

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

СТЕЦЮК СЕРГІЙ МИХАЙЛОВИЧ

УДК 622.691.4: 622.692.4

ДИСЕРТАЦІЯ

**Розвиток наукових основ очищення промислових трубопроводів
поршневими засобами**

05.15.13 – трубопровідний транспорт, нафтогазосховища

18 – виробництво та технології

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



С. М. Стецюк

Всі приписки
дисертації перевірені
за змістом
Всесвітній секретар спеціалізованої
всесвітньої ради Д 20.052.04
05.05.2025 р.

Науковий консультант: **Дорошенко Ярослав Васильович**
професор, доктор технічних наук



Підпис(и)	Джеуса А. П.
посвідчую	В. Хомчин
Учений секретар ІФНТУНГ	
« 05 »	05 20 25 р.

Івано-Франківськ – 2025

АНОТАЦІЯ

Стецюк С. М. Розвиток наукових основ очищення промислових трубопроводів поршневыми засобами. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.15.13 – трубопровідний транспорт, нафтогазосховища (18 – виробництво та технології). – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, МОН України, Івано-Франківськ, 2025.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми очищення систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж без виробничо-технологічних втрат енергоносіїв. Для цього досліджено процеси очищення суцільнолитими очисними поршнями з різних пружних матеріалів різної геометричної форми трубопроводів із горизонтальними та пониженими ділянками. Визначено величину необхідного запоршневого тиску для їх проходження прямолінійними ділянками та фасонними елементами трубопроводів. Комплексно досліджено механіку контактної взаємодії поршнів із внутрішньою стінкою трубопроводу, їх напружений стан, деформації з урахуванням геометрії трубопроводу (виступи у порожнину, криволінійні ділянки (відводи), трійники та перехідники з більшого на менший діаметр труб), фізико-механічних характеристик матеріалу поршня, його геометричної форми та коефіцієнта тертя. Розроблено конструктивні рішення із запускання/приймання очисних поршнів у трубопроводи, які містять конструктивні та просторові обмеження щодо влаштування призначених для цього вузлів. Сформовано науково-методичні підходи та покроковий алгоритм виконання робіт із впровадження технології внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів, методику прогресивної валідації (підбору) очисного поршня.

Сформульовано та розв'язано механіко-математичну задачу контактної взаємодії деформівного очисного поршня із локальним осесиметричним

звуженням трубопроводу. На основі побудованого аналітичного розв'язку такої задачі отримано розв'язки для окремих випадків, а саме руху пружного поршня трубопроводом із незмінним внутрішнім діаметром, руху пружного поршня запасованого в трубопровід із рівномірним натягом, проходження поршнем конічного перехідника з більшого на менший діаметр труб та напливу у порожнину трубопроводу в місці зварного з'єднання. Для таких випадків детально вивчено рух поршня трубопроводом за наявності лобового опору зумовленого рідинними забрудненнями, встановлено закономірності впливу механічних та геометричних параметрів задач на напружений стан поршня та величину запоршневого тиску. Чисельним моделюванням встановлено закономірності впливу геометричної форми заднього торця поршня, коефіцієнта динамічного тертя на розподіл еквівалентних напружень Мізеса в ньому. Розроблено рекомендації щодо моделювання поршнів для покращення їх прохідності трубопроводом.

Розроблено 3D моделі, технології виготовлення і виготовлено дослідні зразки очисних поршнів різної геометричної форми (циліндричні, гантелеподібні, гантелеподібні трикулеві, гантелеподібні дискові, багатодискові, гантелеподібні-дводискові та манжетно-чашкові) із різноманітних пружних матеріалів (поліуретан, силіконовий компаунд, силіконовий герметик та пінополіуретан) діапазон твердості яких за шкалою Шор А змінюється від 5 до 80 одиниць. Визначено переваги і недоліки кожного матеріалу.

Розроблено та змонтовано експериментальні установки з скляних труб, які містять протяжні горизонтальні ділянки, понижені ділянки трубопроводу. Експериментально визначено закономірності впливу твердості матеріалу очисного поршня за шкалою Шор А та його геометричної форми на ефективність очищення трубопроводів. Досліджено динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів горизонтальними ділянками трубопроводів, місцями незначних виступів у його порожнину. Запропоновано рекомендації щодо очищення трубопроводів, які містять велику кількість незначних виступів у порожнину, зокрема у місцях зварних з'єднань.

Аналітично, чисельно та експериментально досліджено вплив вигинання

суцільнолитих поршнів із пружних матеріалів у відводах трубопроводів на динаміку їх руху такими фасонними елементами, їх напружений стан та деформації. Отримано аналітичний розв'язок задачі контакту деформівного поршня з криволінійною ділянкою трубопроводу (відводом). Встановлено закономірності розподілу поперечного контактного навантаження вздовж поршня та зміни запоршневого тиску під час його руху відводом трубопроводу. Розроблено алгоритм визначення за яких умов поршні із пружних матеріалів здатні проходити відводи трубопроводів без зупинки і застрягання. Отримано рівняння для розрахунку мінімально допустимої швидкості руху циліндричного поршня із пружного матеріалу на вході у відвід трубопроводу, щоб він його пройшов без зупинки і застрягання. Чисельним моделюванням із застосуванням моделі потенціальної енергії деформації Йео, яка описує нелінійну поведінку пружних матеріалів, досліджено закономірності впливу місцезнаходження циліндричного поршня у відводі трубопроводу на розподіл еквівалентних напружень Мізеса в ньому, його деформації.

Розроблено і змонтовано експериментальні установки із скляних і металевих труб та фасонних елементів (крутовигнуті відводи, рівнопрохідні трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб). Експериментально досліджено динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів із пружних матеріалів відводами, трійниками і перехідниками трубопроводів. Описано закономірності деформацій дослідних зразків очисних поршнів під час їх руху фасонними елементами трубопроводів, виявлено місця їх сильного стискання, розтягування, вигинання, притискання та відокремлення від внутрішньої стінки. Визначено причини і місця виникнення перетікань, які призводять до застрягання поршнів у фасонних елементах. Описано чинники, які призводять до тимчасової зупинки, застрягання поршнів, механізми їх руйнування у фасонних елементах трубопроводів. Експериментально визначено закономірності впливу напрямів руху потоків трійниками, довжини і матеріалу поршня та витрати потоку на динаміку руху поршнів трійниками.

Визначено величину запоршневого тиску за якого дослідні зразки поршнів

проходять відводи, трійники і перехідники трубопроводів. Дослідження виконано для різних коефіцієнтів тертя між бічною поверхнею поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу (мокрої та сухої стінки). Експериментально встановлено закономірності впливу твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А, його геометричної форми на величину необхідного запоршневого тиску для проходження фасонних елементів трубопроводів.

Обґрунтовано доцільність обладнання трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж вузлами запускання та приймання очисних поршнів. Встановлено технічні та конструктивні вимоги до такого технологічного обладнання. Запропоновано вузли запускання та приймання очисних поршнів монтувати в місці відводів трубопроводів, де надземна схема їх прокладання переходить у підземну. Щоб це реалізувати та запобігти при цьому випорожненню трубопроводу під час запускання та приймання поршнів розроблено відповідні конструктивні рішення, які полягають у встановленні в цьому місці трубопроводу трійника у магістраль якого запасовують (для камер запускання) або видаляють з неї (для камер приймання) очисні поршні. Для запускання очисних поршнів без короточасного припинення експлуатації газопроводу та за умов прокладання надземних ділянок трубопроводу на невеликій висоті над поверхнею землі розроблено конструкцію вузла під'єднання до трубопроводу мобільної камери запускання. Запропоновано варіанти місць його встановлення залежно від конструктивної схеми надземної ділянки трубопроводу. Розроблено конструкції вузлів приймання очисних поршнів, які можна монтувати в місці прямолінійних надземних ділянок трубопроводу. Такі рішення забезпечують можливість не тільки прийняти поршень, а і реверсним газовим потоком його видалити з трубопроводу без демонтажу та монтажу його конструктивних елементів. Виконано експериментальну апробацію дослідних зразків розроблених вузлів запускання та приймання і видалення з трубопроводу очисних поршнів. Перевірено здатність дослідних зразків очисних поршнів витримувати навантаження, які на них діють, під час запускання.

Розроблено технологічну послідовність виконання робіт із впровадження

технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів, яка передбачає індивідуальний підхід до кожного трубопроводу. Запропоновано поршень для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж підбирати методом прогресивної валідації шляхом серії послідовних запусків очисних поршнів кожен наступний з яких має більшу жорсткість за рахунок твердості матеріалу та/або геометричної форми. Ефективність такої методики підтверджено в умовах реальних трубопроводів. Приведено результати промислової апробації технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів та впровадження її у виробництво. Зафіксовано величини збільшення тиску на початку підібраних для промислової апробації трубопроводів у момент проходження кожного дослідного зразка очисного поршня їхніми крутовигнутими відводами, місцями виступів напливів зварних швів у порожнину. Визначено об'єм винесених із трубопроводу забруднень кожним дослідним зразком очисного поршня. Розроблено план дій у разі застрягання очисного поршня.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в отриманні якісно нових закономірностей щодо впливу фізико-механічних властивостей матеріалу та геометричної форми суцільнолитих очисних поршнів із пружних матеріалів на динаміку їх руху трубопроводами з змінною внутрішньою геометрією, деформації, запоршневий тиск, ефективність очищення та визначається такими положеннями. Вперше визначено закономірності впливу лобового опору, натягу, тертя, модуля пружності та геометричних розмірів очисного поршня виготовленого із пружного матеріалу на його напружений стан та величину запоршневого тиску під час руху трубопроводом із постійним внутрішнім діаметром та локальними звуженнями з урахуванням поперечної стисливості, що дозволило сформулювати рекомендації до розроблення поршнів. Вперше встановлено закономірності впливу геометричної форми та фізико-механічних властивостей матеріалу очисних поршнів на їх деформації та напружений стан, розподіл контактних сил і величину запоршневого тиску під час руху фасонними елементами трубопроводів (відводи, трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб), що дозволило встановити, за

яких умов вони не будуть застрягати у таких елементах трубопроводів. Вперше визначено закономірності впливу фасонних елементів трубопровідних систем, напрямків руху потоків у їх порожнині (для трійників) на динаміку руху ними очисних поршнів виготовлених із пружних матеріалів, на основі чого розроблено конструктивні рішення із запускання-приймання поршнів у трубопроводи, рекомендації з визначення маршруту руху поршнів трубопроводами. Вперше запропонована науково обґрунтована та підтверджена результатами експериментальних досліджень розрахункова залежність для визначення мінімально допустимої швидкості руху поршня на вході у відвід трубопроводу, що дозволило визначити допустиму довжину поршня та режимні параметри роботи трубопроводу під час його очищення поршнями. Набуло подальшого розвитку вивчення закономірностей впливу фізико-механічних властивостей матеріалу очисних поршнів, їх геометричної форми, швидкості руху на ефективність очищення горизонтальних і понижених ділянок трубопроводів від рідинних забруднень, що дало змогу розробити методологію прогресивної валідації поршня. Розширено наукові знання про перетікання через поршень, прохідну здатність та динаміку руху поршнів трубопроводами, які містять місцеві перешкоди, зокрема виступи у порожнину, що дозволило здійснити коректування геометричної форми дослідних зразків очисних поршнів для підвищення їх прохідної здатності.

Сукупність одержаних наукових результатів складає наукові основи очищення газозбірних та розподільних трубопроводів очисними пристроями.

Результати досліджень є корисними для забезпечення можливості очищення газозбірних та розподільних трубопроводів поршневыми засобами. Такі заходи дають змогу стабілізувати, збільшити обсяги видобування газу, підвищити енергоефективність трубопроводів, зменшити втрати енергоносіїв через аварії, запобігти гідратуутворенню та звести до мінімуму втрати газу під час очищення. Отримані результати забезпечують можливість здійснювати запускання/приймання очисних поршнів у незапроектовані для цього трубопроводи, підібрати максимально ефективний поршень для кожного трубопроводу, спланувати маршрут його руху трубопроводом і максимально

запобігти його застряганню та руйнуванню.

Виконані в дисертаційній роботі теоретичні й експериментальні дослідження дали змогу розробити технологічну інструкцію з внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів.

Результати виконаних досліджень, зокрема розроблені технології виготовлення суцільнолитих очисних поршнів із різних пружних матеріалів різної геометричної форми, технології їх запускання в трубопровід і приймання з нього, аналітичні та експериментальні матеріали щодо ефективності їх застосування та динаміки руху прямолінійними ділянками, відводами, трійниками і перехідниками трубопроводів промислово апробовані та впроваджені в ГПУ "Шебелинкагазвидобування" АТ "Укргазвидобування".

Результати досліджень використовуються у навчальному процесі кафедри транспортування та зберігання енергоносіїв Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу під час викладання дисциплін “Спорудження магістральних трубопроводів”, “Спорудження об’єктів магістрального трубопровідного транспорту” для студентів спеціальності 185 – “Нафтогазова інженерія та технології”.

Ключові слова: трубопровід, тривала експлуатація, забруднення, очисний поршень, пружний матеріал, ефективність очищення, динаміка руху, напружено-деформований стан, вузол запускання, внутрішньотрубна корозія.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації

1. Experimental investigation of the movement patterns and deformation of the pigs when passing through a pipe elbow and reducer / S. M. Stetsiuk, Ya. V. Doroshenko, Yu. I. Doroshenko, O. O. Filipchuk, V. Ya. Grudz // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2024. Vol. 124, Issue 2. P. 49–64. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – брав участь у розробленні та виготовленні очисних поршнів, експериментальних дослідженнях динаміки їх руху відводами та перехідниками трубопроводів, описав закономірності руху поршнів

такими фасонними елементами трубопроводів. Брав участь у розробленні експериментальних установок та експериментальному визначенні необхідного запоршневого тиску для проходження поршнями відводів і перехідників трубопроводу. Підготував статтю до публікації).

2. Analytical study of frictional interaction of elastic cleaning pig with pipeline wall / S. M. Stetsiuk, I. P. Shatskyi, Ya. V. Doroshenko, A. S. Velychkovych // *Archives of Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 129, Issue 2. P. 67–76. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – брав участь у формулюванні та розв’язку механіко-математичної задачі контактної взаємодії деформівного очисного поршня із стінкою трубопроводу. Отримав розв’язок такої задачі для руху трубопроводом пружного поршня запасованого з натягом. Побудував залежності запоршневого тиску від довжини поршня, коефіцієнту тертя та коефіцієнту Пуассона. Підготував статтю до публікації).

3. Numerical and laboratory experimental analysis of the movement of silicone cleaning pigs through 90-degree bends pipe / S. M. Stetsiuk, Ya. V. Doroshenko, O. O. Filipchuk, Z. V. Daniv, V. B. Volovetskyi // *Archives of Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 126, Issue 2. P. 65–77. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – розробив 3D моделі очисних поршнів та відводів трубопроводу. Виконав чисельне моделювання руху поршнів відводами трубопроводу. Дослідив вплив місцезнаходження поршня у відводі трубопроводу, коефіцієнта динамічного тертя між його бічною поверхнею та внутрішньою стінкою трубопроводу на величину максимальних еквівалентних напружень Мізеса в поршні. Брав участь у експериментальних дослідження динаміки руху поршнів відводом трубопроводу, визначенні необхідного для цього запоршневого тиску. Брав участь у підготовці статті до публікації).

4. Experimental studies on the dynamics of the movement of cleaning pigs through tee pipe fittings / S. Stetsiuk, R. Bondarenko, Y. Doroshenko, V. Holubenko // *Strojnícky časopis – Journal of Mechanical Engineering*. 2024. Vol. 74, NO 1. P. 9–24. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – брав участь у виготовленні дослідних зразків циліндричних очисних поршнів, розробленні

експериментальних установок, експериментальних дослідженнях динаміки руху поршнів трійниками трубопроводів. Описав закономірності руху циліндричних поршнів трійниками, побудував схеми руху поршнів у трійниках. Брав участь у підготовці статті до публікації).

5. Investigation on the dynamics of movement of cylindrical cleaning pigs through the bends of pipeline systems for fluid transportation / S. Stetsiuk, Y. Doroshenko, R. Bondarenko, O. Filipchuk, V. Volovetskyi // *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 2024. Vol. 123. P. 303–317. **(індексується в Scopus, квартиль Q4)**. (Особистий внесок – визначив контактні сили нормальної реакції, які виникають у результаті вигину поршнів у відводах трубопроводу. Встановив вплив модуля пружності матеріалу поршня на величину контактних сил нормальної реакції. Запропонував метод визначення умов, за яких поршні будуть проходити відводи трубопроводів без зупинки та застрягання. Отримав рівняння для розрахунку мінімально допустимої швидкості руху поршня на вході в відвід трубопроводу для забезпечення його проходження без зупинки та застрягання).

6. Development of foam-breaking measures after removing liquid contamination from wells and flowlines by using surface-active substances / V. B. Volovetskyi, Ya. V. Doroshenko, S. M. Stetsiuk, S. V. Matkivskyi, O. M. Shchyrba, Y. M. Femiak, G. M. Kogut // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2022. Vol. 114, Issue 2. P. 67–80. **(індексується в Scopus, квартиль Q3)**. (Особистий внесок – описав причини накопичення рідких забруднень у порожнині газопроводів. Виконав аналіз ускладнень, які виникають при видаленні рідких забруднювачів із свердловин і трубопроводів поверхнево-активними речовин. Виконав CFD-моделювання процесу руйнування піни вуглеводневим конденсатом. Брав участь у підготовці статті до публікації).

7. Development of methods for predicting hydrate formation in gas storage facilities and measures for their prevention and elimination / V. B. Volovetskyi, Ya. V. Doroshenko, S. V. Matkivskyi, P. M. Raiter, O. M. Shchyrba, S. M. Stetsiuk, H. Ya. Protsiuk // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2023. Vol. 117, Issue 1. P. 25–41. **(індексується в Scopus, квартиль Q3)**. (Особистий

внесок – визначив місця найімовірнішого скупчення рідких забруднень, відкладення гідратів у порожнині газопроводів. Проаналізував наявні методи попередження та усунення гідратоутворення. Склав перелік найприйнятніших методів усунення гідратоутворення. Брав участь у підготовці статті до публікації).

8. Стецюк С. М. Експериментальні дослідження ефективності очищення внутрішньої порожнини трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів. *Нафтогазова енергетика*. 2022. № 2(38). С. 62–75. **(наукове фахове видання України).**

9. Стецюк С. М. Розроблення конструктивних рішень із обладнання трубопровідних систем вузлами запускання та приймання очисних поршнів // *Нафтогазова енергетика*. 2023. № 2(40). С. 53–65. **(наукове фахове видання України).**

10. Стецюк С. М. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів відводами і перехідниками трубопроводів *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. № 4(85). С. 28–42. **(наукове фахове видання України).**

11. Стецюк С. М. Деформації та закономірності руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів рівнопрохідними трійниками трубопроводів // *Нафтогазова енергетика*. 2024. № 2(42). С. 17–29. **(наукове фахове видання України).**

12. Стецюк С. М. Оцінка впливу дотичних напружень та їх пульсацій на пропускну здатність газопроводу // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. № 2(47). С. 72–78. **(наукове фахове видання України).**

13. Стецюк С. М. Дослідження локального газовмісту в промислових газопроводах під час транспортування газорідинних сумішей. *Проблеми нафтогазової промисловості: зб. наук праць*. 2012. Вип. 10. С. 332–339. **(наукове фахове видання України).**

14. Дослідження впливу геометричної форми та матеріалу поршнів на ефективність очищення трубопроводів / С. М. Стецюк, Я. В. Дорошенко, Р. В. Бондаренко, О. О. Філіпчук, Ю. І. Дорошенко // *Розвідка та розробка нафтових і*

газових родовищ. 2023. 4(89). С. 26–43. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – брав участь у розробленні технології виготовлення дослідних зразків очисних поршнів, розробленні та монтажі експериментальної установки для тестування очисних поршнів, дослідженні прохідної здатності кожного дослідного зразка очисного поршня та ефективності очищення ним трубопроводу. Здійснив коректування геометричної форми дослідних зразків очисних поршнів для підвищення їхньої прохідної здатності. Розробив план прогресивної верифікації поршня для очищення трубопровідних систем збирання газу газових родовищ, тепло-, газопостачання. Брав участь у підготовці статті до публікації).

15. Голубенко В. П., Стецюк С. М., Філіпчук О. О. Аналіз методик визначення втрат газу під час продувань шлейфів і свердловин для видалення рідинних накопичень. *Нафтогазова енергетика*. 2023. № 1(39). С. 24–35. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – описав методи видалення рідинних забруднень та забезпечення стабільного режиму експлуатації свердловин і газопроводів. Увагу акцентував на переваги та недоліки методу продування. Оцінив величини похибок результатів розрахунків за існуючими методиками визначення втрат газу під час продувань. Брав участь у підготовці статті до публікації).

16. Технології безтраншейної реновації трубопровідних систем / Я. В. Дорошенко, С. М. Стецюк, Р. В. Бондаренко, З. В. Данів // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. № 2(87). С. 17–32. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – розглянув порядок підготовки трубопроводів до внутрішньотрубної реновації. Виконав огляд, аналіз технологій очищення, внутрішньотрубного обстеження трубопроводів, визначив їх можливості, описав переваги. Брав участь у підготовці статті до публікації).

17. Сучасні технології будівництва промислових газонафтопроводів / Я. В. Дорошенко, В. А. Кучерявий, Н. М. Андрієшин, С. М. Стецюк, Ю. М. Левкович // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2019. № 3(72). С. 19–31. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – розглянув особливості очищення внутрішньої порожнини гнучких композитних

трубопроводів з пропусканням очисного поршня та особливості їх випробування. Здійснив огляд матеріалів, які застосовуються для виготовлення очисних поршнів. Брав участь у підготовці статті до публікації).

18. Перспективи та проблемні питання становлення і розвитку водневої енергетики в Україні / Я. В. Дорошенко, М. О. Карпаш, С. М. Стецюк, Р. М. Бабельський, В. Б. Воловецький // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. № 1(82). С. 7–33. (**наукове фахове видання України**). (Особистий внесок – обґрунтував необхідність декарбонізації нафтогазової галузі. Встановив вплив додавання водню до природного газу на швидкість суміші в трубопроводі, накопичення забруднень. Описав проблеми безпеки транспортування водню, газоводневих сумішей. Брав участь у підготовці статті до публікації).

19. Обґрунтування доцільності оптимізації робочих тисків з використанням спеціалізованого програмного комплексу PipeSim / М. І. Братах, Р. В. Шимановський, С. М. Стецюк, В. П. Голубенко, Д. В. Усіченко, В. А. Романова // *Нафтогазова галузь України*. 2019. № 3. С. 36–41. (**наукове фахове видання України**). (Особистий внесок – у програмному продукті PipeSim оцінив розподіл основних параметрів багатофазового потоку в контрольних точках газовидобувної системи, отримав криві фазової рівноваги, які відтворюють процес руху багатофазового потоку від приви́бійної зони до кінцевого пункту збору. Брав участь у підготовці статті до публікації).

20. Використання виробничого потенціалу ПАТ «Укргазвидобування» для нарощування власного видобутку газу та конденсату (на прикладі реконструкції Червонодонецької ДКС) / Ю. П. Колбушкін, О. М. Гордієнко, Ю. Л. Фесенко, С. В. Кривуля, В. В. Марущенко, Н. М. Андріїшин, С. М. Стецюк // *Нафтогазова галузь України*. 2018. № 3. С. 3–10. (**наукове фахове видання України**). (Особистий внесок – охарактеризував особливості роботи газових родовищ ПАТ «Укргазвидобування» та їх вплив на режимні параметри роботи свердловин і гідравлічний стан. Описав негативні наслідки до яких може призвести різке пониження робочого тиску на гірлах свердловин та зростання депресій. Брав участь у підготовці статті до публікації).

Патенти

1. Камера приймання внутрішньотрубних засобів: пат. 154878 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302784; заявл. 08.06.2023; опубл. 27.12.2023, Бюл. № 52. 3 с. Автор: Стецюк С. М. (**патент на корисну модель**).

2. Пристрій для запускання внутрішньотрубних засобів у трубопроводі: пат. 154881 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302895; заявл. 15.06.2023; опубл. 27.12.2023, Бюл. № 52. 3 с. Автори: Братах М. І., Стецюк С. М., Дорошенко Я. В., Усіченко Д. В. (**патент на корисну модель**). (Особистий внесок – для з'єднання пристрою з кінцями трубопроводу у місці демонтованої котушки запропонував ідею застосовувати циліндричні герметизатори із резиновими ущільненнями та фланцями. Також для утримування циліндричних герметизаторів запропонував ідею до їх фланців шпильками приєднувати затискачі, які стягувати довкола трубопроводу. Брав участь у патентному пошуку, оформленні патенту).

3. Універсальний пристрій запускання внутрішньотрубних засобів у трубопроводі: пат. 155222 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302780; заявл. 08.06.2023; опубл. 31.01.2024, Бюл. № 5. 6 с. Автори: Братах М. І., Дорошенко Я. В., Стецюк С. М., Усіченко Д. В. (**патент на корисну модель**). (Особистий внесок – запропонував ідею камеру запускання поршнів виконувати у вигляді трійника, який треба монтувати у місці крутозагнутого відводу (коліна) чи кутової арматури трубопроводу, де надземна схема його прокладання переходить у підземну. Також запропонував ідею пристрій запускання внутрішньотрубних засобів у трубопровід використовувати як вузол під'єднання вертикальних мобільних камер. Для цього його потрібно обернути на 180° відносно початкового положення, а віддаль від осі відгалуження трійника до кріпильних фланців магістралі має бути однаковою. Брав участь у патентному пошуку, оформленні патенту).

