рік використання	Форма використання	Навчальна дисципліна	Спеціальність
2017	Курсовий проект, магістерська робота (загальна кількість 3)	Нафтогазопромислові машини і комплекси, Бурові машини і комплекси	Нафтогазова інженерія та технології (магістр)
2018	Курсовий проект, магістерська робота (загальна кількість 2)	Нафтогазопромислові машини і комплекси, Бурові машини і комплекси	Нафтогазова інженерія та технології (магістр)
2020	Курсовий проект, магістерська робота (загальна кількість 7)	Нафтогазопромислові машини і комплекси, Бурові машини і комплекси	Нафтогазова інженерія та технології (магістр)
2021	Курсовий проект, магістерська робота (загальна кількість 3)	Нафтогазопромислові машини і комплекси, Бурові машини і комплекси	Нафтогазова інженерія та технології (магістр)
2023	Курсовий проект, магістерська робота (загальна кількість 3)	Нафтогазопромислові машини і комплекси, Бурові машини і комплекси	Нафтогазова інженерія та технології (магістр)
2024	Курсовий проект, магістерська робота (загальна кількість 3)	Нафтогазопромислові машини і комплекси, Бурові машини і комплекси	Нафтогазова інженерія та технології (магістр)

Завідувач кафедрою нафтогазових
машин та обладнання
канд. техн. наук, доцент Ярослав ФЕДОРОВИЧ