4. Пристрій для приймання та видалення очисних поршнів із трубопроводу: пат. 158002 Україна: МПК В08В9/04, В65G51/00. № у 202402991; заявл. 06.06.2024; опубл. 18.12.2024, Бюл. № 51/2024. 3 с. Автори: Дорошенко Я. В., Стецюк С. М., Григорський С. Я., Маркевич М. В. (**патент на корисну модель**). (Особистий

внесок – запропонував ідею гальмувати і зупиняти поршень у перехіднику з більшого на менший діаметр труб. Щоб видаляти очисний поршень із трубопроводу запропоновано ідею пристрій обладнати трійником із приєднаним до його відгалуження рівнопрохідним краном, а видалення поршня здійснювати реверсною подачею потоку).

Опубліковані праці апробаційного характеру

1. Дорошенко Я. В., Стецюк С. М., Філіпчук О. О. Дослідження впливу геометричної форми поршнів на ефективність очищення трубопроводів. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ІТММ 2024*: матеріали Міжнар. наук.-технічн. конф., м. Дніпро, 10–11 квітня 2024 р. Дніпро, 2024 – С. 358–362. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

2. Стецюк С. М., Дорошенко Я. В. Розроблення технологій очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору газу газових родовищ для запобігання викидів парникових газів в атмосферу. *Сталий розвиток: захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування*: зб. матер. ІХ Міжнар. молодіжного конгресу, м. Львів, 28–29 березня 2024 р. Київ, 2024 – С. 33. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

3. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів фасонними елементами трубопроводів / Я. В. Дорошенко, С. М. Стецюк, О. В. Іванов, О. О. Філіпчук // *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС–2024)*: матеріали тез доповідей XIV Міжнар. науково-практичної конф., м. Чернігів, 23–24 травня 2024 р. Чернігів, 2024. – Т. 2. – С. 207–208. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

4. Про фрикційну взаємодію деформівного поршня зі стінкою трубопроводу / С. Стецюк, І. Шацький, Я. Дорошенко, А. Величкович // *Математичні проблеми механіки неоднорідних структур*: збірн. наукових праць 11-ї Міжнародної наукової конф., м. Львів, 24–26 вересня 2024 р. Львів, 2024. – С. 141. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

5. Теоретико-експериментальне дослідження руху очисного поршня у звуженій ділянці трубопроводу / С. М. Стецюк, Я. В. Дорошенко, І. П. Шацький, А.

С. Величкович // *Математичні проблеми технічної механіки – 2024*: матеріали Міжнар. наукової конф., м. Дніпро, 17–19 вересня 2024 р. Дніпро, 2024. – С. 194–195. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

6. Роль поперечного обтиснення в задачі просування стержня у криволінійному каналі / І. П. Шацький, С. М. Стецюк, А. С. Величкович, Я. В. Дорошенко // *Механіка: сучасність і перспективи – 2024*: матеріали доповідей Міжнар. наукової конф., м. Київ, 7–11 жовтня 2024 р. Київ, 2024. – С. 129. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

7. Дорошенко Я., Стецюк С. Розроблення технологічної послідовності валідації очисного поршня для трубопровідних систем збору та підготовки газу газових родовищ, мереж газо- і теплопостачання. *Сталий розвиток: виклики та реалії здійснення (Україна-світ)*: збірн. матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конф. здобувачів і молодих вчених, м. Івано-Франківськ, 22 травня 2024 р. Івано-Франківськ, 2024 – С. 10–12. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

8. Стецюк С. М. Дослідження динаміки руху очисних поршнів шлейфами свердловин газових родовищ. *Стратегічні орієнтири сталого розвитку в Україні та світі*: збірн. тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конф. молодих учених, м. Чернігів, 21 квітня 2023 р. Чернігів, 2023 – С.43–45. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

9. Нарощування обсягів власного видобутку вуглеводневої сировини ДК «Укргазвидобування» – запорука енергетичної безпеки держави / М. І. Мачужак, С. О. Паюк, С. В. Кривуля, С. М. Стецюк, Т. М. Галко, В. В. Аксьонов // *Стан, проблеми та перспективи нафтогазової промисловості України*: матеріали Міжнародної науково-практичної конф., м. Борислав, 7–9 вересня 2012 р. Львів, 2012. – С. 22. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

10. Стецюк С. М., Дорошенко Я. В. Експериментальне визначення ефективності застосування поршнів із гіперпружних матеріалів для очищення трубопроводів. *Modern methods of solving scientific problems of reality: proceedings of XXXV Inter. scientific and practical conf.*, с. Varna, 05–08 september 2023 y. Varna,

Bulgaria, 2023 – P. 178–180. (Форма участі – публікація тез).

11. Results of experimental studies of the dynamics of movement of a cleaning piston made of hyperelastic material for displacing liquid plugs / S. Hryhoriy, V. Zapukhliak, O. Ivanov, Y. Doroshenko, S. Stetsiuk // *Scientific review of the actual events, achievements and problems: collection of scientific papers: proceedings of the II International scientific and theoretical conf.*, c. Berlin, 31 may 2024 y. Berlin, Germany, 2024 – P. 129–131. (Форма участі – публікація тез).

12. Стецюк С., Дорошенко Я. Розроблення заходів із підвищення ефективності експлуатування трубопроводів систем збирання газу газових родовищ: програма тридцять четвертої наукової сесії наукового товариства ім. Шевченка, м. Івано-Франківськ, 01–17 березня 2023 р. Івано-Франківськ, 2023 – С. 20. (Форма участі – усна доповідь).

13. Стецюк С., Дорошенко Я. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів фасонними елементами трубопроводів: програма тридцять п'ятої наукової сесії наукового товариства ім. Шевченка, м. Івано-Франківськ, 04–23 березня 2024 р. Івано-Франківськ, 2024 – С. 24. (Форма участі – усна доповідь).

Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

1. Дорошенко Я. В., Стецюк С. М. Спорудження магістральних трубопроводів: лабораторний практикум. Івано–Франківськ : ІФНТУНГ, 2023. 66 с.

2. Застосування технології вилучення рідини з газопроводу під тиском за допомогою з'ємного дренажного пристрою / Р. В. Шимановський, С. М. Стецюк, В. А. Коляденко, І. О. Шапар, Д. В. Усіченко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2020. Вип. XLVIII. С. 112–117.

3. Stetsiuk S., Dobrunov D., Romanova V. Optimization of flowing pressures and flow assurance in the gas gathering system by flowlines disconnection at Efremivske gas-condensate field, “Ukrigasvydobuvannya”, JSC. *Питання розвитку газової промисловості України*. 2019. Вип. XLVII. С. 174–180.

4. Особливості конструкції свердловин на родовищах, що знаходяться на

завершальній стадії розробки / С. М. Демченко, А. А. Лиско, Ю. І. Мілютенко, С. М. Стецюк, О. Ю. Чайковська // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2013. Вип. XLI. С. 74–79.

5. Процків Р. І., Стецюк С. М., Бобрук О. В. Програмно-інформаційний комплекс об'єктів Юльївського, Перещепінського та Краснокутського газоконденсатного родовищ. *Питання розвитку газової промисловості України*. 2012. Вип. XL. С. 275–280.

6. Оцінка стійкості роботи газоконденсатних свердловин на прикладі Більського родовища / С. В. Булка, В. В. Соболю, С. М. Стецюк, Н. С. Вакуленко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2010. Вип. XXXVIII. С. 151–155.

7. Програмний комплекс GazStrum як вітчизняна альтернатива інженерного методу розрахунку двофазних потоків / С. М. Стецюк, І. І. Капцов, О. В. Бобрук, В. В. Соболю // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2009. Вип. XXXVII. С. 280–287.

ANNOTATION

Stetsiuk S. M. Development of scientific foundations of cleaning industrial pipelines by pig means. – Qualifying scientific work with the manuscript copyright.

The dissertation for a doctor of technical sciences degree in specialty 05.15.13 – pipeline transportation, oil and gas storages (18 – manufacturing and technologies). – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ministry of Education and Science of Ukraine, 2025.

The dissertation is devoted to solving an important scientific and technical problem – cleaning the gathering pipelines of gas fields, gas and thermal networks without production and technological losses of energy carriers. To achieve this, the cleaning processes were studied using solid-molded cleaning pigs made of various elastic materials and of different geometric shapes in pipelines with horizontal and downward sections. The required back space pig pressure for their passage through straight sections and fittings of pipelines was determined. A comprehensive investigation was conducted into

the mechanics of contact interaction between pigs and the inner wall of the pipeline, including their stress state and deformations, considering the pipeline geometry (protrusions in cavity, elbows, tees and reducers from larger to smaller pipe diameters), the physical and mechanical properties of the pig material, its geometric shape, and the friction coefficient. Design solutions were developed for launching/receiving cleaning pigs into pipelines with structural and spatial constraints for installing the corresponding nodes.

Scientific and methodological approaches and a step-by-step algorithm for implementing the technology of in-pipe cleaning of pipelines with pigs made of elastic materials were developed, along with a methodology for progressive validation (selection) of the cleaning pig.

A mechanical-mathematical problem of the contact interaction between a deformable cleaning pig and a local axisymmetric narrowing of the pipeline was formulated and solved. Based on the constructed analytical solution, solutions were obtained for specific cases: movement through a pipeline with constant internal diameter, movement of an elastically fitted pig with uniform interference, passage through a conical reducer from a larger to a smaller pipe diameter, and a weld bead protrusion into the pipeline cavity. For such cases, the motion of the pig in the presence of frontal resistance due to liquid contaminants was studied in detail, and the influence patterns of mechanical and geometric parameters on the pig's stress state and required back space pressure were established. Numerical modeling revealed the effects of the pig's rear-end geometry and the dynamic friction coefficient on the distribution of Von Mises equivalent stresses. Recommendations were developed for pig design to improve their pipeline passage ability.

3D models, manufacturing technologies, and prototype cleaning pigs of various geometric shapes (cylindrical, dumbbell-shaped, triple-dumbbell, disk-dumbbell, multi-disk, two-disk dumbbell, and cuff-cup types) were developed and produced using various elastic materials (polyurethane, silicone compound, silicone sealant, and polyurethane foam) with Shore A hardness ranging from 5 to 80. The advantages and disadvantages of each material were identified.

Experimental setups made of glass pipes containing long horizontal and lowered pipeline sections were developed and assembled. The influence patterns of the Shore A hardness and geometric shape of the cleaning pig material on pipeline cleaning efficiency were determined experimentally.

The movement dynamics of prototype pigs through horizontal pipeline sections and sections with minor protrusions into the cavity were studied. Recommendations were provided for cleaning pipelines with numerous minor internal protrusions, particularly in welded joint areas.

Analytical, numerical, and experimental studies were conducted to investigate the impact of the bending of solid-molded pigs made of elastic materials in pipeline bends on their motion dynamics through such fittings, their stress state, and deformation. An analytical solution was obtained for the contact problem between a deformable pig and a pipeline bends. The distribution patterns of transverse contact loads along the pig and the variation in back space pressure during its movement through a bend were established. An algorithm was developed to determine under which conditions pigs made of elastic materials can pass through pipeline bends without stopping or getting stuck. An equation was derived to calculate the minimum allowable velocity of a cylindrical pig made of elastic material at the bend entrance to ensure uninterrupted passage.

Numerical modeling using the Yeoh strain energy potential model, which describes the nonlinear behavior of elastic materials, revealed the influence patterns of the pig's position in the bend on the distribution of Von Mises equivalent stresses and deformations.

Experimental setups were constructed using glass and metal pipes and fittings (elbows, straight-through tees, reducers from larger to smaller pipe diameters). The movement dynamics of prototype cleaning pigs made of elastic materials through elbows, tees, and reducers were experimentally investigated. The deformation patterns of the pigs while moving through pipeline fittings were described, including areas of significant compression, tension, bending, pressing, and separation from the inner wall. The causes and locations of bypass flows leading to pig jamming were identified. Factors causing temporary stoppages, jamming, and mechanisms of pig destruction in fittings were

described. Experimental patterns of the influence of flow directions in tees, pig length and material, and flow rate on the movement dynamics of pigs through tees were determined. The back space pressure required for prototype pigs to pass through elbows, tees, and reducers was determined. The research was conducted for different friction coefficients between the pig's lateral surface and the pipeline's internal wall (wet and dry surfaces). Experimental studies revealed the influence patterns of the Shore A hardness and geometric shape of the pig material on the required back space pressure to traverse pipeline fittings.

The feasibility of equipping the gathering pipelines of gas field, gas and thermal networks with pig launching and receiving units was substantiated. Technical and structural requirements for such technological equipment were established. It was proposed to install pig launching and receiving units at the transition point where above-ground pipeline routing shifts to underground. To implement this without draining the pipeline during pig launching and receiving, corresponding structural solutions were developed. These involve installing a tee at this pipeline section where pigs are inserted into (for launching chambers) or removed from (for receiving chambers) the main pipeline. For launching pigs without a temporary gas pipeline shutdown and when above-ground pipeline sections are laid at a low height above the ground, a connection node design for a mobile launching chamber was developed. Various installation location options for this unit were proposed depending on the structural layout of the above-ground pipeline section. Designs for pig receiving units suitable for straight above-ground pipeline sections were developed. These solutions enable not only pig reception but also their removal from the pipeline using reverse gas flow without dismantling structural elements. An experimental validation of prototype launching and receiving units and pig removal from the pipeline was conducted. The ability of prototype pigs to withstand the loads during launching was verified.

A technological sequence of operations for implementing the pipeline cleaning technology using elastic pigs was developed, involving an individualized approach to each pipeline. A method of progressive validation was proposed for selecting pigs for cleaning the gathering pipelines of gas fields, gas and thermal networks. This involves a

series of successive pig launches, each subsequent pig having greater stiffness due to increased material hardness and/or geometric complexity. The effectiveness of this method was confirmed under real pipeline conditions. Results of industrial testing and implementation of the pipeline cleaning technology using elastic pigs were presented. The pressure increase at the inlet of selected pipelines during the passage of each pig through tight-radius bends and weld bead protrusions was recorded. The volume of contaminants removed by each prototype pig was determined. A contingency plan for pig jamming incidents was developed. The scientific novelty of the obtained results lies in the discovery of qualitatively new patterns regarding the influence of the physical and mechanical properties of materials and the geometric shape of solid-molded cleaning pigs made of elastic materials on their movement dynamics through pipelines with variable internal geometry, deformation behavior, back space pressure, and cleaning efficiency.

The scientific novelty of the obtained results lies in the establishing of qualitatively new patterns regarding the influence of the physical and mechanical properties and geometric shape of solid-cast cleaning pigs made of elastic materials on their motion dynamics through pipelines with variable internal geometry, deformation behavior, back space pressure, cleaning efficiency, and is defined by the following findings. For the first time, regularities have been established regarding the influence of frontal resistance, interference fit, friction, elastic modulus, and geometric dimensions of cleaning pigs made of elastic materials on their stress state and the magnitude of backpressure during movement through pipelines with a constant internal diameter and local constrictions, accounting for transverse compressibility. This enabled the formulation of design recommendations for pigs. For the first time, patterns have been identified concerning the influence of the geometric shape and physical-mechanical properties of pig materials on their deformation, stress distribution, contact force patterns, and backpressure when passing through pipeline fittings (bends, tees, reducers). These findings allow for determining the conditions under which pigs will not get stuck in such pipeline elements. For the first time, the influence of pipeline fittings and flow directions within their cavities (in the case of tees) on the dynamics of elastic cleaning pigs has been determined. Based on this, constructive solutions for launching and receiving pigs in pipelines, as well as

recommendations for defining pig routing, have been developed. A scientifically substantiated and experimentally validated analytical expression was proposed for the first time to determine the minimum admissible pig velocity at the entrance to a pipe bend. This enabled the determination of the permissible pig length and pipeline operating parameters during cleaning. The study of how the physical and mechanical properties of pig materials, their geometry, and velocity affect the cleaning efficiency of horizontal and downward-sloping pipeline sections from liquid contaminants was further developed. As a result, a methodology for progressive pig validation was developed. Scientific understanding was expanded regarding flow leakage through the pig, pig passability, and their motion dynamics in pipelines containing local obstacles, such as internal protrusions. This allowed for refining the geometric design of pig prototypes to improve their passability.

The totality of the obtained scientific results forms the scientific basis for cleaning gas-gathering and distribution pipelines using pigging devices.

The results are beneficial for enabling the cleaning of gas-gathering and distribution pipelines using piston-type cleaning tools. Such operations contribute to stabilizing and increasing gas production volumes, improving pipeline energy efficiency, reducing energy carrier losses due to accidents, preventing hydrate formation, and minimizing gas losses during cleaning. The results also enable the launching and receiving of cleaning pigs in pipelines not originally designed for this purpose, the selection of the most effective pig for each pipeline, route planning to minimize the risk of pig blockage or damage.

The theoretical and experimental research conducted in this dissertation allowed for the development of a technological guideline for in-pipe cleaning of pipelines using elastic pigs.

The research outcomes – including technologies for manufacturing solid-cast cleaning pigs of various shapes and elastic materials, technologies for launching and receiving pigs, and analytical and experimental findings on their performance and motion through straight segments, bends, tees, and reducers have undergone industrial testing and have been implemented by the GPD "Shebelinkagasvydobuvannya" of JSC

"Ukrgezvydobuvannya".

The results of the research are used in the educational process of the Department of Transportation and Storage of Energy Carriers of the Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas during the teaching of the disciplines "Construction of Main Pipelines", "Construction of Main Pipeline Transport Facilities" for students of specialty 185 - "Oil and Gas Engineering and Technologies".

Key words: pipeline, long-term operation, contamination, cleaning pig, elastic material, cleaning efficiency, motion dynamics, stress-deformation state, launching unit, internal pipeline corrosion.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	31
ВСТУП	32
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВОДІВ ПОРШНЯМИ ВІД НАКОПИЧЕНИХ ЗАБРУДНЕНЬ	48
1.1 Технологічні рішення в конструюванні очисних поршнів, їх різновиди та сфери використання	48
1.2 Аналіз досліджень руху очисних поршнів трубопроводами	55
1.3 Аналіз досліджень динаміки руху поршнів фасонними елементами трубопроводів	76
1.4 Аналіз конструктивних підходів із запускання та приймання поршнів у трубопроводи	88
1.5 Постановка задач і конкретизація мети досліджень	93
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ СУЦІЛЬНОЛИТИХ ОЧИСНИХ ПОРШНІВ ІЗ ПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ ТРУБОПРОВОДАМИ	100
2.1 Постановка задачі контактної взаємодії пружного поршня з трубопроводом за наявності осесиметричного звуження	100
2.2 Аналітичний розв’язок контактної задачі руху поршня ділянкою трубопроводу з осесиметричним звуженням	104
2.3 Рух поршня прямою ділянкою трубопроводом із незмінним внутрішнім діаметром	107
2.4 Рух поршня запасованого в трубопровід з рівномірним натягом	113
2.5 Рух поршня у місці напливу зварного шва у порожнину трубопроводу	119
Висновки до розділу 2	122

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ І ПОНИЖЕНИХ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВІДІВ ПРУЖНИМИ ПОРШНЯМИ	125
3.1 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів	125
3.1.1 Підбір матеріалів для виготовлення очисних поршнів	125
3.1.2 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів із силіконових еластомерів	129
3.1.2.1 Виготовлення дослідних зразків очисних поршнів із силіконового компаунду	130
3.1.2.2 Виготовлення дослідних зразків очисних поршнів із силіконового герметика	138
3.1.3 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів із поліуретану	139
3.1.4 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів із пінополіуретану	141
3.1.5 Очисні поршні із пружно-полімерної композиції	145
3.2 Експериментальні дослідження процесів очищення дослідними зразками поршнів горизонтальних ділянок трубопроводів	146
3.2.1 Розроблення експериментальної установки з горизонтальними ділянками трубопроводу та методики досліджень	147
3.2.2 Результати експериментальних досліджень ефективності очищення дослідними зразками очисних поршнів горизонтальних ділянок трубопроводів	153
3.2.3 Результати експериментальних досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів горизонтальними ділянками трубопроводів	162

3.3 Експериментальні дослідження процесів очищення дослідними зразками поршнів понижених ділянок трубопроводів	166
Висновки до розділу 3	175
РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПРУЖНИХ ПОРШНІВ ВІДВОДАМИ ТРУБОПРОВОДІВ	178
4.1 Аналітичні дослідження контактної взаємодії пружного поршня з відводами трубопроводів	179
4.1.1 Постановка задачі та модель згинання поршня у відводі з урахуванням поперечного обтиснення	179
4.1.2 Побудова аналітичного розв'язку задачі згинання поршня у відводі трубопроводу	182
4.1.3 Рух поршня відводом трубопроводу малого радіусу вигину	184
4.1.4 Рух поршня відводом трубопроводу великого радіусу вигину	186
4.2 Дослідження динаміки руху пружних поршнів відводами трубопроводів	189
4.3 Чисельний аналіз руху поршнів відводами трубопроводів	199
4.4 Експериментальні дослідження руху пружних поршнів відводами трубопроводів	209
4.4.1 Розроблення експериментальних установок для досліджень руху дослідних зразків очисних поршнів відводами трубопроводів	210
4.4.2 Результати експериментальних досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів відводами трубопроводів	214
4.4.3 Результати досліджень впливу відводів трубопроводів на величину запоршневого тиску	221
Висновки до розділу 4	229

РОЗДІЛ 5 ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПРУЖНИХ ПОРШНІВ ПЕРЕХІДНИКАМИ І ТРІЙНИКАМИ ТРУБОПРОВОДІВ	232
5.1 Аналітичні дослідження контактної взаємодії пружного поршня з перехідниками трубопроводів з більшого на менший діаметр труб	233
5.2 Експериментальні дослідження руху пружних поршнів перехідниками трубопроводу з більшого на менший діаметр труб	237
5.3 Експериментальні дослідження руху пружних поршнів трійниками трубопроводів	240
5.3.1 Розроблення експериментальних установок для досліджень руху дослідних зразків очисних поршнів трійниками трубопроводів	241
5.3.2 Результати експериментальних досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів трійниками трубопроводів	248
5.3.3 Результати досліджень впливу трійників трубопроводів на величину запоршневого тиску	262
Висновки до розділу 5	264
РОЗДІЛ 6 РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВУЗЛІВ ЗАПУСКАННЯ ТА ПРИЙМАННЯ ОЧИСНИХ ПОРШНІВ	267
6.1 Обґрунтування доцільності обладнання шлейфів свердловин, газових і теплових мереж вузлами запускання та приймання поршнів	268
6.2 Розроблення вузлів запускання очисних поршнів у трубопровід	270
6.2.1 Розроблення та апробація стаціонарного вузла запускання очисних поршнів у трубопровід	270
6.2.2 Розроблення вузла під'єднання мобільної камери запускання очисних поршнів у трубопровід	275

6.3 Розроблення вузлів приймання очисних поршнів	281
6.3.1 Розроблення та апробація стаціонарного вузла приймання очисних поршнів	282
6.3.2 Розроблення та апробація вузла приймання та видалення очисних поршнів із трубопроводу	287
Висновки до розділу 6	291
РОЗДІЛ 7 ПРОМИСЛОВА АПРОБАЦІЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВОДІВ ПОРШНЯМИ ІЗ ГІПЕРПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ	293
7.1 Промислова апробація технології очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів у виробничих умовах систем збору та транспортування газу газових родовищ	293
7.2 Промислова апробація технології очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів у виробничих умовах газових та теплових мереж	309
7.2.1 Газові мережі	310
7.2.2 Теплові мережі	314
7.3 Розроблення методики виконання робіт з впровадження технології очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів	318
Висновки до розділу 7	326
ЗАГАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ	329
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	334
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	364
ДОДАТОК Б ТЕХНОЛОГІЧНА ІНСТРУКЦІЯ З ВНУТРІШНЬОТРУБНОГО ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВОДІВ ПОРШНЯМИ ІЗ ГІПЕРПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ	375

ДОДАТОК В	ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИСТКИ ШЛЕЙФУ СВЕРДЛОВИНИ	396
ДОДАТОК Г	ДОКУМЕНТИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	401

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЗД – тривимірне;
DN – умовний діаметр трубопроводу;
АТ – акціонерне товариство;
ГПУ – газопромислове управління;
ГКР – газоконденсатне родовище;
ДЗ – державне замовлення;
НДІ – науково-дослідний інститут;
НДР – науково-дослідна робота;
ППУ – пінополіуретан;
РТМ – район теплових мереж;
СП – структурний підрозділ;
УЕГГ – управління по експлуатації газового господарства;
УКПГ – установка комплексної підготовки газу;
ЦВНГК – цех з видобування нафти, газу та конденсату;
ШГРП – шафовий газорегуляторний пункт.

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Одними з ключових критеріїв, яким мають відповідати трубопроводи, є гідравлічна ефективність і надійність. Суттєвий вплив на такі критерії має ефективність технічного обслуговування трубопроводів, зокрема очищення їх порожнини від накопичень різноманітних забруднень.

Більшість газових родовищ в Україні перебуває на завершальній стадії розроблення та характеризується високим ступенем виснаження. У цей період значна частина свердловин належить до категорії низькодебітних і функціонує в умовах зниженого пластового тиску, винесення пластових вод, вуглеводневого конденсату та залпових викидів рідини. Зменшення дебітів свердловин призводить до зменшення швидкості газового потоку в шлейфах свердловин і сприяє накопиченню рідкої фази в місцях понижених ділянок. Такі рідинні акумуляції створюють підвищений гідравлічний опір, що знижує пропускну здатність газозбірної мережі, підвищує втрати тиску і спричиняє подальше зменшення робочих тисків на гирлі свердловин та обсягів видобування газу. У поєднанні з несприятливими термобаричними умовами це підвищує ризик утворення гідратів, які можуть частково або повністю закупорювати трубопровід. Крім того, постійна наявність вологи й конденсату в трубах інтенсифікує внутрішньотрубну корозію, що підвищує ризики втрати герметичності і аварійних витоків газу.

У порожнині газопроводів систем розподілу природного газу низького тиску відбувається накопичення продуктів внутрішньотрубно́ї корозії, конденсату, води, метанолу тощо. У трубопроводах теплопостачання й водопровідних мереж домінуючими видами забруднень є оксидні та сульфідні корозійні утворення, мулові фракції, шламові відклади, мінералізовані домішки, пісок і частки ґрунту. Акумуляція забруднень у таких трубопроводах спричиняє прогресивне зростання гідравлічного опору, що безпосередньо впливає на стабільність газопостачання, енерговитрати на транспортування, посилення процесів корозії і збільшення кількості аварій та втрат енергоносіїв. Гідравлічний опір теплопроводів,

спричинений накопиченням забруднень, може збільшуватись у декілька разів порівняно з початковим, що призводить до суттєвого збільшення витрати електроенергії на транспортування.

В умовах енергетичної кризи в Україні забезпечення надійного та якісного технічного обслуговування трубопровідних систем, якими транспортуються енергоносії, є критично важливою проблематикою. Необхідні рішення, які б забезпечили збільшення обсягів видобування природного газу, підвищили енергоефективність трубопроводів в умовах недовантаження, зменшили втрати енергоносіїв через аварії. Особливого значення набувають методи технічного обслуговування, які не передбачають втрати транспортованого продукту, тимчасового припинення роботи трубопроводу та не вимагають великих капіталовкладень. У контексті екологічної безпеки пріоритет повинні мати технології, які не призводять до викидів природного газу у довкілля, оскільки, метан є парниковим газом.

Суттєвою технологічною перевагою поршневих засобів очищення порожнини трубопроводів у порівнянні з іншими широко застосовуваними методами є забезпечення ефективного видалення забруднень без втрат транспортованого газу. Така особливість значною мірою посилює актуальність розширення сфер застосування поршневих технологій, особливо в умовах переходу газотранспортних підприємств до концепції мінімізації виробничо-технологічних втрат та поступової декарбонізації. Додатковою перевагою поршневих засобів є їх низька собівартість, можливість багаторазового використання та адаптація до різних геометричних конфігурацій трубопроводів, що забезпечує високу економічну ефективність їх впровадження.

Проблемою є те, що під час проектування трубопровідних систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж не передбачалось очищувати такі трубопроводи поршнями. Тому вони не містять вузлів запускання-приймання поршнів і є розгалуженими мережами трубопроводів, які характеризуються різноманітністю технологічних схем, унікальністю і мають велику кількість різноманітних фасонних елементів (крутовигнутих відводів,

трійників, перехідників з більшого на менший діаметр труб), нерівнопрохідної арматури та інших ускладнень. Нелінійна геометрична форма фасонних елементів трубопроводів, зміна напрямку руху потоку у їх порожнині призводять до виникнення великої кількості невизначеностей щодо руху ними очисних поршнів, вигинання, стискання поршнів і збільшення контактних сил та сил тертя, що суттєво збільшує ризик застрягання поршня, його пошкодження. Відсутність інформації про закономірності руху поршнів фасонними елементами трубопроводів ускладнює планування, аналіз, визначення маршруту руху поршня (якщо трубопровід має трійники), створює велику кількість невизначеностей, унеможливорює достовірне оцінювання придатності трубопроводу до застосування поршнів. Також в трубопроводах систем збору та транспортування газу, газових і теплових мереж часто зустрічаються напливи в місці зварних швів, зміщення кромки. Все це суттєво ускладнює застосування поршнів, може призводити до їх застрягання, руйнування, що вимагає досліджень динаміки їх руху трубопроводами, які містять такі перешкоди. Ускладнює такі дослідження те, що поршні бувають різних конструкцій, їх виготовляють із матеріалів, які мають різні фізико-механічні властивості і вони можуть мати різні геометричні форми.

Щоб запобігти застрягання поршня у трубопровідних системах збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мережах необхідно розробити очисні поршні підвищеної прохідної здатності та дослідити вплив фізико-механічних властивостей їх матеріалу і геометричної форми на ефективність очищення трубопроводів, динаміку руху фасонними елементами та місцями напливів у порожнину трубопроводу. Гарантування проходження очисного поршня перешкодами, особливо за умов експлуатації трубопроводу при низьких тисках, вимагає глибокого аналізу механіки його взаємодії з внутрішньою стінкою трубопроводу з урахуванням складної геометрії трубопроводів та фізико-механічних властивостей матеріалів. Ключову роль у цьому відіграє моделювання контактних явищ, яке дає змогу прогнозувати поведінку поршня в різних експлуатаційних умовах. Також треба визначити необхідний тиск у запоршневому просторі за якого кожен із розроблених поршнів буде проходити такі перешкоди.

Результати досліджень дадуть змогу ґрунтовніше підходити до планування очищення трубопроводу поршнями, підбору очисних поршнів з урахуванням того, які перешкоди містить трубопровід.

На сьогодні для періодичного очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ з метою підтримки робочого тиску свердловин найчастіше застосовують метод їх переведення в режим самоочищення, а саме продування швидкісними потоками газу [1–4]. Однак, продування газопроводів не завжди дає можливість забезпечити винесення рідини із-за низького рівня пластового тиску. До того ж може відбуватись руйнування приви́бійної зони свердловини внаслідок високих депресій на пласт. Також продування газопроводів супроводжується значними втратами газу, забрудненням довкілля парниковими газами до того ж треба утилізувати рідину. Ще одним недоліком такого способу є те, що на початку газопроводу швидкість газового потоку менша, ніж в кінці, і відповідно ефективність очищення є меншою.

Також очищення газопроводів можна здійснювати подаванням розчину поверхнево-активних речовин [4–11]. При цьому треба враховувати, що подавання в газопровід розчину поверхнево-активних речовин не завжди дає змогу видалити більшу частину рідинних забруднень, так як ефективність очищення залежить від концентрації піноутворювачів, кратності і стійкості піни та інших чинників. Такі речовини неефективні у разі наявності твердих забруднень у внутрішній порожнині газопроводів. Також можливе надходження піни разом із газорідинним потоком до сепараційного обладнання установок комплексної підготовки газу.

Що стосується очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж поршнями, то підібрати поршень для таких трубопроводів на сьогодні надзвичайно складно, оскільки більшість їх розробок має металевий корпус або є з жорсткого поліуретану, уретану, так як призначені для магістральних трубопроводів [12–17]. Бувають випадки коли такі поршні застрягають навіть у магістральних трубопроводах [18–20], які мають значно менше перешкод їх руху, ніж трубопроводи систем газозбору і розподілу.

Моделювання руху поршнів трубопроводами полягає у розв'язуванні

рівняння руху поршня у комплексі з рівняннями потоку [21–26]. Однак, такі моделі опосередковано враховують контактну взаємодію між поршнем і стінкою трубопроводу, яка для трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж має ключовий вплив, особливо за низьких тисків. Причиною такого впливу є те, що трубопроводи систем газозбору і розподілу містять багато перешкод щодо руху поршня (крутовигнуті відводи, трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб, напливи у порожнину у місці зварних з'єднань тощо).

Щоб дослідити контактну взаємодію між поршнем, його ущільнювальними елементами та стінкою трубопроводу використовують три основні підходи – аналітичний метод, чисельне моделювання та експериментальні дослідження.

Аналітичними методами отримують узагальнені формули для оцінки впливу багатьох чинників [27, 28], але у їх основі покладено припущення, що матеріал поршня відповідає лінійним законам пружності, що призводить до значних відхилень, оскільки поршні для очищення трубопроводів систем збору та розподілу газу газових родовищ, газових і теплових мереж треба виготовляти із пружних матеріалів, які мають нелінійну залежність між напруженням і деформацією. Також такі формули передбачають, що трубопровід ідеально циліндричний із постійним радіусом. Натомість у реальних умовах трубопроводи мають напливи у місці зварних швів, крутовигнуті відводи, змінний діаметр і трійники тощо.

Чисельним моделювання в сучасних програмних комплексах можна досягти якісно нового рівня дослідження деформації і розподілу напружень у поршнях та їх ущільнювальних елементах під час їх руху трубопроводом [29–31]. Таке моделювання дає змогу застосовувати нелінійні моделі, однак на сьогодні результатів такого моделювання надзвичайно мало в літературних джерелах і у них не враховано дію сили зумовленої тиском транспортованого середовища, опосередковано враховано силу тертя між поршнем і внутрішньою стінкою трубопроводу. Також такі дослідження не містять верифікацію моделі з експериментальними даними.

Експериментально контактну взаємодію між поршнем та внутрішньою

стілкою трубопроводу досліджують протягуванням поршня трубою під час якого вимірюють силу тертя та силу нормальної реакції стінки [32–35]. Такі методи мають високу собівартість і часто обмежуються специфічними сценаріями, що ускладнює генералізацію достовірних результатів. Одними із суттєвих обмежень є неможливість врахування впливу сили тиску транспортованого середовища на динаміку руху поршня та неможливість оцінювання ефективності очищення поршнем трубопроводу.

Також щоб очищувати трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж поршнями потрібні вузли їх запускання/приймання у трубопроводи. Однак, більшість конструктивних рішень таких вузлів не відповідають технологічним схемам трубопроводів таких систем так як призначені для магістральних трубопроводів [36–39]. Також такі вузли важко монтувати, вони не є компактні і не прості у використанні, що суттєво ускладнює їх застосування для трубопроводів систем газозбору і розподілу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, роботами. Дисертаційне дослідження пов'язане з держбюджетною науково-дослідною програмою ІФНТУНГ і є фрагментом комплексної науково-дослідної роботи “Оптимізація проектування, спорудження та експлуатації трубопровідних систем для підвищення енергоефективності та надійності транспортування енергоносіїв” (держбюджетна науково-дослідна тема ІФНТУНГ 2023 – 2024 роки, номер державної реєстрації 0123U104540). Автор брав участь у розробленні технологій виготовлення та виготовленні дослідних зразків очисних поршнів із різних пружних матеріалів різної геометричної форми, експериментальному дослідженні динаміки їх руху та оцінці ефективності очищення скляних і металевих експериментальних трубопроводів із протяжними горизонтальними і пониженими ділянками. Також дисертаційна робота безпосередньо пов'язана з науково-технічною роботою “Розроблення технологій очищення внутрішньої порожнини та внутрішньотрубного ремонту складних трубопровідних систем” в рамках виконання державного замовлення на найважливіші науково-технічні (експериментальні) розробки та науково-технічну продукцію за договорами,

укладеними у 2023 році (науково-технічна робота за договором ДЗ/147-2023 від 26.10.2023 р., номер державної реєстрації 0123U104368). Автор брав участь у експериментальних дослідженнях руху дослідних зразків поршнів із різних пружних матеріалів різної геометричної форми фасонними елементами трубопроводів. Встановив закономірності руху та описав деформації очисних поршнів у крутовигнутих відводах, рівнопрохідних трійниках трубопроводів. Брав участь у розробленні технічних рішень із запускання/приймання поршнів у трубопроводи, розробленні технологічної послідовності виконання робіт із впровадження технології очищення трубопроводів поршнями і натурних її випробуваннях в умовах газових і теплових мереж. Розробив камеру приймання внутрішньотрубних засобів.

Крім того, дисертаційна робота пов'язана з науково-дослідною роботою “Проведення лабораторних досліджень з метою розробки технології очистки внутрішньої порожнини трубопроводів від рідинних забруднень із застосуванням пружного поршня” (господарський договір ІФНТУНГ № НДІ-34 45п-22 від 16.06.2022 р.). Автор брав участь у розробленні технологій виготовлення та виготовленні дослідних зразків циліндричних очисних поршнів із різних пружних матеріалів, дослідженні ефективності очищення ними трубопроводів та динаміки їх руху фасонними елементами. Встановив закономірності руху дослідних зразків поршнів крутовигнутими відводами, трійниками та перехідниками трубопроводів. Розробив рекомендації щодо сфери застосування розроблених поршнів.

А також частина досліджень дисертаційної роботи була виконана в межах науково-дослідної роботи № НДР 45.0000618 АТ “Укргазвидобування” філія Український науково-дослідний інститут природних газів “Впровадження технології очистки шлейфів свердловин пружними поршнями”. Автор брав участь у розробленні конструкторської документації на виготовлення дослідного зразка камер запускання/приймання пружних поршнів та промисловій апробації розробленої технології очистки трубопроводів пружними поршнями в умовах систем збору та транспортування газу газових родовищ. Розробив принципову

схему очистки шлейфу свердловини із застосуванням розроблених камер запускання/приймання поршнів.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у розвитку наукових основ очищення трубопроводів систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж шляхом розроблення поршневих засобів із пружних матеріалів, конструктивних рішень із їх запускання/приймання, дослідження ефективності їх роботи та контактної взаємодії із стінкою трубопроводів і фасонних елементів.

Робочі наукові гіпотези сформульовані наступним чином:

- контактна взаємодія пружного поршня зі стінкою трубопроводу істотно впливає на його прохідну здатність, особливо на ділянках із змінною геометрією (відводи, трійники, перехідники, напливи у місці зварних з'єднань тощо), і може бути кількісно описана за допомогою механіко-математичної моделі;

- існує закономірний зв'язок між геометричними параметрами очисних поршнів і пружними характеристиками матеріалів, з яких вони виготовлені, та їх прохідною здатністю і ефективністю очищення трубопроводів, який може бути використаний для удосконалення конструкції поршнів;

- технологія виготовлення поршнів із пружних матеріалів методом лиття у змінні 3D-друковані форми забезпечує точність геометрії, повторюваність характеристик і можливість швидкої адаптації геометричної форми поршня до конкретних умов трубопроводу;

- щоб мінімізувати ризик застрягання поршнів, підбір ефективного очисного поршневого засобу для кожного трубопроводу треба здійснювати послідовним запусканням тестових поршнів, кожен наступний з яких має більшу жорсткість;

- адаптовані до трубопроводів газозбірних і теплових мереж конструктивні рішення вузлів запускання/приймання поршнів дають змогу здійснювати очищення без необхідності демонтажу трубопровідних елементів і зупинки транспортування та масштабувати технологію очищення трубопроводів поршневими засобами.

Завдання наукового дослідження:

- проаналізувати сучасні підходи, технологічні рішення та результати досліджень щодо очищення трубопроводів поршнями від накопичених забруднень;
- розробити механіко-математичну модель контактної взаємодії рухомого поршня із пружного матеріалу зі стінкою трубопроводу змінної внутрішньої геометрії;
- розробити технологію виготовлення очисних поршнів із різних пружних матеріалів різної геометричної форми;
- експериментально дослідити вплив геометричної форми та фізико-механічних властивостей матеріалу очисних поршнів на ефективність очищення та динаміку руху трубопроводами;
- дослідити динамічні та механічні процеси, які відбуваються під час проходження поршнями відводів трубопроводів;
- дослідити закономірності впливу напрямків руху потоків у трійниках і зміни діаметра трубопроводу у перехідниках на кінематичні та механічні процеси руху поршнів;
- розробити конструктивні рішення з запускання/приймання поршнів у трубопроводі систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж;
- розробити алгоритм виконання робіт із впровадження технології внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів та апробувати його на трубопроводах систем збирання та транспортування газу газових родовищ та газових і теплових мереж.

Об’єкт дослідження – процеси очищення трубопроводів систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж.

Предмет дослідження – закономірності та параметри руху поршнів із пружних матеріалів трубопроводами та їх вплив на ефективність очищення.

Методи дослідження. Виконані в роботі дослідження базуються на застосуванні методів аналітичного, чисельного та експериментального

дослідження контактної взаємодії рухомого пружного тіла з стінкою трубопроводу із змінною геометрією.

Аналітичні дослідження контактної взаємодії очисного поршня із пружних матеріалів із стінкою трубопроводу під час руху у звичайних умовах та долаття перешкод (відводів, конусних перехідників із більшого на менший діаметр труб та виступів у порожнину у місці наплавлення в зоні кільцевого зварного шва) виконано механіко-математичним моделюванням. Ключовими позиціями моделі є квазістатична постановка та урахування поперечної стисливості пружного стержня за рахунок ефекту Пуассона. Очисні поршні різної геометричної форми із силіконового компаунда та поліуретану виготовлено методом литтям у надруковані на 3D принтері ливарні форми. При цьому ливарні форми моделювали на основі розроблених 3D моделей очисних поршнів. Для експериментального визначення ефективності очищення трубопроводу кожним дослідним зразком поршня, дослідження динаміки їх руху розроблено та змонтовано експериментальні установки із скляних труб, які містять протяжні горизонтальні та понижені ділянки. Дослідження впливу місцезнаходження поршня у відводі трубопроводу, геометричної форми його заднього торця та коефіцієнта динамічного тертя на розподіл еквівалентних напружень Мізеса в ньому та на його деформації виконано чисельним моделюванням із застосуванням моделі гіперпружності Йоо. Визначення умов руху поршнів із пружних матеріалів без зупинок відводами трубопроводів виконано експериментально та аналітичним методом шляхом визначення сил, які діють на поршень у тангенціальному напрямку. Такий підхід дав змогу записати рівняння руху поршня та визначити тангенціальне прискорення поршня у відводі трубопроводу. Динаміку руху, деформації дослідних зразків очисних поршнів із пружних матеріалів у крутовигнутих відводах, трійниках і перехідниках трубопроводів досліджено експериментально, для чого розроблено і змонтовано експериментальні установки із скляних і металевих труб та фасонних елементів.

Основні висновки роботи узгоджуються з відповідними даними теоретичних та експериментальних досліджень.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, результатів та висновків базується на використанні фундаментальних законів механіки пружного деформівного тіла, контактної взаємодії, виконанні багаторазових лабораторних експериментів та промислової апробації із використанням фізичних моделей трубопроводів та серії дослідних зразків поршнів із варіативними геометричними і пружними характеристиками. Усі конструктивні розробки експериментально перевірені на спеціально розроблених дослідних установах та в реальних умовах трубопроводів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в отриманні якісно нових закономірностей щодо впливу фізико-механічних властивостей матеріалу та геометричної форми суцільнолитих очисних поршнів із пружних матеріалів на динаміку їх руху трубопроводами з змінною внутрішньою геометрією, деформації, запоршневий тиск, ефективність очищення та визначається такими положеннями:

а) визначено закономірності впливу лобового опору, натягу, тертя, модуля пружності та геометричних розмірів очисного поршня виготовленого із пружного матеріалу на його напружений стан та величину запоршневого тиску під час руху трубопроводом із постійним внутрішнім діаметром та локальними звуженнями з урахуванням поперечної стисливості, що дозволило сформулювати рекомендації до розроблення поршнів;

б) встановлено закономірності впливу геометричної форми та фізико-механічних властивостей матеріалу очисних поршнів на їх деформації та напружений стан, розподіл контактних сил і величину запоршневого тиску під час руху фасонними елементами трубопроводів (відводи, трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб), що дозволило встановити, за яких умов вони не будуть застрягати у таких елементах трубопроводів;

в) визначено закономірності впливу фасонних елементів трубопроводних систем, напрямків руху потоків у їх порожнині (для трійників) на динаміку руху ними очисних поршнів виготовлених із пружних матеріалів, на основі чого розроблено конструктивні рішення із запускання-приймання поршнів у трубопроводи, рекомендації з визначення маршруту руху поршнів

трубопроводами;

г) запропонована науково обґрунтована та підтверджена результатами експериментальних досліджень розрахункова залежність для визначення мінімально допустимої швидкості руху поршня на вході у відвід трубопроводу, що дозволило визначити допустиму довжину поршня та режимні параметри роботи трубопроводу під час його очищення поршнями;

– набуло подальшого розвитку вивчення закономірностей впливу фізико-механічних властивостей матеріалу очисних поршнів, їх геометричної форми, швидкості руху на ефективність очищення горизонтальних і понижених ділянок трубопроводів від рідинних забруднень, що дало змогу розробити методологію прогресивної валідації поршня;

– розширено наукові знання про перетікання через поршень, прохідну здатність та динаміку руху поршнів трубопроводами, які містять місцеві перешкоди, зокрема виступи у порожнину, що дозволило здійснити коректування геометричної форми дослідних зразків очисних поршнів для підвищення їх прохідної здатності.

Сукупність одержаних наукових результатів складає наукові основи очищення газозбірних та розподільних трубопроводів очисними пристроями.

Наукові положення, сформовані на основі наукових результатів:

– контактна взаємодія пружного очисного поршня з внутрішньою стінкою трубопроводу істотно впливає на величину запоршневого тиску, розподіл напружень та деформації поршня;

– раціональне поєднання геометричної форми очисного поршня та пружних властивостей матеріалу з якого він виготовлений є ключовим чинником, що визначає ефективність очищення трубопроводів і мінімізує ризик його застрягання, особливо в місцях перешкод (відводи, трійники, перехідники, локальні звуження тощо);

– вдосконалення конструкцій вузлів запускання/приймання поршневих засобів можливе на основі встановлення закономірностей динаміки руху пружних поршнів фасонними елементами трубопроводів, зокрема трійниками та

перехідниками з більшого на менший діаметр труб;

– розроблена методика прогресивної валідації очисного поршня шляхом поетапного запускання серій зразків із варіативними геометричними параметрами та пружними характеристиками узагальнює результати роботи і є подальшим розвитком використання поршневих засобів для очищення трубопроводів.

Наукове значення роботи полягає в розробці теоретичного підґрунтя для підвищення ефективності очищення трубопроводів без виробничо-технологічних втрат газу шляхом раціональної організації процесів підбору поршневих засобів із урахуванням їхньої взаємодії з стінкою трубопроводу, режимних параметрів його роботи, конфігурації фасонних елементів та шляхом оптимізації конструктивних і технологічних рішень вузлів запускання/приймання поршнів.

Практичне значення одержаних результатів. Результати досліджень є корисними для забезпечення можливості очищення газозбірних та розподільних трубопроводів поршневими засобами. Такі заходи дають змогу стабілізувати, збільшити обсяги видобування газу, підвищити енергоефективність трубопроводів, зменшити втрати енергоносіїв через аварії, запобігти гідратуутворенню та звести до мінімуму втрати газу під час очищення. Отримані результати забезпечують можливість здійснювати запускання/приймання очисних поршнів у незапроектовані для цього трубопроводи, підібрати максимально ефективний поршень для кожного трубопроводу, спланувати маршрут його руху трубопроводом і максимально запобігти його застряганню та руйнуванню.

Виконані в дисертаційній роботі теоретичні й експериментальні дослідження дали змогу розробити технологічну інструкцію з внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів.

Результати виконаних досліджень, зокрема розроблені технології виготовлення суцільнолитих очисних поршнів із різних пружних матеріалів різної геометричної форми, технології їх запускання в трубопровід і приймання з нього, аналітичні та експериментальні матеріали щодо ефективності їх застосування та динаміки руху прямолінійними ділянками, відводами, трійниками і перехідниками трубопроводів промислово апробовані та впроваджені в

ГПУ "Шебелинкагазвидобування" АТ "Укргазвидобування".

Результати досліджень використовуються у навчальному процесі кафедри транспортування та зберігання енергоносіїв Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу під час викладання дисциплін “Спорудження магістральних трубопроводів”, “Спорудження об’єктів магістрального трубопровідного транспорту” для студентів спеціальності 185 – “Нафтогазова інженерія та технології”.

Особистий внесок здобувача.

Безпосередньо автором виконано:

- інформаційний пошук та аналіз літературних даних за темою дисертації;
- описано причини наявності рідинних забруднень у порожнині газопроводів, встановлено їх вплив на величину гідравлічного опору, визначено місця найімовірнішого накопичення, виконано аналіз методів і технологій їх видалення з газопроводів, обґрунтовано необхідність декарбонізації нафтогазової галузі [40–51];

- створено аналітичну та чисельну модель руху пружного очисного поршня трубопроводом. Встановлено закономірності впливу довжини поршня, форми його заднього торця, коефіцієнту тертя та коефіцієнту Пуассона на величину запоршневого тиску, напружений стан поршня [52–56];

- розроблено технології виготовлення очисних поршнів із пружних матеріалів, експериментально досліджено динаміку їх руху трубопроводами, визначено чинники, які впливають на ефективність очищення, розроблено методику прогресивної валідації поршня [57–70];

- досліджено динаміку руху очисних поршнів фасонними елементами трубопроводів, визначено контактні сили нормальної реакції, сили тертя, величину необхідного запоршневого тиску для їх проходження, вплив місцезнаходження поршня у відводі на величину максимальних еквівалентних напружень Мізеса в поршні [53, 71–78];

- розроблено конструктивні рішення для запускання і приймання очисних поршнів у трубопроводи систем газозбору і розподілу, а саме: камери запускання,

камери приймання та видалення поршнів із трубопроводів, вузли під'єднання мобільних камер запускання, приймання очисних поршнів [79–83].

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

Апробація результатів дисертації.

Основні положення роботи викладено й обговорено на наукових конференціях різного рівня: Міжнародній науково-практичній конференції “Стан, проблеми та перспективи нафтогазової промисловості України” (м. Борислав, 7–9 вересня 2012 р.); тридцять четвертій науковій сесії наукового товариства ім. Шевченка (м. Івано-Франківськ, 01–17 березня 2023 р.); другій Міжнародній науково-практичній конференції молодих учених “Стратегічні орієнтири сталого розвитку в Україні та світі” (м. Чернігів, 21 квітня 2023 р.); тридцять п'ятій Міжнародній науково-практичній конференції “Modern methods of solving scientific problems of reality” (м. Варна, 5–8 вересня 2023 р.); тридцять п'ятій науковій сесії наукового товариства ім. Шевченка (м. Івано-Франківськ, 04–23 березня 2024 р.); дев'ятому Міжнародному молодіжному конгресі “Сталий розвиток: захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування” (м. Львів, 28–29 березня 2024 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ІТММ 2024” (м. Дніпро, 10–11 квітня 2024 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції здобувачів і молодих вчених “Сталий розвиток: виклики та реалії здійснення (Україна-світ)” (м. Івано-Франківськ, 22 травня 2024 р.); чотирнадцятій Міжнародній науково-практичній конференції “Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС–2024)” (м. Чернігів, 23–24 травня 2024 р.); другій Міжнародній науково і теоретичній конференції “Scientific review of the actual events, achievements and problems: collection of scientific papers” (м. Берлін, 31

травня 2024 р.); одинадцятій Міжнародній науковій конференції “Математичні проблеми механіки неоднорідних структур” (м. Львів, 24–26 вересня 2024 р.); Міжнародній науковій конференції “Математичні проблеми технічної механіки” (м. Дніпро, 17–19 вересня 2024 р.); Міжнародній науковій конференції “Механіка: сучасність і перспективи – 2024” (м. Київ, 7–11 жовтня 2024 р.).

Результати дисертаційної роботи в повному обсязі представлено на науковому семінарі кафедри транспортування та зберігання енергоносіїв у 2024 році та розширеному науковому семінарі кафедри транспортування та зберігання енергоносіїв Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу в 2025 році.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 37 друкованих праць, із яких: 7 – у міжнародних наукових журналах, що індексуються у наукометричній базі даних Scopus; 13 – у наукових фахових виданнях; 4 – патенти на корисну модель; 13 – у збірниках матеріалів і тез доповідей на міжнародних і всеукраїнських конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота містить вступ, сім розділів, загальні висновки, список використаних джерел та чотири додатки. Роботу викладено на 403 сторінках машинописного тексту, обсяг основного тексту дисертації складає 289 сторінок. Роботу проілюстровано 196 рисунками та 10 таблицями. Список використаних джерел містить 302 найменування, із яких 86 кирилицею та 216 латиницею.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВІДІВ ПОРШНЯМИ ВІД НАКОПИЧЕНИХ ЗАБРУДНЕНЬ

Проаналізовано конструктивні особливості поршнів для очищення трубопроводів, подано їхню класифікацію, розглянуто матеріали виготовлення, геометричні форми та основні сфери використання. Виконано аналіз підходів і результатів досліджень динаміки руху поршнів як прямолінійними ділянками трубопроводів, так і їх фасонними елементами, методики визначення контактних сил, сил тертя та аналізу їх деформацій і напруженого стану. Оцінено придатність існуючих конструктивних рішень із запускання та приймання поршнів у трубопроводи до використання в умовах трубопроводів систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж.

1.1 Технологічні рішення в конструюванні очисних поршнів, їх різновиди та сфери використання

Однією з важливих проблем експлуатації газопроводів є конденсація і виділення з газового потоку рідких вуглеводневих фракцій та пластової води [86–88]. Рідкі вуглеводні та пластова вода мають більшу густину, ніж природний газ, а тому відбувається їх осідання у понижених ділянках газопроводів, де вони поступово накопичуються. Цьому сприяє зниження швидкості газового потоку в міру виснаження газових родовищ, зменшення тиску в газових сховищах [89–91]. До інтенсифікації процесу виділення рідини з газу призводять фасонні елементи трубопроводу у яких відбувається зміна напрямку потоку, виникають відцентрові сили. У результаті конденсат осідає на стінках труб у вигляді плівки чи крапель і під дією гравітаційних сил, переміщується та накопичується в низинних ділянках газопроводу. Такі процеси обумовлюють постійну зміну кількості та розподілу рідини вздовж газопроводу [92, 93]. Накопичення забруднень у порожнині

газопроводів створює низку технічних і експлуатаційних проблем [94], зокрема зниження пропускної здатності трубопроводу, зменшення обсягів видобування газу, корозію внутрішньої стінки трубопроводу, розвиток мікроорганізмів, період, а також утворення парафінів, гідратів, продуктів корозії та [95, 96].

Також не слід забувати, що довготривала експлуатація трубопровідних систем супроводжується виникненням численних ризиків, серед яких накопичення у порожнині трубопроводів різноманітних забруднень, вплив агресивних середовищ, посилення корозійних процесів, виникнення втомних пошкоджень, деградація матеріалів труб [97–102]. До того ж газопроводи – це високонавантажені інженерні споруди, які експлуатуються в складних геологічних умовах, тому додаткові нештатні навантаження можуть стати тригерами аварійних ситуацій та техногенних катастроф [103–106].

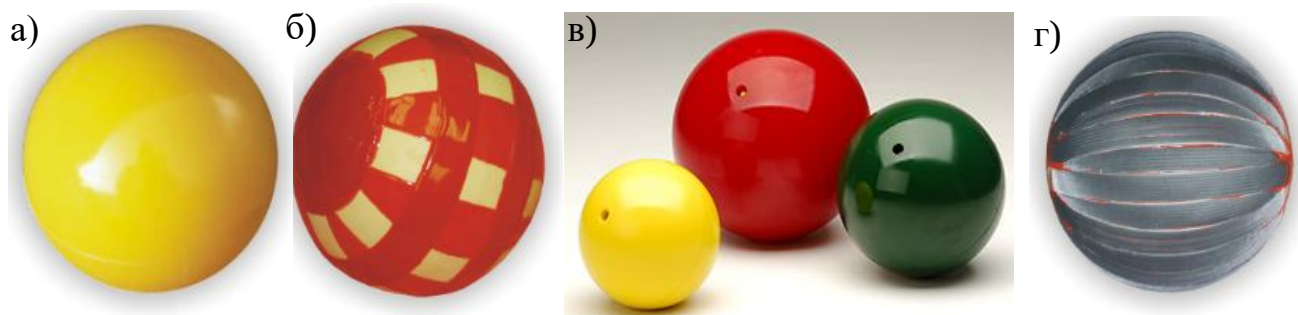
У трубопровідному транспорті енергоносіїв широко використовують поршні для очищення трубопроводів від накопичень рідинних забруднень [107–109], твердих забруднень та відкладів на внутрішній стінці [108–112], розділення перекачуваних продуктів [113–115], перевірки геометрії та діагностування трубопроводів [116–121], локалізації локальних дефектів стінки труби та протяжних дефектних ділянок [122–124]. Більшість таких поршнів у основному призначені для магістральних трубопроводів і містять металевий корпус і герметизуючі чашки, манжети або диски. Для їх виготовлення часто застосовуються високоякісні полімерні матеріали, такі як поліуретан, поліетилен, пінополіуретан [125, 126].

На думку В. Грудза та Н. Слободяна [127] очисні поршні за призначенням можна поділити на дві групи, це очисні поршні для очищення трубопроводів перед введенням їх в експлуатацію та очищення у процесі експлуатації. Однак, в обох випадках можуть бути використані одні і ті ж конструкції очисних поршнів, хоча умови їх роботи в трубопроводі суттєво різні. У першому випадку поршні повинні очистити трубопровід від будівельного сміття, яке є твердими забрудненнями, а в другому випадку в основному від рідкої фази з метою підвищення гідравлічної ефективності трубопроводу.

Трубопроводи очищують поршнями різних конструкцій і різної форми та різних розмірів, які виготовляють із різних матеріалів [128, 129]. Для очищення трубопроводів на сьогодні існує широкий асортимент різноманітних очисних поршнів різних виробників [130–133]. Тому важливо їх класифікувати, визначити сферу застосування, переваги та недоліки, встановити які з них можна застосовувати для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж. Спробу розділити очисні поршні на типи здійснили науковці М. Ковалко, В. Грудз та ін. [134], J Quarini та S. Shire [90], J. Tiratsoo [135], M. Borregales, R. Ensalsado та ін. [136]. З огляду на їхні напрацювання очисні поршні можна поділили на такі типи:

- сфери;
- еластичні;
- з металевим корпусом і ущільнювальними елементами;
- суцільнолиті;
- гелеві.

Поршні сфери можуть бути суцільнолитими із поліуретану (рисунк 1.1, а), пінополіуретану (рисунк 1.1, б), неопрену, нітрилу, гуми, або кулями заповненими нестискуваною рідиною (водою та/або гліколем) чи надувними (рисунк 1.1, в). Такі поршні використовують для стандартних операцій із очищення трубопроводів від рідинних забруднень і розділення різнорідних рідин. Для покращення якості очищення від відкладів на внутрішній стінці поршні сфери комплектують дротяними щітками (рисунк 1.1, г). [137–139] А. О'Donoghue [28] зазначає, що для очищення трубопроводів малих діаметрів, менше 75 мм, як правило, застосовують суцільнолиті сферичні поршні. Через свою сферичну конструкцію вони контактують із трубою мінімальною площею ущільнювальної поверхні (біля 15 % від діаметра). Як наслідок, через поршні сфери є перетікання і вони можуть втрачати герметичність та застрягати, особливо у відводах, трійниках трубопроводів. [137, 140, 141] Тому їх застосування для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж, які містять багато перешкод щодо руху поршнів, є ускладненим.

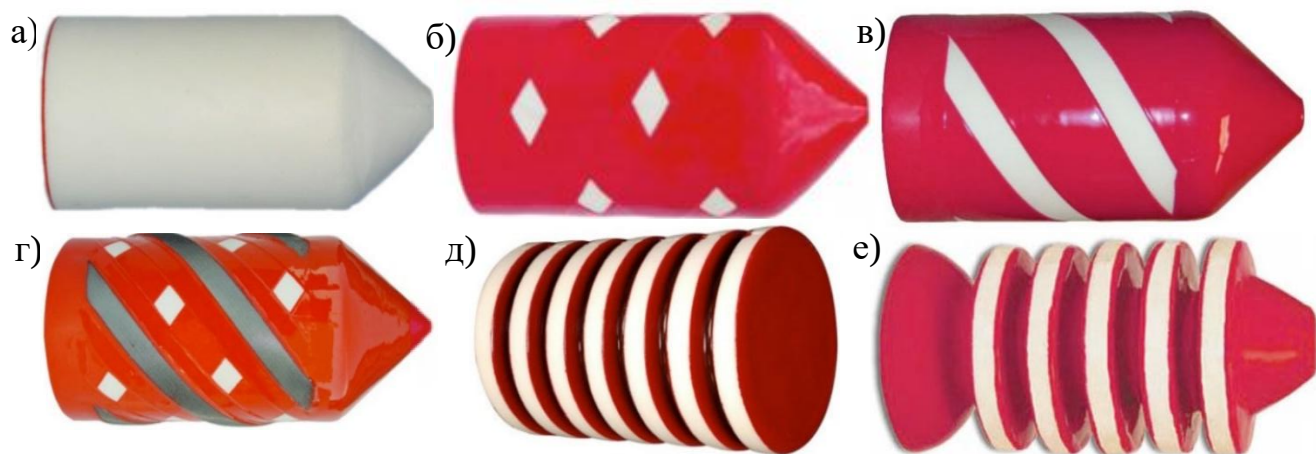


а) – суцільнолитий із поліуретану; б) – пінополіуретановий; в) – надувна оболонка; г) – оснащений щітками

Рисунок 1.1 – Поршні сфери [138, 139]

Еластичні поршні виготовляють із пінополіуретану. Поширеними конструкціями еластичних поршнів із пінополіуретану є циліндричні поршні без покриття (рисунок 1.2, а), з перехресним (рисунок 1.2, б) або спіральним (рисунок 1.2, в) покриттям із поліуретанового еластомеру чи карбїду кремнію, з перехресним покриттям і стрічками з дротяною щіткою (рисунок 1.2, г), з пінополіуретановими дисками (рисунок 1.2, д) та з пінополіуретановими дисками і задньою чашкою (рисунок 1.2, е) [142–150]. Їх використовують для стандартних операцій із очищення трубопроводів від рідинних забруднень. Такі поршні є гнучкими але недостатньо зносостійкими і тому їх підсилюють. Підсилюють еластичні поршні поліуретановим покриттям, карбїдом кремнію для підвищення зносостійкості та очищення від твердих забруднень, зокрема відкладів на стінках. Еластичні поршні без покриття використовують тільки для очищення трубопроводів від рідинних забруднень. Діаметр еластичних поршнів більшості виробників на від 1 % до 5 % більший ніж внутрішній діаметр трубопроводу [142]. Перетікання через поршні з пінополіуретановими дисками є мінімальним. [143]

Так як еластичні поршні виготовлені із пінополіуретану то вони є дешевими, легкими та гнучкими і здатні проходити трубопровідні фітинги [144] та можуть бути використані для очищення трубопроводів під час проектування і будівництва яких не було передбачено застосування поршнів [145]. Тому еластичні поршні можна розглядати для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж.

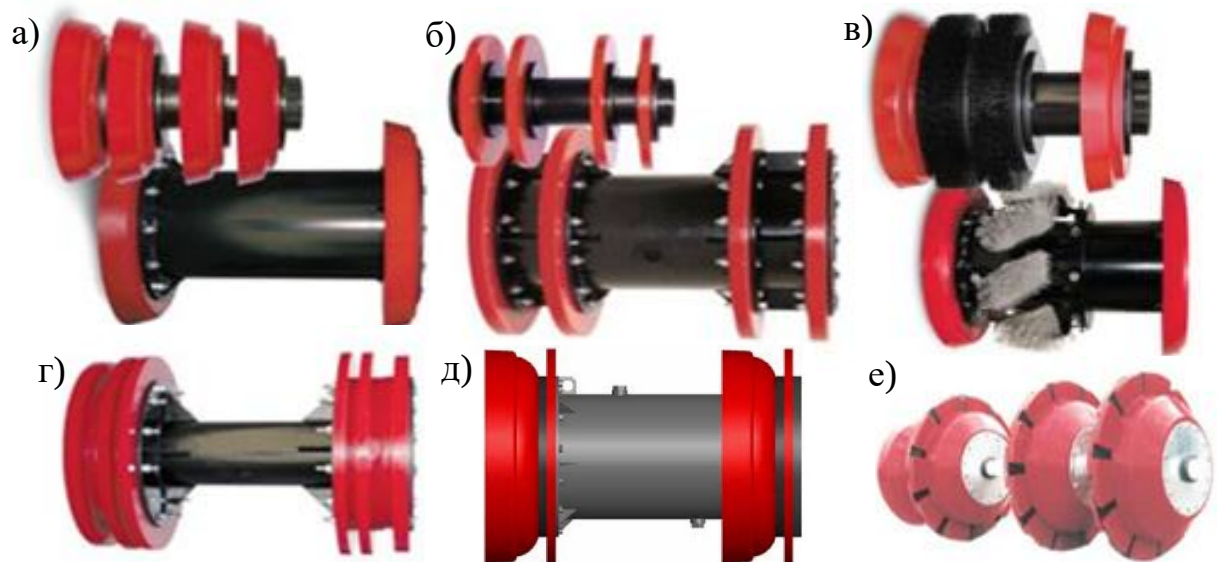


а) – без покриття; б) – із перехресним покриттям; в) – із спіральним покриттям;
 г) – із перехресним покриттям і стрічками з дротяної щітки; д) – із
 пінополіуретановими дисками; е) – із пінополіуретановими дисками та чашкою

Рисунок 1.2 – Еластичні поршні [150]

Поршні з металевим корпусом містять легко замінні два і більше жорсткі ущільнювальні елементи (чашки різної геометричної форми, диски з поліуретану, неопрену або нітрилу) і можуть бути оснащені різними типами щіток для видалення відкладів на внутрішній стінці труби, магнітами для видалення металевих забруднень (наприклад огарків електродів які залишились після спорудження). У [151–153] очисні поршні з металевим корпусом класифіковано на чашкові (рисунок 1.3, а), дискові (рисунок 1.3, б), щіткові (рисунок 1.3, в), багатодискові (рисунок 1.3, г), комбіновані дисково-чашкові (рисунок 1.3, д) та багатодіаметрні (рисунок 1.3, е). Такі поршні використовуються для стандартних операцій із очищення трубопроводів від рідинних забруднень. Дискові можуть використовуватись коли потрібен двосторонній (аверсний і реверсний) рух поршня.

Поршні з металевим корпусом мають досить довгий термін служби. Кількість чашок і дисків та їх розташування на металевому корпусі можна налаштувати відповідно до застосування та бажаних результатів. Це також дає їм змогу долати найскладніші перешкоди в трубопроводі, зокрема відводи та переходники з одного діаметра на інший. [151, 154]



а) – чашковий; б) – дисковий; в) – оснащений щітками; г) – багатодисковий;
 д) – дисково-чашковий; е) – багатодіаметрний

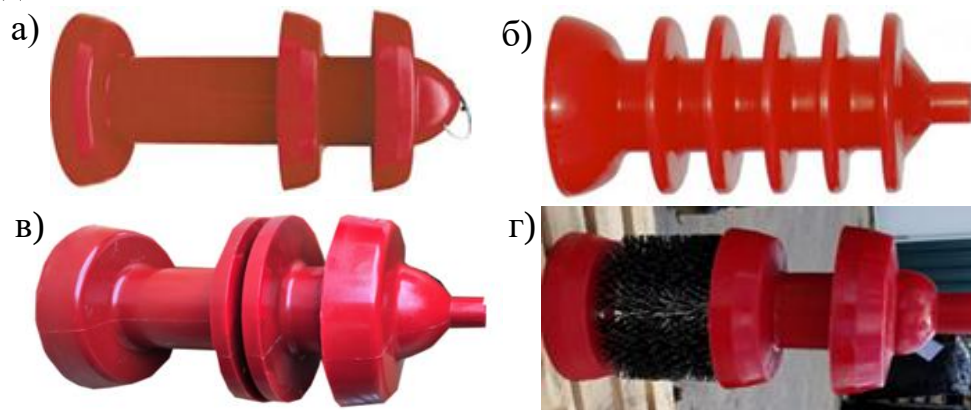
Рисунок 1.3 – Очисні поршні з металевим корпусом і ущільнювальними елементами [152]

Недоліком таких очисних поршнів є металевий корпус, що збільшує вагу, ускладнює проходження відводами, особливо малого діаметра з малим радіусом вигину та трійників. Тому застосування таких поршнів для трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж, які мають малий діаметр, є ускладненим.

Суцільнолиті поршні із поліуретану виготовляють різної геометричної форми – чашкові (рисунок 1.4, а), дискові (рисунок 1.4, б) та комбіновані чашково-дискові (рисунок 1.4, в). Диски та чашки поршнів мають більший діаметр, ніж внутрішній діаметр трубопроводу і вони тиском притискаються до внутрішньої стінки трубопроводу, що забезпечує добру герметизацію. Також такі поршні можуть обладнувати щітками (рисунок 1.4, г). [155, 156]

Недоліком суцільнолитих очисних поршнів є їх жорсткість, що обумовлено великою твердістю та малою еластичністю поліуретану. Також нема можливості змінювати ущільнення. Однак, вони все ж таки здатні проходити різні перешкоди, які мають трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж, а тому їх можна розглядати для очищення таких

трубопроводних систем.



а) – чашковий; б) – дисковий; в) – дисково-чашковий; г) – оснащений щітками

Рисунок 1.4 – Суцільнолиті очисні поршні [155]

Науковці Р. Кондрат та ін. [157] поршні на основі гелів поділили на вуглеводневі (із рідким вуглеводневим середовищем або органогелі, з використанням в якості дисперсного середовища дизельного пального чи гасу) та гелі осушувачі (гелі на основі спиртів і інших реагентів). Також поршні для очищення трубопроводів виготовляють із гелів на водній та гліколевій основі [158]. Очищення внутрішньої порожнини трубопроводів гелями є перспективним, однак, гелеві поршні мають велику адгезійну здатність, що призводить до їх руйнування або залишення деякої частини на внутрішній стінці труб. Також такі поршні можуть втрачати герметичність, руйнуватись у трубопроводах із змінним діаметром, відводах, трійниках і в моменти контакту з твердими накопиченнями в трубопроводі. Щоб виготови здатний очищувати кожний конкретний трубопровід гелевий поршень потрібно знайти баланс між фізико-механічними властивостями гелю та умовами роботи трубопроводу, що надзвичайно важко та вимагає значних капіталовкладень. Однак, навіть у разі знаходження такого балансу гелі мають свої обмеження, як правило, не застосовуються для довгомірних і сухих трубопроводів [91].

Цікавим є бачення науковців Р. Кондрата та ін. [157, 159–161] щодо доцільності очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ саморуйнівними поршнями застосування яких нівелює необхідність влаштування вузлів приймання. Щоб це реалізувати автори розробили

новий склад саморуйнівного в'язкопружного очисного поршня та у лабораторних умовах визначили час його розчинення у воді та суміші води з конденсатом, який склав від 35 хв до трьох годин. У конденсаті такі поршні не розчинні. Однак, автори не приводять даних щодо лабораторних досліджень динаміки руху таких поршнів трубопроводами, їх фасонними елементами, ефективності очищення ними трубопроводів.

Також саморуйнівні поршні для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ розроблені науковцями Братахом М. І., Кустуровою О. В. та ін. Такі поршні запропоновано виготовляти циліндричної форми із полімерно-пружної композиції [162, 163] та зшиванням жельованого циліндра у водному гелі [164]. Для цього спочатку формують оболонку з полімерного матеріалу шляхом зшивання методом спаювання при температурі від 220 °С до 260 °С. Тоді після отримання форми необхідного діаметра зшивають один кінець, а з другого кінця форму заповнюють розчином у вигляді однорідної маси на основі води, що містить органічні сполуки на основі амінокислот з вільними аміногрупами 10-30 та рослинний поліглюкозид 15-35. [164]

1.2 Аналіз досліджень руху очисних поршнів трубопроводами

Одними з перших дослідників руху поршнів трубопроводами, які транспортують газ та рідину були А. McDonald та О. Baker [165]. Вони намагаючись змодельовати рух поршня трубопроводом припускали, що можна використовувати стаціонарний підхід, тобто стандартні стаціонарні двофазні емпіричні кореляції для розрахунку зменшення тиску на кожному часовому кроці, що було великою помилкою в розрахунках. Науковець S. Barua [166] усуненням ряду обмежень такі моделі змінив і удосконалив. Поглиблене моделювання руху поршнів трубопроводом у наукових працях В. Грудза, Я. Грудза та ін. [167–171],

F. Esmaeilzadeh, D. Mowla та ін. [27, 172], K. Botros, H. Golshan [173, 174], T. Nguyen та ін. [175, 176].

На сьогодні для моделювання руху поршнів трубопроводами об'єднують

рівняння потоку з рівнянням руху поршня. Рівняннями потоку є фундаментальні рівняння:

- рівняння неперервності потоку (збереження маси) [167, 177–179];
- рівняння збереження імпульсу [179–182];
- рівняння збереження енергії [183, 184].

Сила, під дією якої поршні рухаються трубопроводами, виникає коли тиск у запоршневому просторі P_1 більший тиску перед поршнем P_2 . Тоді рівняння руху поршня є балансом сил, які діють на рухомий поршень

$$m_n \frac{dV_n}{dt} = (P_1 - P_2)S_n - m_n g \sin \alpha - F_T, \quad (1.1)$$

де m_n – маса поршня;

V_n – швидкість руху поршня;

S_n – площа поперечного перерізу поршня;

F_T – сила тертя ковзання між бічною поверхнею поршня і внутрішньою стінкою трубопроводу. [185–187]

Щоб поршень рухався трубопроводом перепад тиску на ньому має долати силу тертя між ним і внутрішньою стінкою трубопроводу. Тому надзвичайно важливо визначити силу тертя, яка є однією з найважливіших характеристик, що визначає динаміку руху поршня [188, 189]. Коли поршень не рухається, а в запоршневому просторі збільшується тиск сила тертя змінюється від нуля до максимальної статичної сили. Як тільки поршень починає рухатись сила тертя набуває постійного значення. Ця сила називається динамічною силою тертя, яка менша статичної сили. [190]

Однак, сила тертя залежить від багатьох чинників, зокрема типу очисних поршнів, їх геометричної форми, матеріалу з якого вони виготовлені, співвідношення між діаметром поршня, його ущільнювальними елементами і внутрішнім діаметром трубопроводу, стану внутрішньої стінки, контактних сил, швидкості руху поршня тощо. Вплив цих чинників досліджений в [191–193], однак усіх їх урахувати важко тому в більшості моделей динаміки руху поршнів

трубопроводом вона прийнята постійною величиною [186].

F. Esmailzadeh [172] силу тертя ковзання між бічною поверхнею циліндричного поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу визначає за

$$F_T = f_T N = 2\pi R_n L_n f_T F_K, \quad (1.2)$$

де f_T – коефіцієнт тертя ковзання;

N – сила нормальної реакції стінки трубопроводу;

F_K – контактна сила.

При цьому F. Esmailzadeh контактну силу приймає рівною

$$F_K = \frac{E\delta}{R_n(1-\mu)}, \quad (1.3)$$

де E – модуль пружності матеріалу поршня;

δ – зменшення радіуса поршня після його запасування у трубопровід;

μ – коефіцієнт Пуассона.

Натомість R. Budynas і J. K. Nisbett [194] та R. Nshuti [195] контактну силу приймають рівною

$$F_K = \frac{\delta}{2D \left(\frac{C_o}{E_o} + \frac{C_i}{E_i} \right)}, \quad (1.4)$$

де E_o , E_i – модуль пружності матеріалу труби і поршня відповідно;

C_o , C_i – коефіцієнти, які рівні

$$C_o = \frac{D_3^2 - D^2}{D_3^2 - D^2} + \nu_o, \quad (1.5)$$

$$C_i = 1 - \nu_i, \quad (1.6)$$

де D_3 – зовнішній діаметр трубопроводу;

ν_o , ν_i – коефіцієнти Пуассона матеріалу труби і поршня відповідно.

Однак, в основі (1.3) і (1.4) покладено припущення, що матеріал поршня відповідає лінійним законам пружності. Але в основному поршні виготовляють із пружних матеріалів, таких як поліуретан чи пінополіуретан, які мають нелінійну

залежність між напруженням і деформацією, що призводить до значних відхилень від лінійної моделі. У реальних умовах, особливо при великих деформаціях модуль пружності E , суттєво змінюється залежно від величини навантаження. До того ж формули передбачають, що трубопровід ідеально циліндричний із постійним радіусом. У реальних умовах трубопроводи мають напливи у місці зварних швів, нерівності, відводи, змінний діаметр, трійники тощо. Все це вимагає детального аналізу механіки взаємодії поршня з внутрішньою стінкою труби, з урахуванням складної геометрії трубопроводів та фізико-механічних властивостей матеріалів. Важливим в цьому є моделювання контактної взаємодії явищ із урахуванням геометрії системи, властивості матеріалів, механіки контактних явищ та експлуатаційних умов. Також формули (1.3) і (1.4) виведені для циліндричних очисних поршнів, а тому для очисних поршнів інших геометричних форм їх не можливо застосовувати.

Що стосується очисних поршнів відмінної від циліндричної форми, які мають ущільнювальні елементи, зокрема диски, чашки, манжети, то на сьогодні для дослідження механіки взаємодії, визначення сил тертя, контактних сил, які виникають під час руху таких поршнів трубопроводом розроблено спрощені математичні моделі. Також такі сили визначають експериментально та чисельним моделюванням. Ущільнювальні елементи поршнів (диски, чашки, манжети) для ефективного очищення та герметизації зазвичай мають більший діаметр, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, а тому коли поршні рухаються трубопроводом вони стискаються і деформуються. Дослідники Z. Zhang, Y. Yang та ін. [188] силу тертя, яка виникає у результаті таких деформації розбили на дві частини:

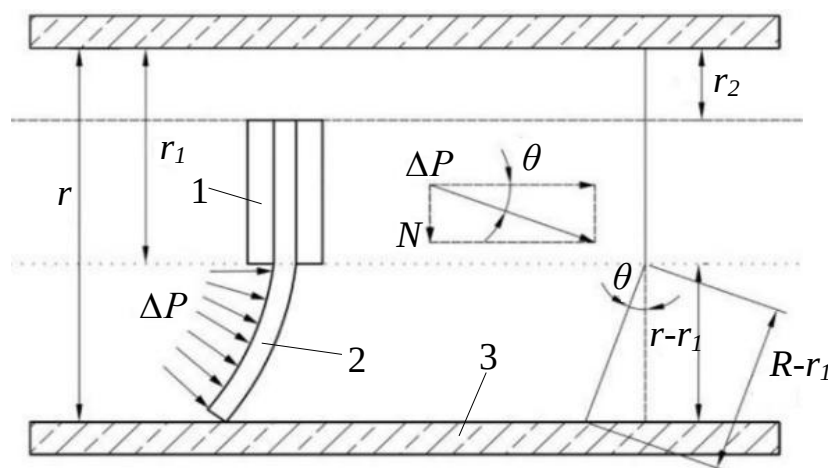
- F_{T1} – створену різницею тиску на ущільнювальному диску;
- F_{T2} – створену деформацією ущільнювального диска.

Щоб визначити силу F_{T1} Z. Zhang, Y. Yang та ін. визначили силу з якою перепад тиску ΔP притискає ущільнювальний диск до внутрішньої стінки трубопроводу (рисунок 1.5)

$$N = S \sin \theta \Delta P, \quad (1.7)$$

де S – площа ущільнювального диска;

θ – кут між напрямком тиску та осьовим напрямком трубопроводу.



1 – кріпильний диск; 2 – ущільнювальний диск; 3 – стінка труби

Рисунок 1.5 – Схема дії перепаду тиску на ущільнювальний диск поршня

Тоді сила тертя спричинена різницею тиску, який діє на ущільнювальний диск визначена за формулою

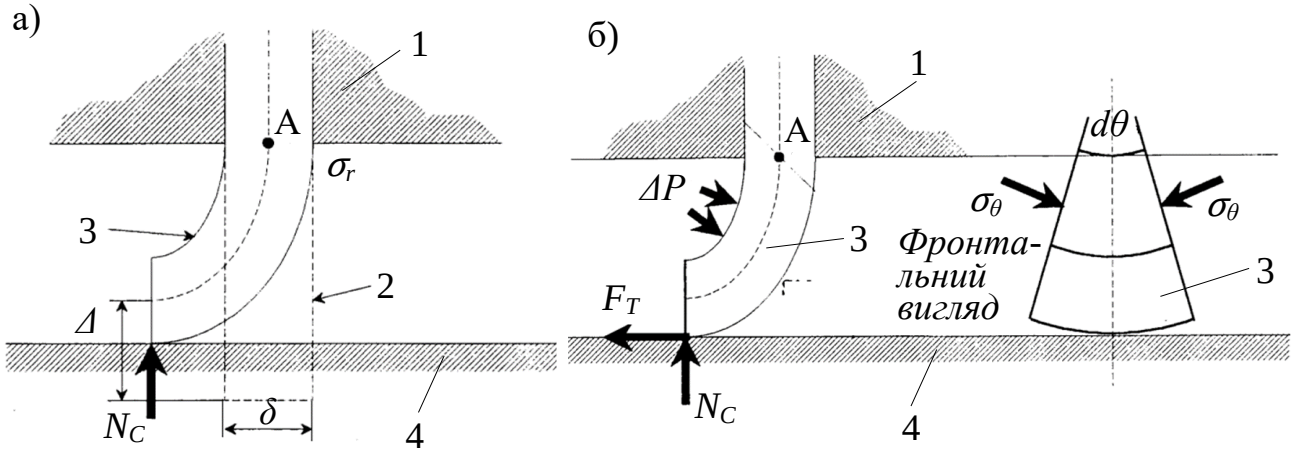
$$F_{T1} = f_T N. \quad (1.8)$$

У такій методиці не враховано пружні властивості матеріалу ущільнювального диска та не запропоновано як визначати вплив деформації ущільнювального диска на силу тертя.

Цікавою є методика визначення контактних сил зумовлених притисканням ущільнювальних дисків поршня до внутрішньої стінки трубопроводу дослідника O'Donoghue [28], яка базується на аналізі сил, що на нього діють, та напружень, які у ньому виникають. Ущільнювальний диск товщиною δ жорстко затиснутий у корпусі поршня в точці А (рисунк 1.6). На недеформований диск поршня діє сила нормальної реакції стінки N_C , так що кінець диска переміщується радіально всередину трубопроводу на величину Δ .

Методика розрахунку O'Donoghue базується на рівновазі усіх сил, які діють на диск, і зумовлених ними напруження. Тому сума моментів навколо точки А рівна нулю (рисунк 1.6). Прийнято, що осьова лінія диска утворює дугу кола. Тоді записано вирази для визначення моментів навколо точки А зумовлених дією сили нормальної реакції стінки N_C та сили тертя F_T з якого визначено нормальну реакцію

стілки N_C .



1 – кріпильний диск; 2 – недеформований ущільнювальний диск;

3 – деформований ущільнювальний диск; 4 – стінка труби;

а) – схема контакту ущільнювального диска поршня з стінкою трубопроводу;

б) – схема дії сил на ущільнювальний диск

Рисунок 1.6 – Розрахункова схема ущільнювального диска поршня

Недоліком такого підходу є те, що для визначення нормальної реакції стінки треба знати перепад тиску на поршні та силу тертя між дисками та внутрішньою стінкою трубопроводу для визначення яких необхідні додаткові дослідження. Також така модель є спрощеною, оскільки, прийнято, що осьова лінія диска утворює дугу кола, що не завжди має місце, а модель, яка описує властивості матеріалу диску прийнята лінійною. Натомість при великих деформаціях, яких зазнають ущільнювальні диски, модуль пружності пружних матеріалів, з якого їх виготовляють, нелінійно залежить від величини навантажень.

L. Chen, Y. Li та ін. [196] визначили силу тертя, яка діє на чашковий поршень під час його руху трубопроводом. Основними силами, які при цьому враховувались, є тиск перед P_2 та позаду поршня P_1 , власна вага поршня G_1 (нею можна знехтувати, якщо поршень у горизонтальному трубопроводі), сила тертя F_T та сила необхідна для додання опору зсуву відкладів на внутрішній стінці труби F_C (рисунок 1.7).

Сила тертя рівна

$$F_T = f_T(m_n g \sin \alpha + \delta E S_n) = f_T(m_n g \sin \alpha + \delta E n \pi L_1 D), \quad (1.9)$$

де n – кількість дисків;

L_1 – довжина контакту чашки з стінкою трубопроводу, м;

D – внутрішній діаметр трубопроводу.

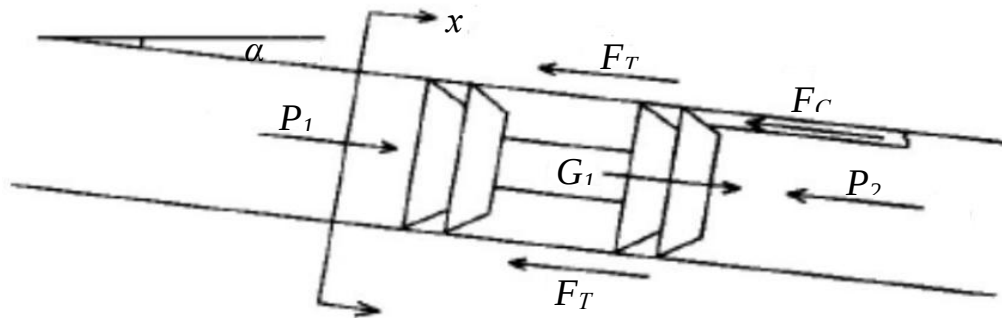


Рисунок 1.7 – Розрахункова схема руху чашкового поршня трубопроводом

Недоліком такої моделі є не врахування сили притискання тиском транспортованого середовища чашок до внутрішньої стінки трубопроводу та не врахування властивостей матеріалу чашки, які не відповідають лінійним законам пружності.

L. Souza, B. Silva та ін. [197] виконали аналіз контактних сил, які діють на чашки поршня. Діаметр чашок більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, а тому під час запасування поршня у трубопровід відбувається їх деформування (стискання), що призводить до виникнення сили нормальної реакції стінки N_{Cq} (рисунок 1.8). Також на чашку діє перепад тиску ΔP , який притискає її до внутрішньої стінки трубопроводу, що призводить до виникнення зусиль $F_{\Delta P}$. Дія зусиль $F_{\Delta P}$ призводить до виникнення сили нормальної реакції стінки $N_{C\Delta P}$. Тоді сумарна сила нормальної реакції стінки

$$N_C = N_{Cq} + N_{C\Delta P}. \quad (1.10)$$

Щоб визначити сумарну силу нормальної реакції стінки і, відповідно, силу тертя чашок до внутрішньої стінки трубопроводу L. Souza, B. Silva та ін. виконали наближення задачі одностороннього контакту між чашкою (конструкцією малої жорсткості) та стінкою труби (жорсткою поверхнею) до задачі квадратичної оптимізації з лінійними обмеженнями нерівності, а цільовою функцією прийнято повну потенціальну енергію пружної конструкції. Вирішення задачі здійснено за допомогою поєднання методу скінченних елементів із квадратичним

програмуванням, що дало змогу виконати аналіз контактної сили, яка діє на чашку поршня. У науковій праці не описано в деталях методику реалізації математичної моделі, не висвітлено результатів моделювання. Також недоліком моделі є недостатнє врахування властивостей матеріалу чашки, які суттєво впливають на точність моделювання, так як модель базується на припущенні, що матеріал чашки поршня відповідає лінійним законам пружності.

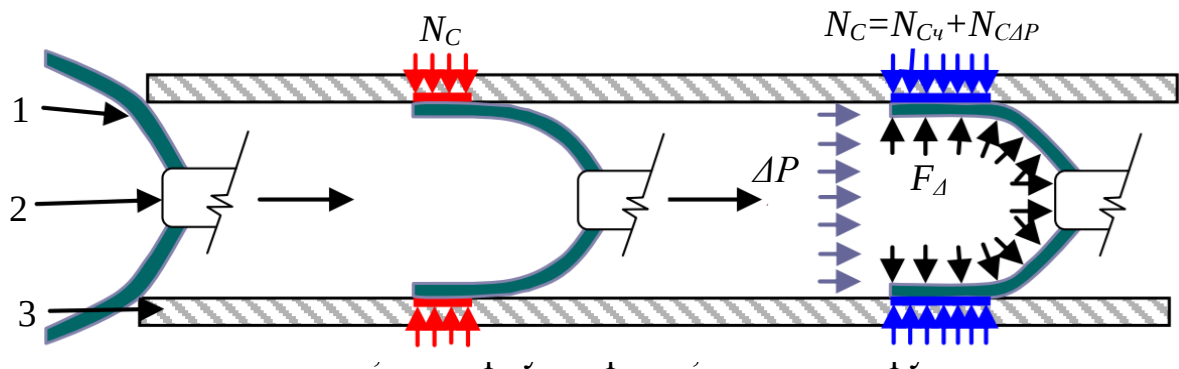


Рисунок 1.8 – Схема дії сил на чашку поршня

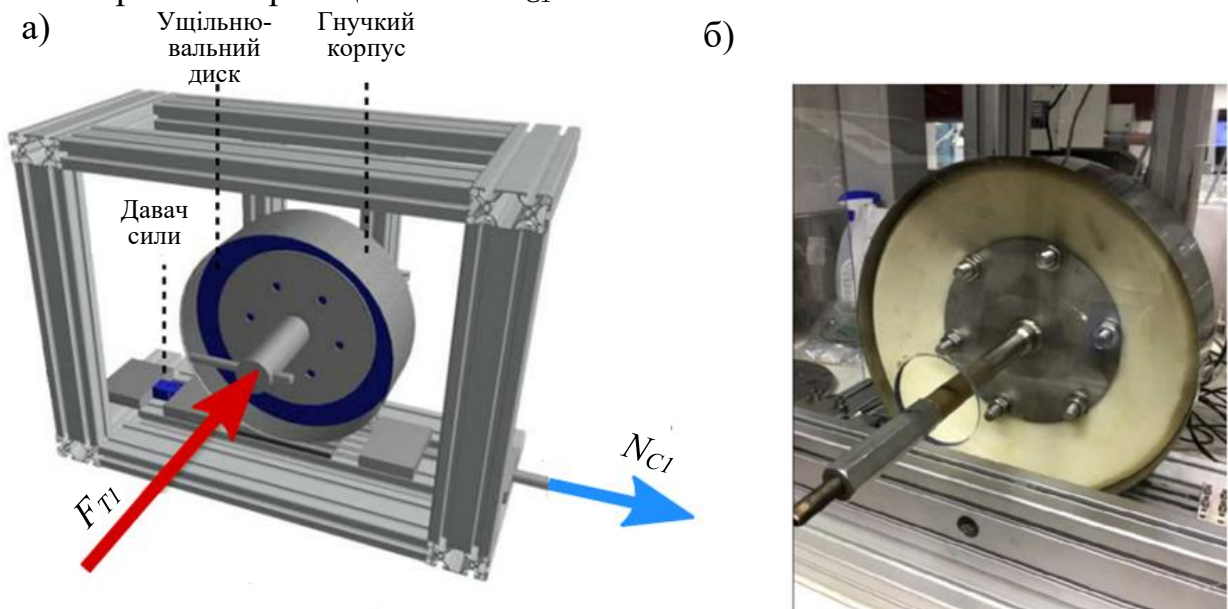
У [27, 198–201] досліджено вплив напливів у місці зварних швів, вм'ятин на динаміку руху дискових та манжетних поршнів трубопроводом. Встановлено, що такі виступи у порожнину трубопроводів призводять до вібрації поршнів, яка впливає на якість роботи діагностичних поршнів. На основі чисельного розв'язку рівнянь неперервності потоку, рівняння збереження імпульсу та рівняння руху поршня, рівняння демпфування пружини Кельвіна [180, 202] розроблено динамічні моделі ущільнювального диска, чашки поршня.

Ще одним із підходів до визначення контактних сил, сили тертя між поршнем та внутрішньою стінкою трубопроводу є експериментальне протягування поршня трубою. Науковці M. Hendrix, W. Breugem та ін. [203] експериментально визначили силу тертя, які виникають між дисками поршня і внутрішньою стінкою трубопроводу та силу нормальної реакції стінки. Так як діаметр дисків поршня більший внутрішнього діаметра трубопроводу, то диски згинаються у трубопроводі і сили тертя суттєво залежать від пружних властивостей матеріалу з якого вони виготовлені. Щоб описати перевищення радіуса дисків r_0 внутрішній радіус трубопроводу R введено додатковий безрозмірний параметр Δ , який рівний

$$\Delta = \frac{r_{\partial} - R}{R} \cdot 100\% . \quad (1.11)$$

Виконано статичні і динамічні випробування. Установка статичних випробувань складається з гнучкого корпусу, який обертається навколо ущільнювального диска (рисунок 1.9, а), що дало змогу визначити силу нормальної реакції стінки. Під дією розподіленої на одиницю довжини диску сили нормальної реакції стінки діаметр корпусу зменшувався. У результаті ущільнювальний диск деформується, і відповідна сила фіксувалась давачем сили. Зменшення діаметра гнучкого корпусу було різним, що дало змогу виконувати дослідження для різної величини параметра Δ .

Під час статичного випробування одночасно вимірювали дві сили – силу тертя між диском поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу, яку створювали шляхом штовхання центра диска в осьовому напрямку, і силу нормальної реакції стінки, яка діяла на диск (рисунок 1.9). Під час досліджень змінювали співвідношення між силою тертя F_{Tl} і розподіленою на одиницю довжини диску силою нормальної реакції стінки N_{Cl} .



а) – схема установки; б) – вид установки спереду

Рисунок 1.9 – Експериментальна установка для статичних випробувань ущільнювального диска поршня

Коефіцієнт тертя визначено як відношення

$$f_T = \frac{F_{T1}}{2\pi N_{C1}}. \quad (1.12)$$

Для зміни співвідношення між силами застосовували ідентичні диски виготовлені з поліуретану різної твердості за шкалою Шор А, які мають різні модулі пружності, та диски різного радіуса і різної товщини.

На коефіцієнт тертя має вплив транспортований продукт, так як може виконувати роль мастила, що зменшує коефіцієнт тертя [33]. Щоб змінювати коефіцієнт тертя змочували внутрішню стінку труби, змащували мастилом.

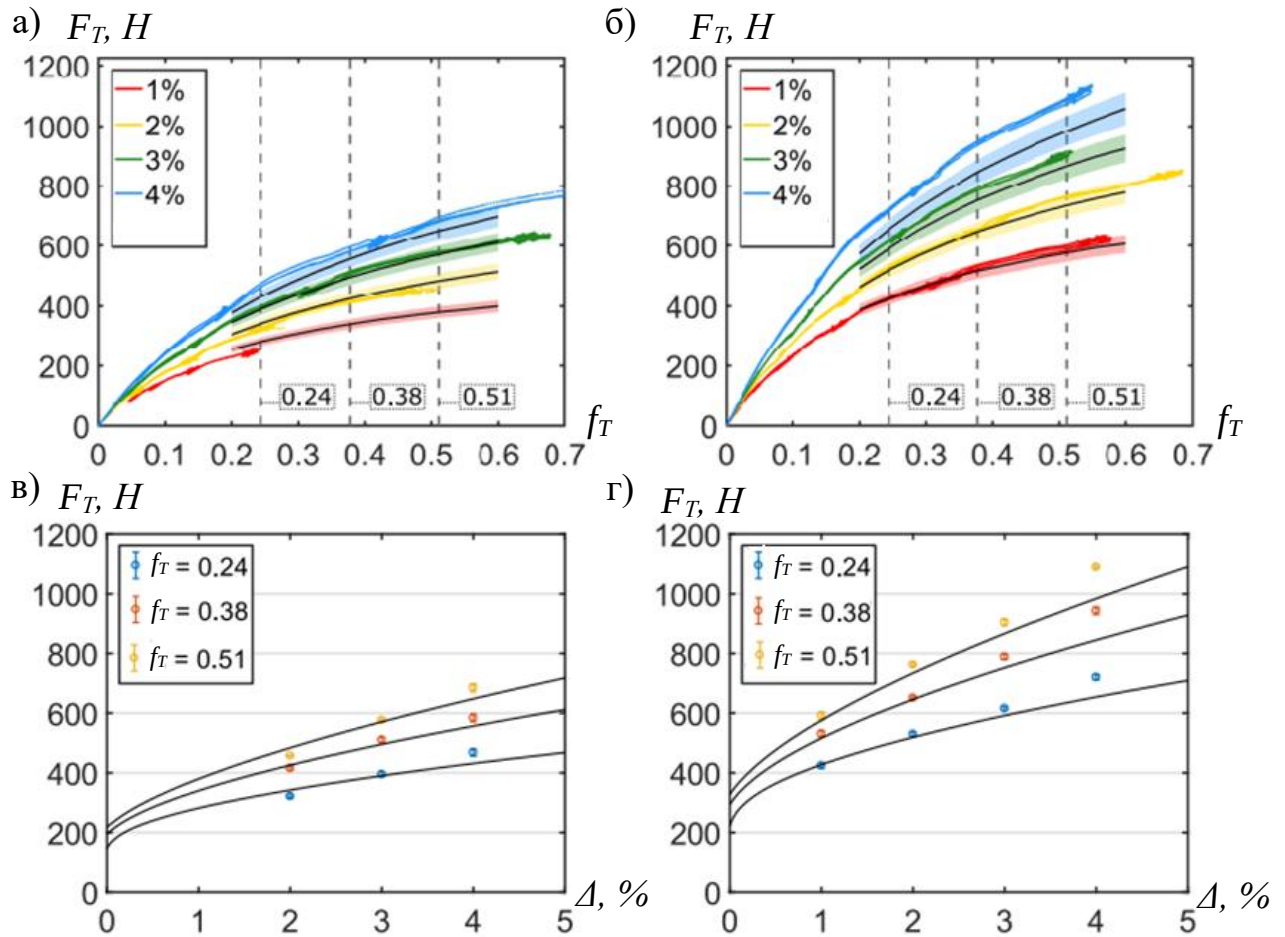
За результатами досліджень науковці М. Hendrix, W. Breugem та ін. побудували графічні залежності сили тертя від коефіцієнта тертя f_T для двох дисків різних виробників (рисунок 1.10). Встановлено, що сила тертя диска збільшується із збільшенням твердості поліуретану і відповідно модуля пружності, радіуса диска і коефіцієнта тертя.

Також в [203] встановили, що із збільшенням модуля пружності матеріалу дисків та товщини дисків сила тертя лінійно збільшується. При цьому чим більший коефіцієнт тертя тим збільшення сили тертя є інтенсивнішим.

Неточністю даного методу є те, що сила нормальної реакції стінки визначена із сили зменшення діаметра еластичного корпусу. Щоб експериментально досліджувати контактну силу з більшою точністю Х. Zhu, С. Fu та ін. [204] помістили давачі сили в стінку труби (рисунок 1.11). Під час протягування поршня трубопроводом стиснуті ущільнювальні диски поршня впливали на сенсорний зонд мікродавача сили.

Також Х. Zhu та ін. [35] на подібній експериментальній установці (рисунок 1.11) досліджував вплив сили тяжіння на силу тертя між дисками поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу, розподіл напружень у диску в кільцевому та радіальному напрямку. Встановлено, що вага дискового поршня майже не впливає на силу тертя (дворазове збільшення сили тяжіння поршня не призвело до істотної зміни сили тертя при різних швидкостях руху поршня). У [199] автори прийшли до висновків, що причиною мінімального впливу ваги дискового поршня на силу

тертя є збільшена контактна сила в нижній частині диска, яка може компенсувати зменшення контактної сили у верхній частині диска. Недоліком таких експериментальних досліджень є не врахування впливу сили зумовленої тиском транспортованого середовища на диски поршня.

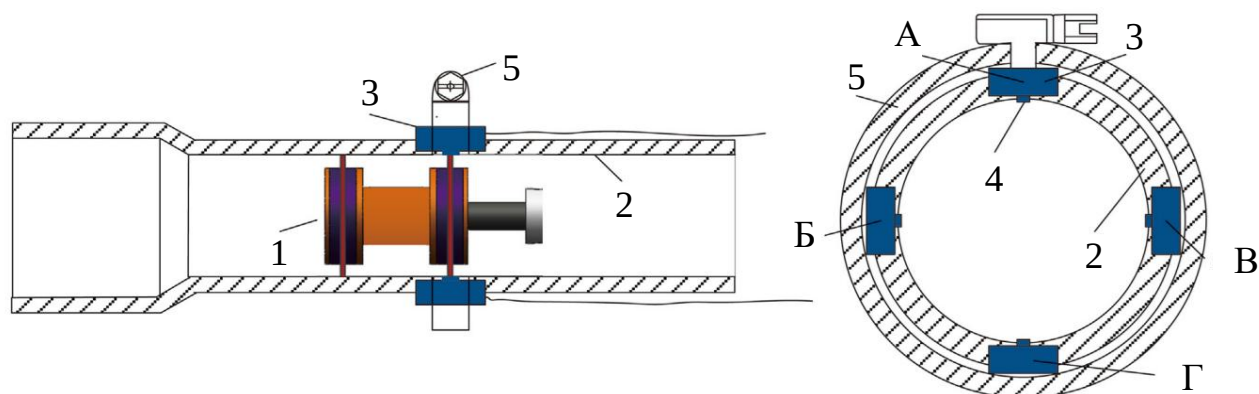


- а) – сила тертя як функція коефіцієнта тертя для диска виробника 1;
 б) – сила тертя як функція коефіцієнта тертя для диска виробника 2;
 в) – сила тертя як функція радіуса диска для диска виробника 1;
 г) – сила тертя як функція радіуса диска для диска виробника 2

Рисунок 1.10 – Залежність сили тертя від коефіцієнта тертя та радіуса диска

S. Wang, X. Yao та ін. [205] для визначення контактних напружень в ущільнювальних елементах поршня використали ультразвуковий метод. Однак, результати вимірювань одержані таким методом сильно залежить від властивостей матеріалу, таких як густина, модуль пружності, які для еластичних матеріалів, які зазвичай використовуються в ущільнювальних елементах, можуть сильно

змінюватися залежно від ступеня деформації. Так як ущільнювальні елементи поршнів мають більший діаметр, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, то під час запасування поршня вони сильно деформуються. До того ж можливі додаткові похибки вимірювання таким методом через багат шаровість системи (ущільнювальні елементи – поверхня труби).



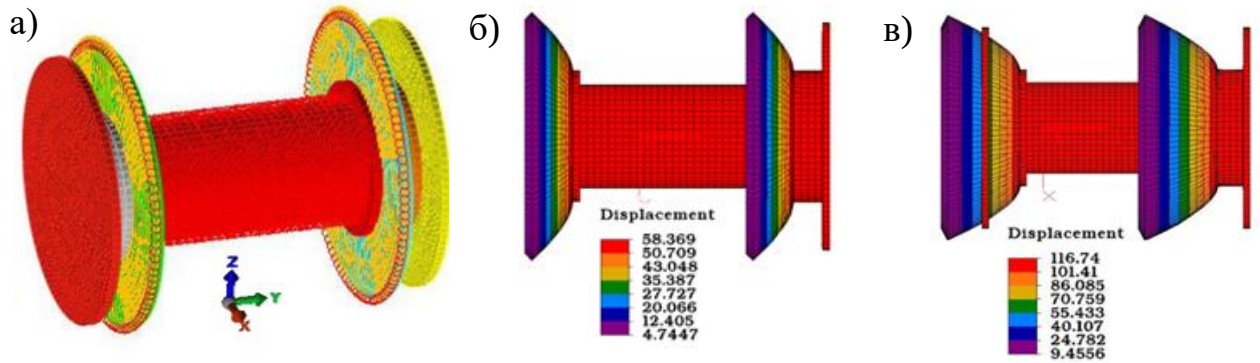
1 – поршень; 2 – трубопровід; 3 – мікродавач сили; 4 – сенсорний зонд;
5 – затискач

Рисунок 1.11 – Схема експериментальної установки для дослідження контактної сили між диском поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу

Інший підхід до визначення контактних сил, сили тертя полягає в застосуванні методу скінчених елементів (FE) [206] або спеціалізованого програмного забезпечення [30].

Y. Cao, C. Liu та ін. [30], X. Zhu, S. Zhang та ін. [199] методом скінчених елементів виконали аналіз згину ущільнювальних дисків поршня діаметр яких на 2 % більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу. На основі CAD-моделі поршня згенеровано сітку скінчених елементів та накладено опори і зусилля (рисунок 1.12, а). Модель опори визначена як фіксація переміщень вздовж осей X і Z в циліндричній області корпусу поршня і рух вздовж осі Y (осі поршня). Зовнішня область ущільнювального диска, яка контактує зі стінкою трубопроводу була закріплена (зміщення вздовж осі Y заблоковано). Таким чином імітувалось кріплення диски до стінки, чого насправді не відбувається, а є тільки умовою моделювання. Поршень прагне рухатися в напрямку осі Y, але так як диски закріплені на стінках труби буде відбуватись їх радіальне згинання, починаючи з

центру до країв диска, що дозволило дослідити процес згинання диска. Як матеріал дисків був вибраний поліуретан твердістю 75 одиниць за шкалою Шор А. У результаті отримано деформації поршня зумовлені дією на нього перепаду тиску 0,01 МПа (рисунок 1.12, б) та 0,02 МПа (рисунок 1.12, в).



- а) – згенерована сітка скінчених елементів з накладеними опорами;
 б) – деформації за дії перепаду тиску 0,01 МПа; в) – деформації за дії перепаду тиску 0,02 МПа

Рисунок 1.12 – Моделювання згину ущільнювальний дисків поршня

За амплітудою деформації у двох випадках встановлено, що існує прямий зв'язок між тиском, який діє на поршень та амплітудою деформації. За дії перепаду тиску на поршень 0,01 МПа вона складала 50 мм, а 0,02 МПа більше 100 мм. Також щоб визначити місця, де ущільнювальний диск може розірватися, здійснено моделювання напружень в диску. Місцями можливого розриву є місця максимальних напружень у дисках (рисунок 1.13).

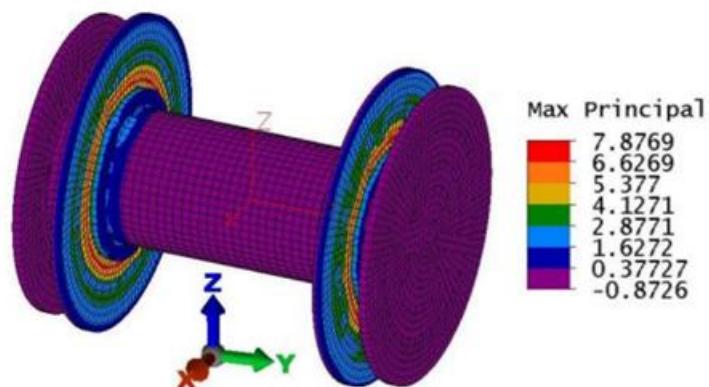


Рисунок 1.13 – Розподіл напружень у дисках поршня

Матеріал дисків (поліуретан), є пружним матеріалом, тому для його

моделювання обрана стандартна лінійно-пружна модель (із модулем пружності та коефіцієнтом Пуассона) може бути неточною. Також недоліком моделювання є закріплення ущільнювальних дисків у контакті з внутрішньою стінкою труби, що не відповідає реальним умовам і виключає можливість врахування впливу дії сили тиску транспортованого середовища та тертя на рух поршня. Верифікація моделі з експериментальними даними у роботі відсутня.

N. Li, L. Chen та ін. [208] і Z. Xing, W. Yan та ін. [209] методом скінчених елементів моделюванням у програмному забезпеченні виконали аналіз деформацій і розподілу напружень в ущільнювальних дисках поршня під час його руху прямолінійною ділянкою газопроводу (рисунок 1.14). Здійснено аналіз впливу товщини і діаметра дисків поршня на розподіл напружень (рисунок 1.14, б) та деформації (рисунок 1.14, в). Встановлено, що коли ущільнювальний диск тонший за 42 мм, напруження в ньому зменшуються зі збільшенням товщини. Навпаки, коли ущільнювальний диск товстіший за 42 мм, напруження в ньому збільшуються зі збільшенням товщини. Зі збільшенням діаметра диска (рисунок 1.15) напруження в ньому збільшуються, а залежність між цими параметрами лінійна. Автори розглянули поршні, які містять металевий корпус, на якому закріплено диски із пружного матеріалу. Такі поршні у основному застосовуються для трубопроводів великого діаметра.

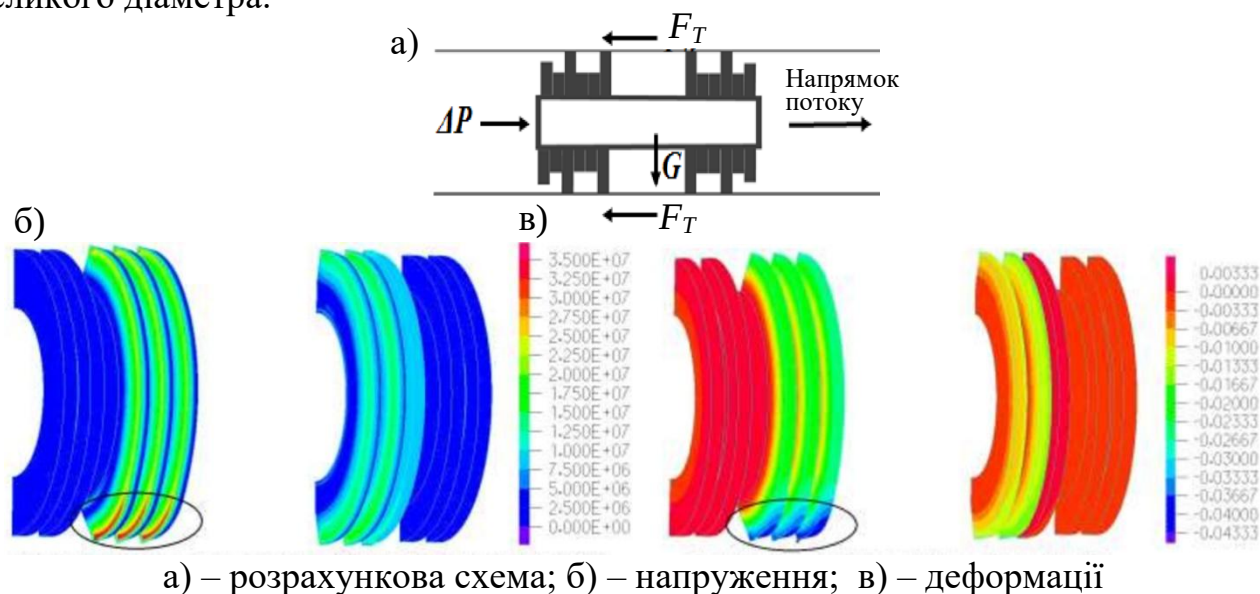


Рисунок 1.14 – Моделювання руху дискового поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу

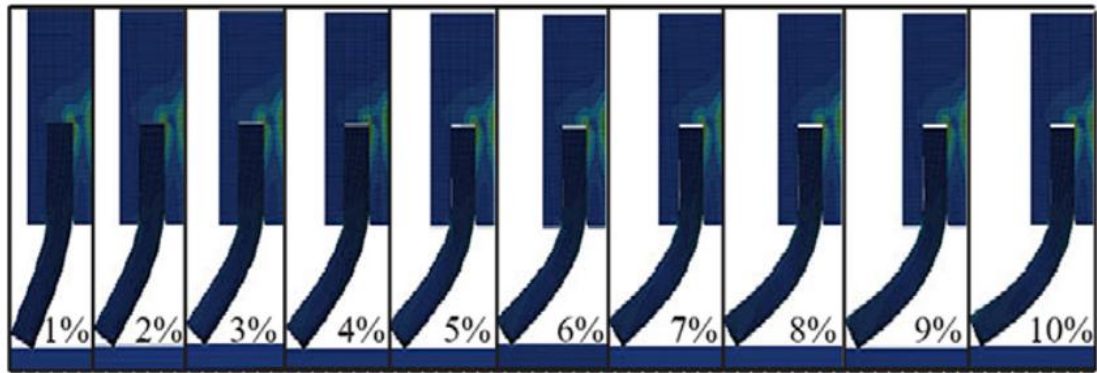
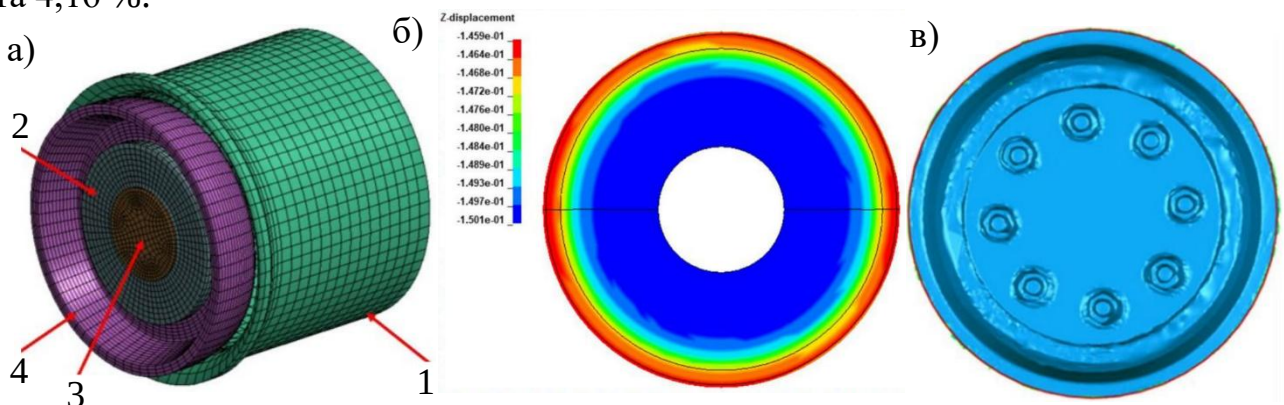


Рисунок 1.15 – Розподіл напружень при різних діаметрах ущільнювального диска поршня

Z. Chen, X. Qiu та ін. [210] методом скінчених елементів у програмному комплексі ANSYS досліджували деформації поліуретанової чашки поршня твердістю 75 одиниць за шкалою Шор А. Для чого застосовано двопараметричну нелінійну модель Муні–Рівліна з наступними значеннями параметрів $C_{10}=0,944$, $C_{01}=0,236$, які визначено у [211]. Розрахункова сітка трубопроводу та запасованого в нього чашкового поршня подана на рисунку 1.16, а. Дослідження виконано для різних значень параметра Δ , який описує перевищення радіуса дисків внутрішній радіус трубопроводу, розрахованого за (1.11), які складали 1,15 %, 2,14 %, 3,14 % та 4,16 %.



1 – трубопровід; 2 – кріпильний диск; 3 – корпус поршня; 4 – чашка;

а) – згенерована сітка скінчених елементів; б) – деформації в напрямку осі z;

в) – дані хмари точок одержані лазерним сканером

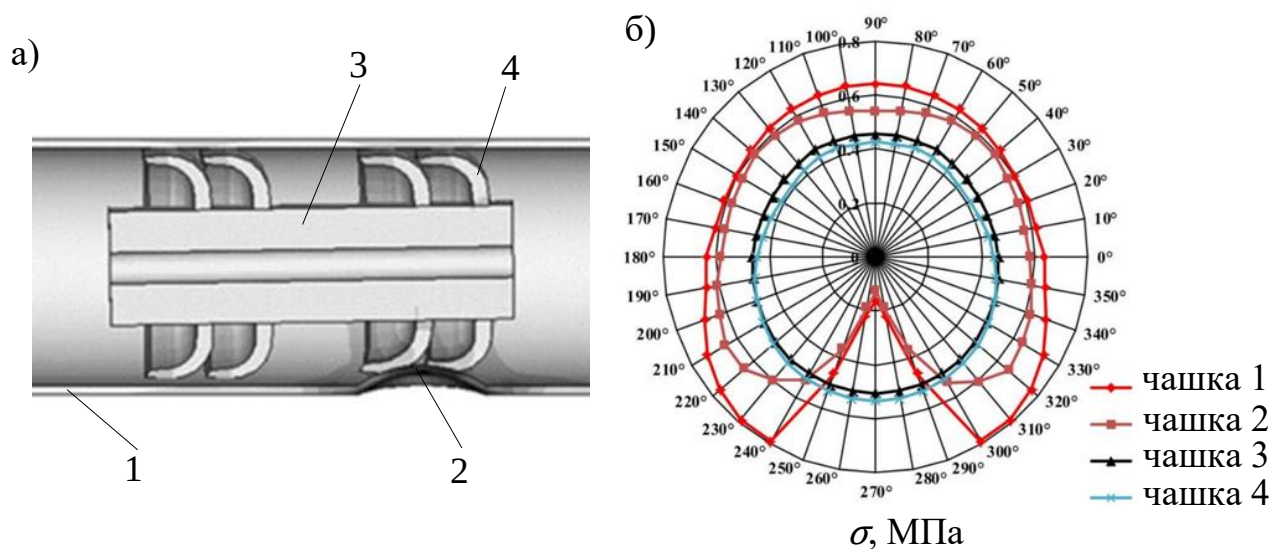
Рисунок 1.16 – Аналіз деформацій чашки очисного поршня при $\Delta=3,14\%$

Для верифікації результатів моделювання деформації чашки вимірювали тривимірним лазерним сканером. Після запасування чашки в трубу за результатами вимірювань отримували хмару яка за допомогою програмного забезпечення була переведена у 3D форму задньої поверхні чашки. Порівнянням результатів моделювання деформацій чашки (рисунок 1.16, б) та експериментальних вимірювань (рисунок 1.16, в) встановлено, що похибка осьової деформації (максимальна відносна похибка) складає 13,49 %, що відповідає інженерним вимогам.

Недоліком такого моделювання та експериментальних досліджень є те, що розглядаються деформації чашок зумовлені тільки їх запасуванням у трубопровід, а дію сили зумовленої тиском транспортованого середовища на чашках поршня не враховано, також не врахована сила тертя між чашками і внутрішньою стінкою трубопроводу.

Н. Zhang, J. Dong та інші [212] та Y. Cao, Y. Zhen та інші [213] методом скінчених елементів виконали аналіз напруженого стану чашок поршня під час його проходження місця вм'ятини у трубопроводі (рисунок 1.17, а). У місці вм'ятини відбуваються значні деформації чашки. Процес проходження вм'ятини розділено на два етапи – підйом і спуск. Перша чашка знаходиться на стадії спуску, тоді як друга на стадії підйому, а екструзія першої чашки є найбільшою тому напруження в першій чашці є найбільшим. Встановлено, що розподіл радіальних напружень подібний до кривої кардіоїди (рисунок 1.17, б).

Результати виконаного моделювання в основному підтверджуються тільки теоретичними розрахунками, без реальних експериментів. Також у дослідженнях авторів недостатньо уваги приділено залежності параметрів моделі від властивостей матеріалу чашки. До того ж моделювання виконано з припущеннями про ідеальний контакт між чашкою та внутрішньою стінкою трубопроводу, що суттєво відрізнятися від реальних умов, а опис алгоритму для моделювання контактних пар (наприклад, метод штрафів) недостатньо деталізований для відтворення іншими дослідниками.



1) – трубопровід; 2) – вм’ятина; 3) – корпус поршня; 4) – чашка

а) – 3D модель; б) – радіальні напруження

Рисунок 1.17 – Моделювання напруженого стану чашок поршня методом скінчених елементів виконали аналіз

Після визначення усіх складових рівняння руху поршня (1.1) його треба розв’язати у комплексі з рівняннями потоку (рівнянням неперервності потоку, рівнянням збереження імпульсу та рівнянням збереження енергії). У [27, 172–174, 176, 214–217] для цього використовують метод характеристик. При цьому у [27, 176] це здійснено перетворенням нелінійних гіперболічних диференціальних рівнянь потоку до звичайних диференціальних рівнянь методом характеристик з прямокутною сіткою та відповідними початковими і граничними умовами на вході і виході з трубопроводу, а також за і перед поршнем. У [27] розглянуто два варіанти, що витрата на вході в трубопровід, тиск на виході є сталими, та що тиск на вході і витрата на виході сталі. Граничні умови перед і за поршнем залежали від динаміки руху поршня, наприклад його положення, $x_n(t)$ і швидкості $V_n(t)$. Щоб змоделювати рух поршня трубопровід розділено на дві ділянки. Перша ділянка – від камери запускання до поршня, а друга від поршня до камери приймання. Співвідношення між змінними потоку P і U на кроці часу t_j і попередньому кроці часу t_{j-1} показано на рисунку 1.18. Змінні P і U в точці P виводяться з попередніх розрахованих точок сітки L , N і O . Параметри потоку в точках сітки R і S отримують

ділянці від поршня до камери приймання, щоб отримати тиск на передній торець поршня. На наступному кроці вирішується рівняння руху поршня (1.1), щоб дає змогу визначити його швидкість і нове положення поршня. Тоді визначається чи поршень знаходиться у камері приймання, якщо ні, то розрахунок триває доти доки він не буде там.

Віддаль вибірки Δx , і час вибірки Δt , вибрано згідно умови стабільності [218]

$$\Delta t < \frac{\Delta x}{u + c}, \quad (1.15)$$

де Δt – приріст часу;

Δx – приріст віддалі;

c – швидкість звукової хвилі в газі.

У моделюванні в [27] прийнято час $\Delta t = 0,05$ с і віддаль $\Delta x = 40$ м.

Результати моделювання для рідини верифіковано їх порівнянням з даними отриманими під час виконання натурних експериментальних досліджень (рисунок 1.19). Результати добре узгоджуються за достатньо малого часу вибірки та віддалі вибірки.

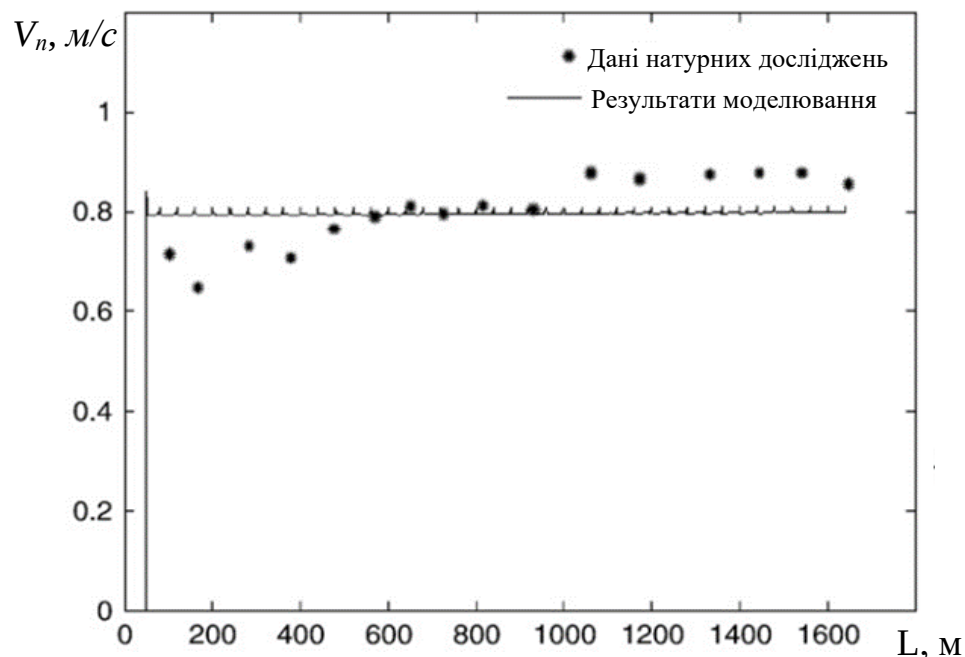
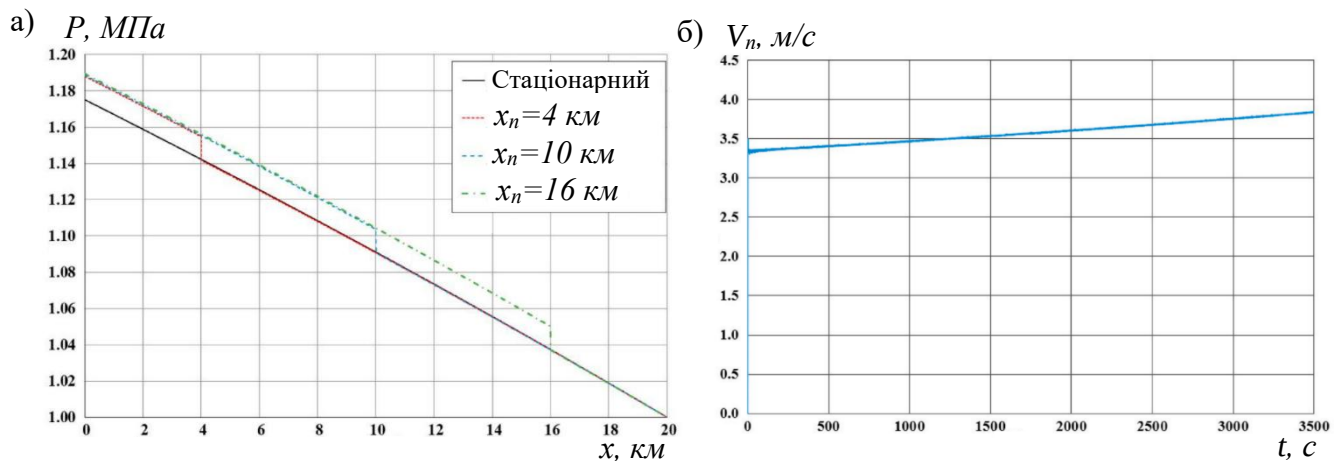


Рисунок 1.19 – Залежність швидкості поршня від його місцезнаходження

Науковці R. Patricio, R. Baptista та ін. [219], S. Tolmasquim, A. Nieckele та ін.

[190], рівняння збереження маси та імпульсу дискретизували методом кінцевих різниць із відповідними граничними й початковими умовами. За результатами моделювання руху поршня в потоці газу побудовано три криві розподілу тиску вздовж трубопроводу для трьох різних положень поршня (рисунки 1.20, а) та графік зміни швидкості поршня з часом під час руху трубопроводом (рисунки 1.20, б). Тиск вздовж трубопроводу зменшується, а швидкість поршня збільшується, що відповідає закону збереження маси. Сили опору призводять до локального зменшення тиску на поршні (рисунки 1.20, а). Швидкість поршня на старті дуже різко збільшується, після чого настає швидка стабілізація і відбувається поступове плавне збільшення (рисунки 1.20, б).



а) – розподіл тиску вздовж трубопроводу під час руху поршня;

б) – зміна швидкості поршня з часом під час руху трубопроводом

Рисунок 1.20 – Розподіл тиску та зміна швидкості поршня з часом під час руху трубопроводом

Модель у такому дослідженні є одновимірною, що спрощує опис фізичних процесів, але може призводити до втрати інформації про тривимірні ефекти, які можуть бути важливими у реальних умовах.

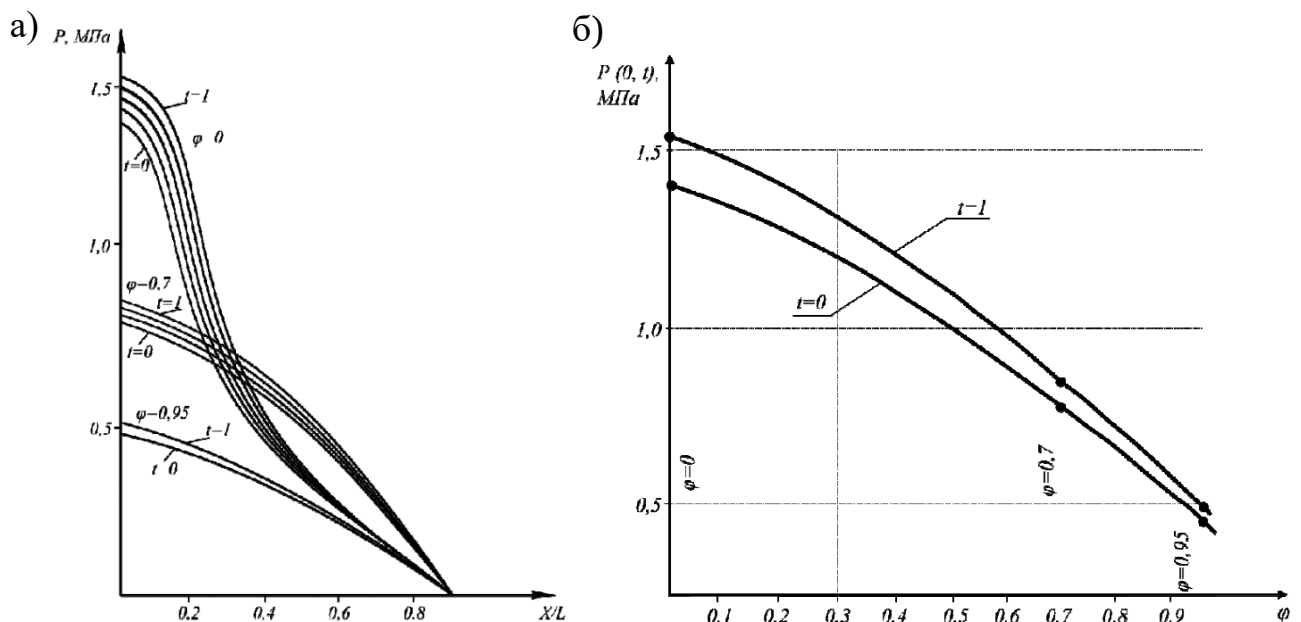
Недоліком об'єднання рівняння потоку і рівняння руху поршня є складність їх вирішення аналітично, до того ж взаємодія між поршнем і потоком залежить від багатьох параметрів, таких як турбулентність, в'язкість рідини, геометрія трубопроводу, що ускладнює їх одночасне врахування, тому в більшості випадків потрібні чисельні методи. Також така модель є чутливою до початкових і

граничних умов і їх треба коректно визначити, зокрема швидкість і тиск рідини, масу, геометричну форму, і початкову швидкість поршня. Необхідне точне врахування характеристик поршня (наприклад, матеріалу, гнучкості, коефіцієнта тертя тощо). До того ж така модель не враховує багатофазності потоку, а якщо в трубопроводі є нерівності (наприклад виступи у місцях зварних швів, тверді відкладення або змінна геометрія моделювання тощо) таке моделювання значно ускладнюється, оскільки поршень втрачає стабільність руху.

В. Я. Грудз та Н. Б. Слободян [167] лінеаризували рівняння неперервності потоку та рівняння руху і отримали рівняння розподілу тиску

$$P(x,t) = \rho \left(\frac{\lambda U^2}{2D} + V \right) L \cdot \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{e^{-at}}{(2n+1)^2} \times \right. \\ \left. \times \cos \frac{2n+1}{2L} \pi x \cos \sqrt{\frac{(2n+1)^2 \pi^2 c^2}{4L^2} - a^2} t \right). \quad (1.16)$$

За одержаним рівнянням (1.16) розраховано зміну тиску в рідкій фазі по довжині пробки і в часі, що дало змогу кількісно оцінити вплив газонасичення рідинної пробки на ступінь її взаємодії з очисним поршнем (рисунк 1.21).



а) – зміна тиску у рідинній фазі; б) – вплив газонасиченості рідинної пробки на величину тиску на поршень

Рисунок 1.21 – Результати розрахунку впливу газонасичення рідинної пробки на ступінь її взаємодії з очисним поршнем

Встановлено, що чим більше газонасичення рідинної пробки, тим менший градієнт тиску $-\frac{\partial P}{\partial x}$ і менший тиск на очисний поршень чинить рідинна пробка. З часом тиск у рідинній області зростає. Це викликано постійним прискоренням поршня і нестисненням рідкої фази.

Використана математична модель є досить складною і може бути важкою для розуміння фахівцями-практиками, які працюють в газотранспортній галузі. Також у дослідженні не надано чітких рекомендацій щодо оптимальних рівнів газонасиченості рідинної пробки, відсутній опис того, як результати моделювання співвідносяться з реальними умовами експлуатації трубопроводів. Не має чітких рекомендацій щодо впровадження запропонованого методу.

1.3 Аналіз досліджень динаміки руху поршнів фасонними елементами трубопроводів

За даними дослідників С. Liu, Y. Wei та ін. [211], Т. Nguyen, D. Kim та ін. [175] фасонні елементи трубопроводів є додатковим опором руху поршнів тому у відводах, трійниках, перехідниках із більшого на менший діаметр труб може відбутись застрягання очисних поршнів [220, 221]. Також рух поршня такими фасонними елементами може призводити до ударів і впливає на їх напружено-деформований стан [222].

Функціональну залежність між геометричними параметрами жорсткого циліндричного поршня і геометричними параметрами відводу встановили М. Moghaddama та S. Jerbanb [223]. Автори прийняли, що циліндричний жорсткий поршень має фіксовану довжину L_n (рисунок 1.22), що дало змогу визначити максимально допустимий діаметр жорсткого поршня D_n за якого він буде проходити відвід

$$D_n = \left(R + \frac{D}{2}\right) \cos \gamma_0 - \left(R - \frac{D}{2}\right), \quad (1.17)$$

де R – радіус вигину відводу;

γ_0 – кут між серединою відводу і краєм поршня з опуклого боку відводу (рисунок

1.22), який може бути знайдений за формулою

$$\gamma_0 = \text{Arc sin}\left(\frac{L_n}{2R + D}\right). \quad (1.18)$$

Залежність (1.17) дає змогу визначити максимально допустимий діаметр жорсткого поршня. Вона не стосується поршнів виготовлених із пружних матеріалів, поршнів які мають жорсткий металевий корпус і ущільнювальні елементи (диски, манжети або чашки) із пружних матеріалів. Однак, дає можливість визначити максимально допустимий діаметр жорсткого металевого корпусу поршня, який має ущільнювальні елементи.

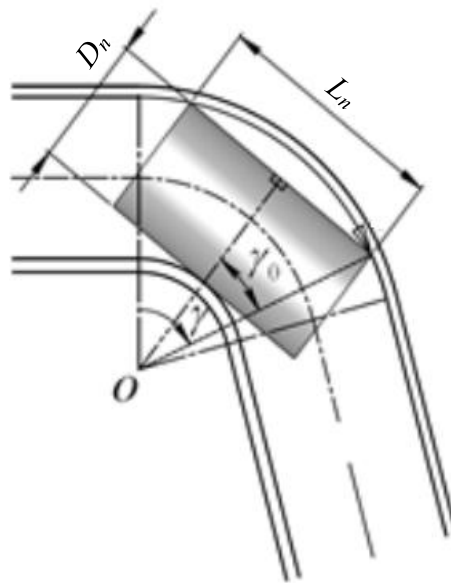


Рисунок 1.22 – Розрахункова схема руху жорсткого поршня відводом

Динаміка руху потоку відводами трубопроводу набагато складніша, ніж прямолінійними ділянками. Одним із підходів до моделювання динаміки руху поршнів відводами трубопроводу є поєднання основних рівнянь потоку (рівняння неперервності, збереження імпульсу та енергії), які вирішуються методом характеристик, з рівняннями руху поршня.

Щоб одержати рівняння руху поршня відводом науковці Т. Nguyen, D. Kim та ін. [175], F. Guo, F. Xu та ін. [224] розглянули схему дії сил на нього у трьох різних положеннях (вхід у відвід, рух середньою частиною, вихід із відводу) (рисунок 1.23). При цьому прийнято припущення, що маса поршня зосереджена на початку m_1 та в кінці m_2 поршня. За схемою дії сил записано рівняння

$$F_1 = -m_1 g \cos \alpha + \left(P_1 S_n + \frac{1}{2} F_T \right) \cos \frac{\alpha_0}{2}, \quad (1.19)$$

$$F_2 = m_2 g \cos(\alpha - \alpha_0) + \left(P_2 S_n - \frac{1}{2} F_T \right) \cos \frac{\alpha_0}{2}. \quad (1.20)$$

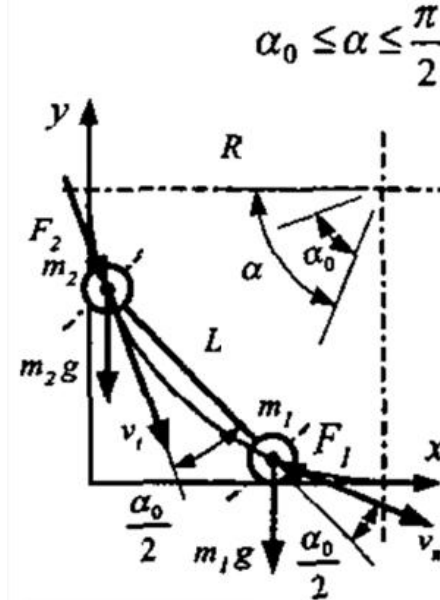


Рисунок 1.23 – Розрахункова схема дії сил на поршень під час його руху середньою частиною відводу вниз за течією

Для кожного випадку за допомогою рівняння Лагранжа отримано модель динаміки руху поршня відводом

$$\alpha'' = \frac{m_1 g \cos \alpha + m_2 g \cos(\alpha - \alpha_0) - F_1 + F_2}{(m_1 + m_2)R}. \quad (1.21)$$

Використання авторами моделі ідеального газу, моделювання потоку як одновимірний не є достатньо точним через неврахування відцентрових сил. Також у такій моделі не враховано можливе викривлення, деформації поршня у відводі, що призводить до виникнення додаткових контактних сил, які не враховано.

Натомість М. Mirshamsi, М. Rafeeyan та ін. [225], М. Lesani, М. Rafeeyan та ін. [226], М. Saeidbakhsh, М. Rafeeyan та ін. [227] у своїх працях розглянули рух невеликого поршня просторовою криволінійною ділянкою трубопроводу (рисунок 1.24). На поршень діють сила тяжіння G , зумовлена вагою поршня, сила нормальної реакції стінки N , сили зумовлені дією тиску за поршнем F_1 і перед поршнем F_2 та сила тертя F_T .

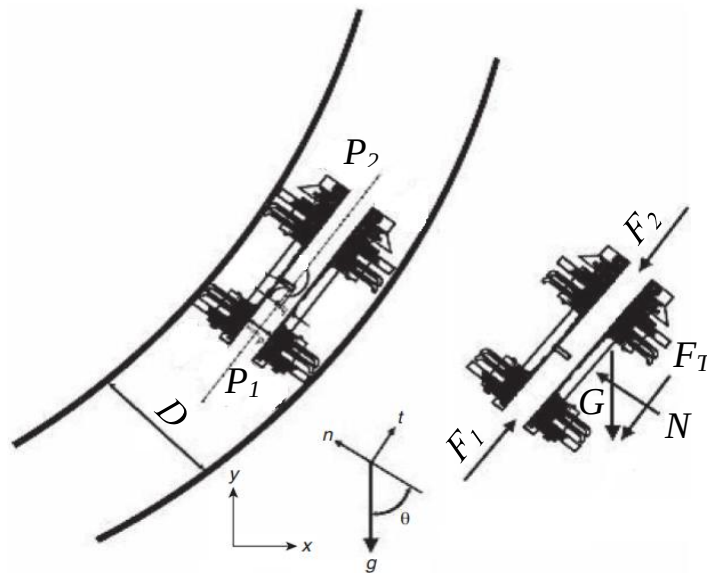


Рисунок 1.24 – Розрахункова схема дії сил на поршень під час його руху криволінійною ділянкою трубопроводу

Автори записали динамічні рівняння руху поршня, отримані з другого закону Ньютона вздовж тангенціального та нормального напрямків [228]

$$N - mg \cos \theta = ma_{\theta}, \quad (1.22)$$

$$F_1 - F_2 - mg \cos \theta - F_T = ma_m, \quad (1.23)$$

де a_{θ} – доцентрове прискорення поршня;

a_m – тангенціальне прискорення поршня;

θ – кут дотичної до осі трубопроводу відносно осі x у будь-якій точці, тобто є функцією $f(x)$. Таким чином автори записали

$$\theta = \tan^{-1} f'(x), \quad \cos \theta = \frac{1}{\sqrt{1 + f'(x)^2}}. \quad (1.24)$$

Розв'язанням рівнянь (1.22), (1.23) з урахуванням (1.24) автори одержали досить громіздке нелінійне диференціальне рівняння руху поршня криволінійною ділянкою, яке було лінеаризоване і перетворене на сімейство лінійних невизначених еквівалентних моделей розв'язаних за методом Собані-Рафаеяна. Однак, автори не описують чому цей метод вибрано і які його переваги. Також модель припускає, що сила нормальної реакції стінки повністю визначається

власною вагою поршня і не враховано вплив деформації поршня у відводі та виникнення додаткових контактних сил, які виникають у результаті вигинання поршня у криволінійній ділянці. Також у роботі відсутня верифікація одержаних результатів у реальних умовах або експериментально.

W. Wang, S. Song та ін. [229] вивели рівняння руху циліндричного пінополіуретанового поршня відводом трубопроводу. Для цього виконали аналіз сил, які діють на поршень у відводі (рисунок 1.25).

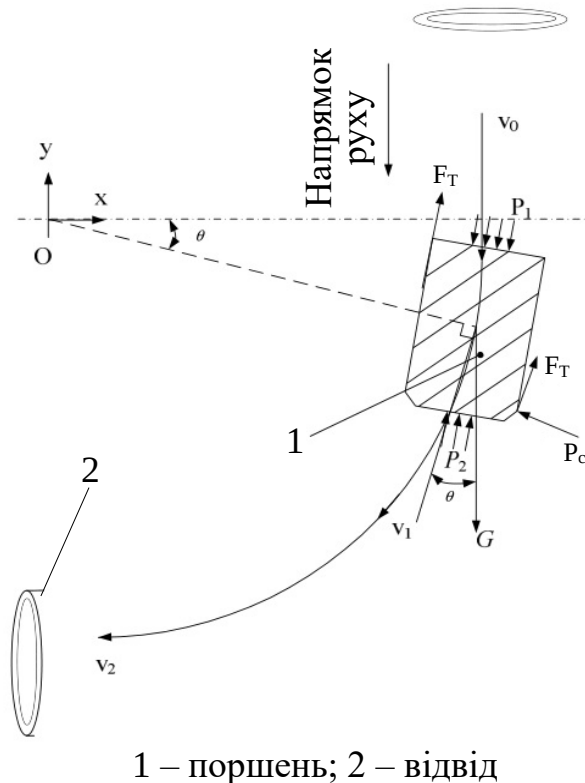


Рисунок 1.25 – Розрахункова схема дії сил на циліндричний пінополіуретановий поршень у відводі

При цьому автори виконали моделювання для поршня діаметр якого більший внутрішнього діаметра трубопроводу. Тому спочатку визначено радіальну деформацію поршня

$$\delta = \frac{D_n - D}{2} . \quad (1.25)$$

Тоді співвідношення між тиском на стінки і радіальним переміщенням поршня

$$\frac{\delta}{D} = -\mu \frac{P_c}{E}. \quad (1.26)$$

де P_c – тиск поршня на стінки;

μ , E – відповідно коефіцієнт Пуассона та модуль пружності матеріалу поршня.

Підставивши рівняння (1.25) в (1.26) отримано

$$P_c = -\frac{E(D_n - D)}{2\mu D}. \quad (1.27)$$

Тоді сила тертя рівна

$$F_T = F_{Tg} + F_{TP} = f_T mg \sin \theta + f_T P_c, \quad (1.28)$$

де F_{Tg} – сила тертя, зумовлена власною вагою поршня;

F_{TP} – сила тертя, зумовлена тиском поршня на стінки.

Так як усі сили, які діють на поршень визначено, то записано рівняння руху поршня

$$m_n \frac{dV_n}{dt} = \frac{\pi}{4} (P_1 - P_2) D^2 + mg (\cos \theta - f_T \sin \theta) + \frac{fE(D_n - D)}{2\mu D}. \quad (1.29)$$

У такій моделі автори не врахували що деформація поршня у відводі може створювати додаткові сили, спрямовані на відновлення його форми, які можуть впливати на контактні сили між поршнем і стінками відводу, силу тертя. Також немає верифікації моделі порівнянням з експериментальними даними або іншими достовірними джерелами.

S. Chen, L. Xia та ін. [230] проаналізували сили, які виникають під час руху чашкового поршня відводом трубопроводу (рисунок 1.26), що дало змогу записати рівняння сили тертя між поршнем та внутрішньою стінкою відводу

$$F_f = \mu (F_N + N_1 + N_2 + \Delta F), \quad (1.30)$$

де μ – коефіцієнт тертя;

F_N – відцентрова сила, яка діє на поршень під час його руху трубопроводом;

N_1 , N_2 – контактні сили, які виникають у результаті притискання поршня до внутрішньої стінки відводу з опуклого його боку;

ΔF – сила зумовлена перепадом тиску, який діє на поршень.

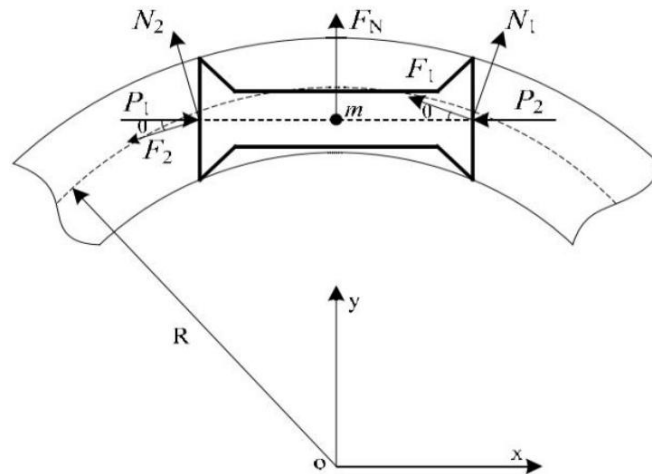
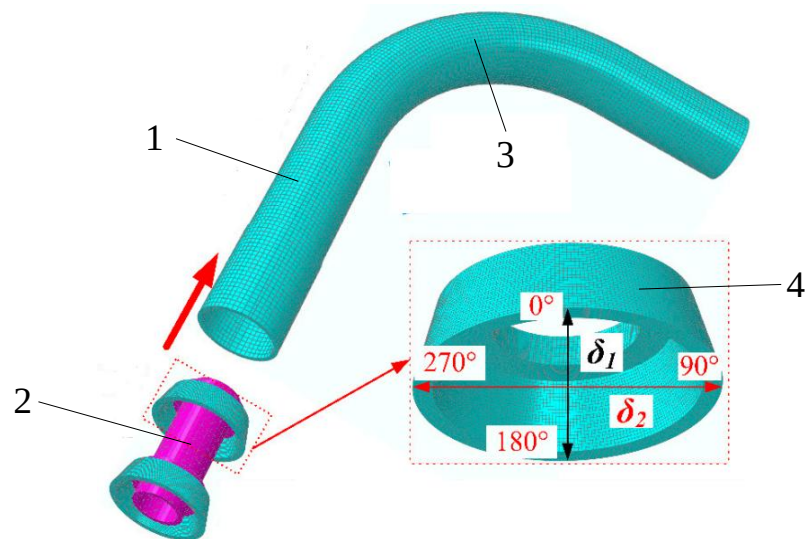


Рисунок 1.26 – Розрахункова схема дії сил на чашковий поршень у відводі

Контактні сили, які виникають у результаті притискання поршня до внутрішньої стінки мають суттєвий вплив на динаміку його руху відводом, силу тертя. Автори встановили, що контактні сили залежить від кількості чашок, їх розміру, радіусу вигину труби. Однак, одержана модель не містить рівнянь для визначення контактних сил, які б враховували нелінійну пружність матеріалу, з якого виготовлено чашки.

Іншими підходами до моделювання руху поршнів відводами трубопроводів визначення контактних є чисельне моделювання методом скінчених елементів у різноманітних програмних комплексах. Таке моделювання дає змогу врахувати більше параметрів і отримати чіткішу та нагляднішу фізичну картину руху поршня. Науковці F. Zhou, H. Lin та ін. в праці [231] нелінійним чисельним моделюванням методом скінчених елементів досліджували вплив радіуса вигину відводу на напружений стан чашок поршня, що дало змогу на основі аналізу розподілу контактних напружень визначити можливість виникнення перетікань через поршень. Для чого створено тривимірну модель чашкового поршня та трубопроводу зовнішнім діаметром 105 мм і товщиною стінки 5 мм із відводами радіуса вигину 3DN, 4DN та 5DN яка була розбита на сітку скінчених елементів (рисунок 1.27). Як матеріал чашок задано поліуретан, який є пружним матеріалом. Щоб описати механічну поведінку цього матеріалу застосовано двопараметричну

нелінійну модель Муні–Рівліна. Для моделювання взаємодії між чашкою поршня і стінкою труби визначено контактну пару. Контактна взаємодія між поверхнями моделювалася методом дискретизації «поверхня-поверхня», з коефіцієнтом тертя між поверхнями 0,3. Щоб зімітувати дію транспортованого середовища до задньої частини поршня прикладено тиск 0,1 МПа.



1 – трубопровід; 2 – поршень; 3 – відвід; 4 – ущільнювальна чашка

Рисунок 1.27 – Сітка скінчених елементів поршня та трубопроводу з відводом

За результатами моделювання встановлено, що деформації чашок поршня у відводі суттєво відрізняється від деформацій у прямій трубі. У відводі вони нерівномірно стискаються з вгнутого боку, що призводить до зміни їх геометрії та нерівномірного розділу напружень. Як видно з колової епюри розподілу напружень Мізеса в першій чашці поршня у відводі (рисунок 1.28) максимальні напруження з вгнутого боку відводу і мінімальні з опуклого виникають коли $R=3D$. При цьому в місці біля 60° і 150° вони наближаються до нуля (рисунок 1.28). Такі місця є найнебезпечнішими, оскільки там може відбутись відривання чашки поршня від внутрішньої стінки труби, що призведе до втрати герметичності та виникнення перетікань. Зі зменшенням радіуса вигину відводу імовірність перетікань через чашки поршня збільшується і відповідно збільшується імовірність застрягання поршня.

Недоліком цієї наукової роботи є те, що автори візуалізували результати моделювання у вигляді колових епюр розподілу напружень Мізеса в чашках

поршня у відводі трубопроводу, однак такої візуалізації недостатньо для повного аналізу. Доцільно було доповнити дослідження тривимірними моделями розподілу напружень у чашках поршня, їх деформацій, що дало б змогу краще оцінити їх напружений стан. Моделювання виконано для відводів трубопроводів радіусом вигину 3DN, 4DN і 5DN, хоча реальні трубопровідні системи містять відводи мінімальним радіусом вигину 1,5DN. Крім того, у роботі недостатньо висвітлено умови, методику та результати експериментальних досліджень. Детальніший опис цих аспектів міг би суттєво підвищити переконливість висновків щодо адекватності запропонованих моделей.

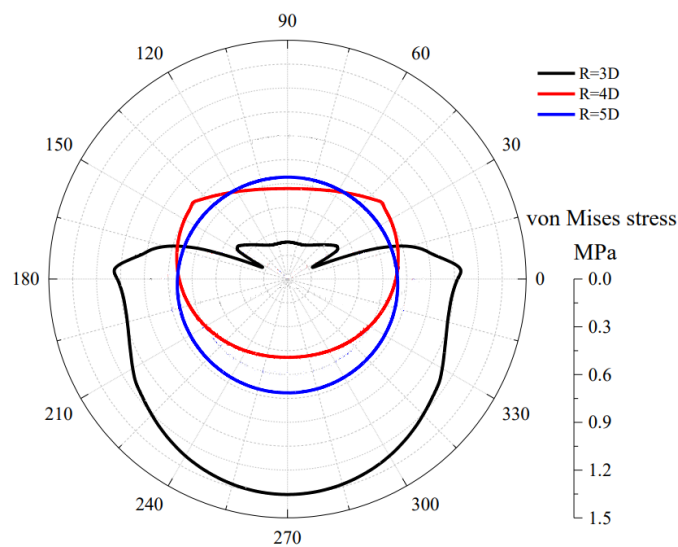


Рисунок 1.28 – Колова епюра розподілу напружень Мізеса в першій чашці поршня у відводі трубопроводу

Візуалізацію результатів моделювання побудовою тривимірних моделей здійснили L. Changa, C. Yuguang та ін. у роботі [31]. У програмному комплексі Abaqus автори виконали чисельне моделювання руху чотиридискового поршня трубопроводом, який містить відвід. Внутрішній діаметр трубопроводу 200 мм, радіус вигину відводу 3DN. Твердість ущільнювального диска за шкалою Шор А 75 одиниць, діаметр 206 мм, а його товщина 17,5 мм. Коефіцієнт тертя між диском і внутрішньою стінкою трубопроводу 0,2. За результати побудовано тривимірні моделі деформацій очисного поршня під час його руху відводом. Фіксуванням здійснено із інтервалом 15° (рисунок 1.29). Найбільшого деформування зазнає третій диск із вгнутого боку відводу і перший із опуклого.

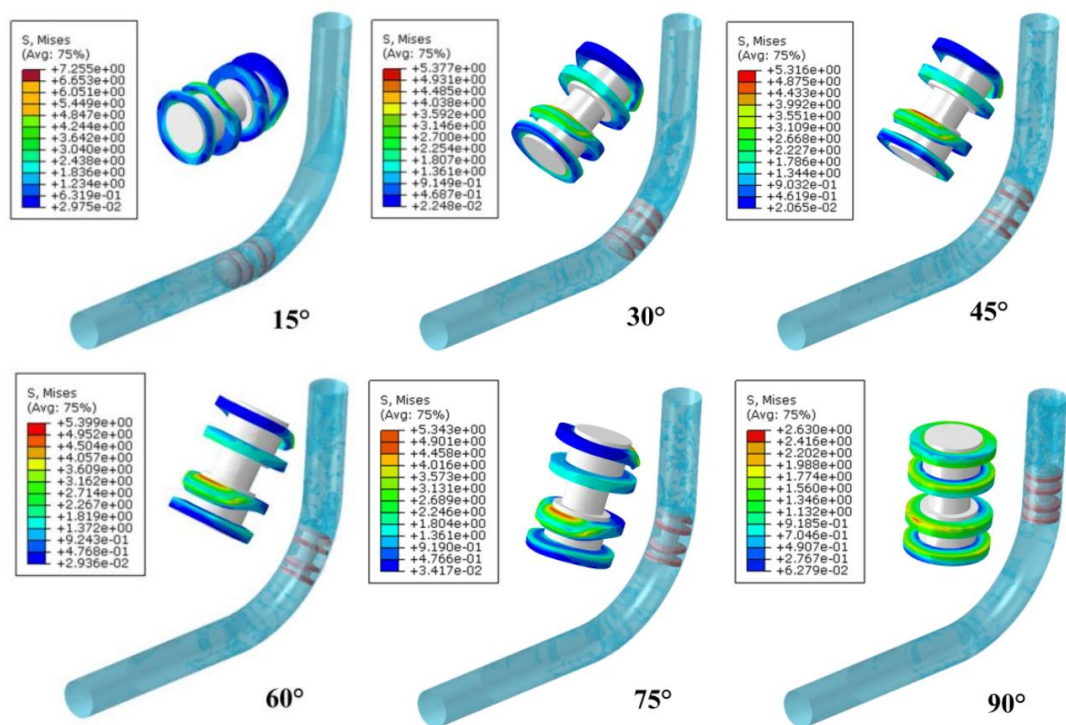


Рисунок 1.29 – Деформації очисного поршня під час руху відводом

У такому дослідженні моделювання виконано тільки для конкретного випадку. Відсутні оптимізація ущільнювальних дисків, параметричний аналіз впливу геометричних характеристик трубопроводу на деформації дисків поршня у відводі (діаметр трубопроводу, радіус, кут вигину відводу), дослідження впливу коефіцієнту тертя. Результати моделювання не верифіковано порівнянням з експериментальними даними.

Оптимізацію ущільнювальних елементів поршня, параметричний аналіз здійснили J. Jiang, H. Zhang та ін. [232], J. Jiang, Y. Kang та ін. [233]. Дослідження виконано для поршня із чотирма герметизуючими чашками та трубопроводу умовним діаметром 500 мм. Оцінювання виконано за величиною максимальних контактних напружень. Чинниками були товщина та діаметр чашок, перепад тиску, коефіцієнт тертя та радіус вигину відводу. Підтвердились результати досліджень F. Zhou, H. Lin та ін. [231], що з зменшенням радіуса вигину відводу ризик втрати герметичності чашок і застрягання поршня збільшується. Також встановлено, що діаметр ущільнювальних чашок має значний вплив на розподіл контактних

напружень. Із збільшенням діаметра чашок контактні напруження, герметичність чашки збільшуються. Аналогічні закономірності спостерігались із збільшенням товщини чашок (рисунк 1.30, б), перепаду тиску на чашці, радіуса вигину відводу та зменшенням коефіцієнта тертя (рисунк 1.30, а).

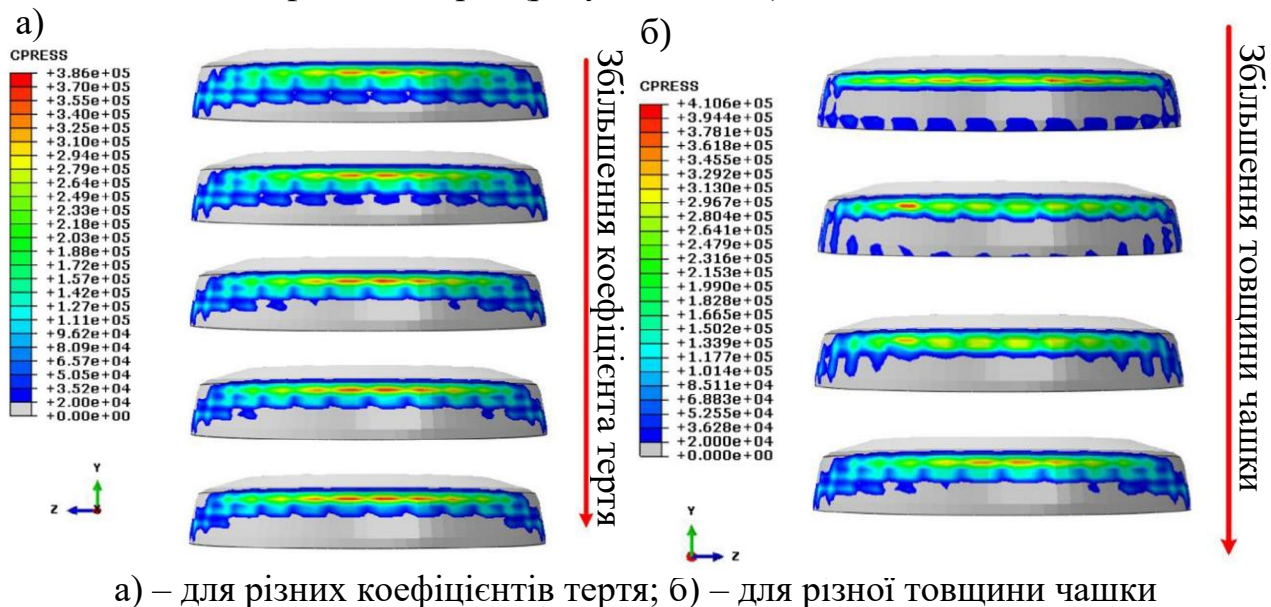


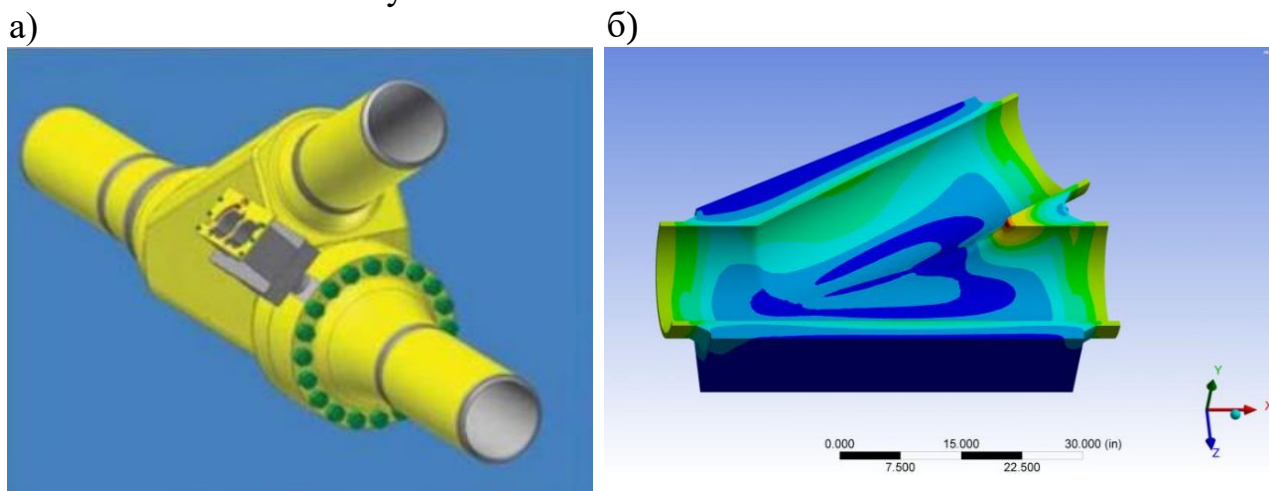
Рисунок 1.30 – Розподіл контактних напружень у задній чашці поршня під час руху відводом

Найменший радіус відводу в дослідженні прийнятий 2DN, що більше мінімального радіусу вигину реальних трубопровідних систем. Автори виконали натурні випробування матеріалу чашок на розтяг, однак інші експериментальні дослідження в умовах близьких до реальних умов роботи трубопроводів не здійснено.

Також фасонними елементами трубопроводів є трійники. Динаміка руху потоків такими фасонними елементами трубопроводів суттєво залежить від напрямів руху потоків у трійнику [234]. Моделювання динаміки руху потоків трійниками трубопроводів є складним завданням через зони рециркуляції та велику турбулентність, розшарування потоків [235–238]. Такі процеси суттєво залежать від геометричних і експлуатаційних параметрів. Ці чинники значно ускладнюють моделювання руху поршнів у таких елементах. Взаємодія поршня з нестійкими тривимірними потоками в трійнику може призводити до непередбачуваної поведінки, яку неможливо змодельовати. Через складність моделювання динаміки

руху поршнів трійниками кількість наукових публікацій присвячена цій тематиці обмежена. Як наслідок, ця тема залишається малодослідженою, незважаючи на її практичну важливість.

У [239–241] розроблено Y-подібний трійник для з'єднання двох підводних та наземних трубопроводів однакового діаметру, через який можуть проходити поршні (рисунок 1.31, а). Здійснено проектування внутрішньої геометрії такого трійника для забезпечення можливості безперешкодного проходу поршнів, вибрано матеріали та виконано моделювання напружено-деформованого стану (рисунок 1.31, б). Такий трійник має два входи (по одному на кожний вхідний трубопровід) і один вихід. Трубопроводи сходяться в один під кутом 30° . Такий трійник можуть проходити будь-які поршні у тому числі ті, які мають металевий корпус. Його недоліком є складність конструкції, що суттєво збільшує вартість виготовлення та монтажу.



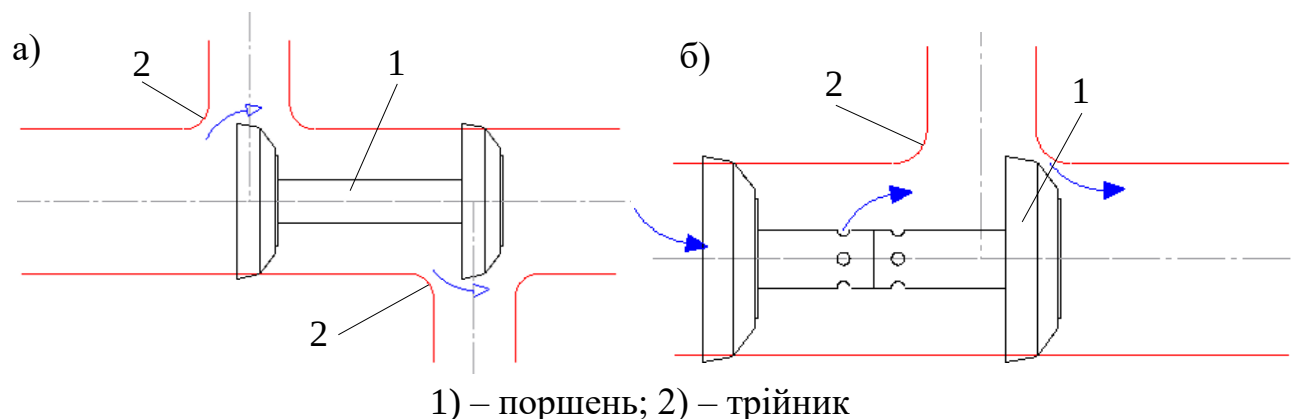
а) – конструктивна схема; б) – напружений стан

Рисунок 1.31 – Y-подібний трійник через який можуть проходити поршні

За даними [242] під час очищення трубопроводів поршнем із пінополіуретану були випадки, коли 16-дюймовий поршень входив в 8-дюймове відгалуження трійника. Щоб цього запобігти на діаметр трубопроводу повинен бути не менше, ніж на 50 % більший, ніж діаметр відгалуження або на початку відгалуження трійника приварюють решітку [243].

А. О'Donoghue [220] зазначає, що якщо трійники розташовані занадто близько, то існує ризик перетікання через поршень та його застрягання (рисунок

1.32, а). Також поршень може застрягнути у трійнику, якщо є перетікання через його корпус між ущільнюючими елементами (рисунок 1.32, б). Застрягання за такими схемами може відбутись якщо занадто мала швидкість потоку.



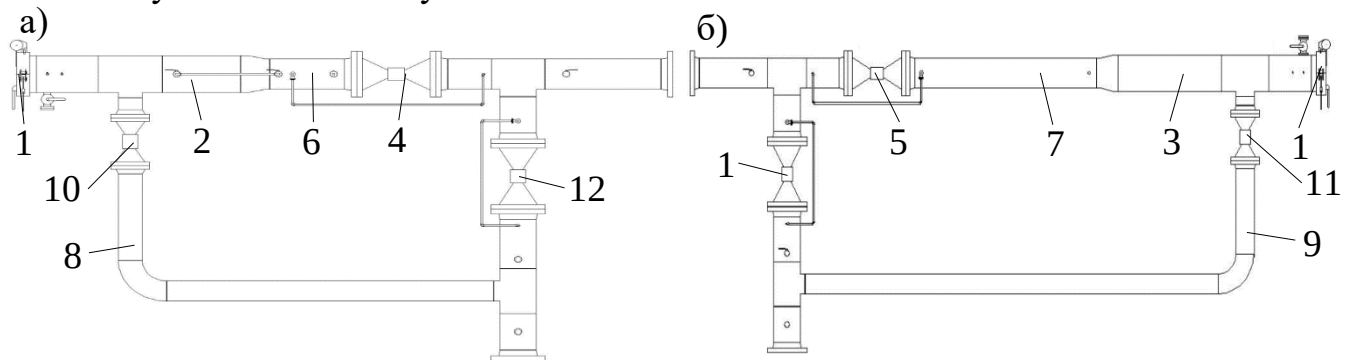
а) – занадто близьке розташування трійників; б) – перетікання через корпус поршня між ущільнюючими елементами

Рисунок 1.32 – Схеми застрягання поршнів у трійнику

1.4 Аналіз конструктивних підходів із запускання та приймання поршнів у трубопроводі

Магістральні трубопроводи обладнують стаціонарними вузлами запускання-приймання поршнів. Їхні технічні характеристики, конструктивні схеми наведено в [244, 245]. Такі вузли складаються з камер запускання-приймання поршнів 2, 3 (рисунок 1.50), вихідної лінії 6 (вхідної лінії 7 для камери приймання) і лінії подавання газу в запоршневий простір 8 (лінії відведення газу для камери приймання 9). Вузли призначені для запускання поршнів великого діаметра, вони мають складну конструкцію. До того ж їх влаштовували під час будівництва магістральних трубопроводів і тому вони запроектовані таким чином, щоб бути органічно поєднаними з технологічною схемою трубопроводу. Натомість трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж мають принципово інші технологічні схеми, технічні характеристики та експлуатаційні умови. Ці відмінності роблять економічно не вигідним, доволі часто неможливим застосування для них вузлів таких

конструкцій. Для таких трубопроводів потрібні компактніші і дешевші вузли, які можна було б легко монтувати.



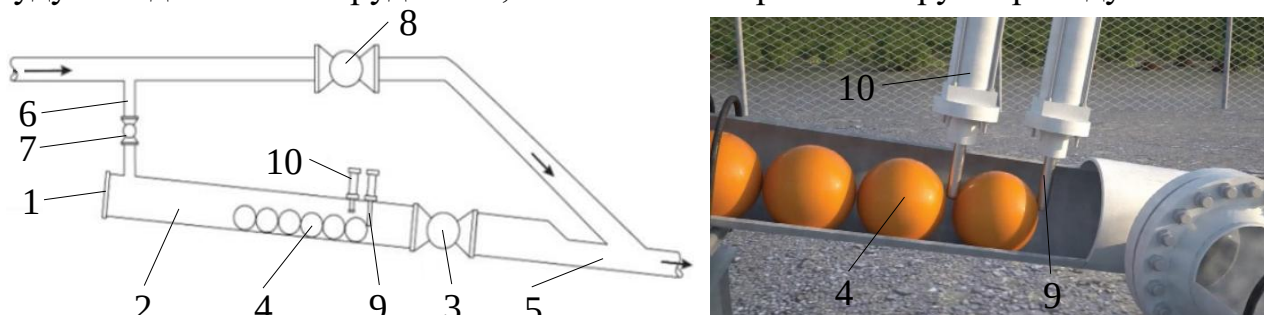
а) – вузол запускання; б) – вузол приймання; 1 – затвор; 2 – камера запускання; 3 – камера приймання; 4 – вихідний рівнопрохідний кран; 5 – вхідний рівнопрохідний кран; 6 – вихідна лінія; 7 – вхідна лінія; 8 – лінія подавання газу в запоршневий простір; 9 – лінія відведення газу; 10 – кран лінії подавання газу в запоршневий простір; 11 – кран лінії відведення газу; 12 – лінійний кран

Рисунок 1.50 – Конструктивні схеми вузлів запускання та приймання поршнів у магістральні трубопроводи

В [246, 247] наведено оригінальну альтернативну конструкцію вузла запускання поршнів (рисунок 1.51), який дає змогу запускати одночасно декілька сферичних поршнів, що мінімізує втрати газу під час виконання таких операцій. Для цього камера запускання 2, в яку можна запасувати від 6 до 12 сферичних поршнів 4, нахилена під кутом від 10° до 15° до поверхні землі. За допомогою двох пускових штифтів 9, які можуть мати гідравлічний, пневматичний або електричний привід 10 здійснюється почергове запускання сферичних поршнів 4. Такий вузол запускання призначений для магістральних трубопроводів, до того ж його недоліками є можливість запускання тільки сферичних поршнів і складні засоби автоматизації.

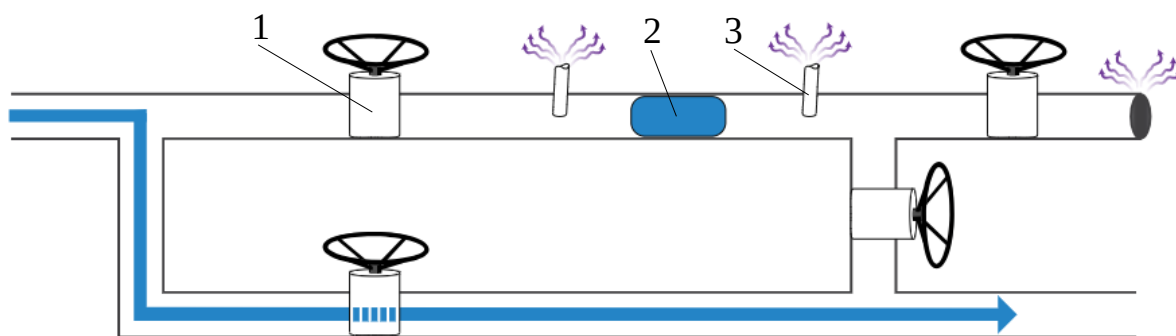
У [248] розроблено конструкцію вузла запускання та приймання поршнів для трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ (рисунок 1.52). Конструкція такого вузла забезпечує можливість його влаштування на прямолінійній надземній ділянці трубопроводу на майданчику установки комплексної підготовки газу. Його недоліками є великі габарити, що ускладнює

монтаж, особливо в обмежених місцях, збільшує обсяг капіталовкладень в переобладнання трубопровідних систем. Також незрозуміло куди і яким чином будуть видалятися забруднення, які витісняє поршень із трубопроводу.



1 – затвор; 2 – камера запускання; 3 – вихідний рівнопрохідний кран;
4 – сферичний поршень; 5 – вихідна лінія; 6 – лінія подавання газу в запоршневий простір; 7 – кран лінії подавання газу в запоршневий простір;
8 – лінійний кран; 9 – пусковий штифт; 10 – привід штифта

Рисунок 1.51 – Автоматичний вузол запускання декількох поршнів

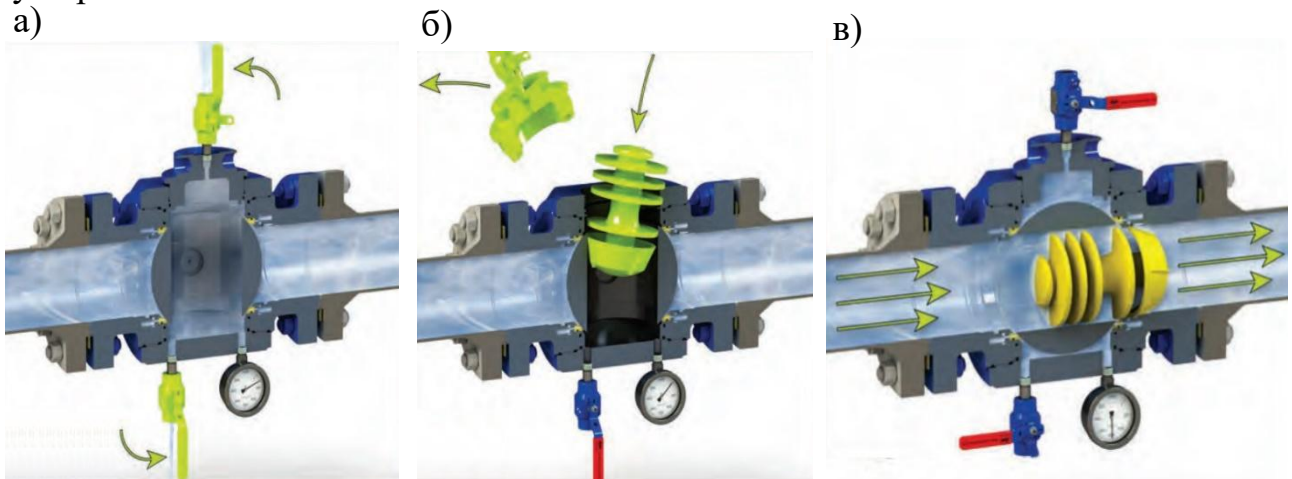


1 – кран; 2 – поршень; 3 – свіча

Рисунок 1.52 – Вузол приймання поршнів для трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ

Ще одним варіантом запускання та приймання поршнів у трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ, газові та теплові мережі є застосування сферичних кранів спеціальної конструкції (рисунок 1.53) [249, 250]. Якщо перекрити такий сферичний кран (рисунок 1.53, а) стає можливим запасувати поршень у перекривний елемент (внутрішню порожнину сфери) (рисунок 1.53, б). Тоді після відкривання крана поршень із перекривного елементу вийде в трубопровід (рисунок 1.53, в). Також за допомогою таких кранів можна прийняти очисний поршень та видалити його із трубопроводу. Щоб зупинити поршень, коли

він буде знаходитись у кулі крана у трубопроводі або вихідному торці кулі повинна бути решітка.



а) – перекривання крана; б) – демонтаж кришки і запасування поршня;
в) – відкривання крана і запускання поршня

Рисунок 1.53 – Сферичний кран для запускання поршнів

Щоб не зупиняти транспортування газу під час запускання та приймання поршнів такі крани мають мати байпасну лінію, на якій установлюють звичайний кран [251]. Для запускання багатьох очисних поршнів (до 11) із невеликим інтервалом часу між запусканнями кран додатково обладнують стволом (рисунок 1.54) [252].



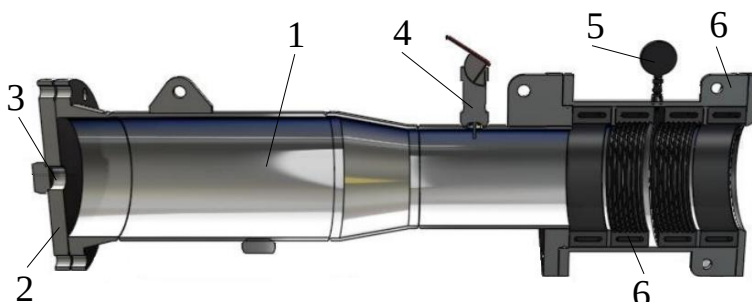
Рисунок 1.54 – Сферичний кран для запускання декількох поршнів

Перевагами таких кранів є компактність, безпечність і простота виконання операцій із запускання, приймання поршнів, невеликі інвестиції в переобладнання трубопровідних систем. Однак, вони мають складну конструкцію і є дорогими, що вимагає значних капіталовкладень для обладнання ними трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж.

Щоб очищувати трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ поршнями М. Братах та О. Фоменко [253] пропонують застосовувати мобільні камери запускання та приймання очисних поршнів [254–256]. Їх перевагами є компактність, можливість надійного та швидкого монтажу, економія коштів на виготовлення та експлуатацію камер, оскільки можливо виконувати очищення декількох газопроводів одним комплектом мобільних камер. Для швидкого приєднання таких камер до трубопроводу та від'єднання від нього В. Богуславський та В. Гончар [257, 258] пропонують застосовувати бугельні замки. Однак, щоб мобільну камери приєднати до трубопроводу він повинен мати вузли під'єднання. Також щоб запустити поршень повинна бути лінія подавання газу у запоршневий простір.

Цікавою є розробка конструкції з'єднання мобільної камери запускання поршнів із трубопроводом компанії Pipeline Products Ltd of Catterick Garrison (рисунок 1.55) [259, 260]. Розроблений з'єднувач дає можливість приєднати мобільну камеру до відкритого торця трубопроводу, який не містить фланця. З'єднання здійснюється системою ущільнень, яка герметизує з'єднання декількома гумовими кільцевими оболонками. Після запасування з'єднувача на відкритий торець трубопроводу здійснюють накачування гумових кільцевих оболонок, що призводить до затискання з'єднувача.

Перевагою такого з'єднувача є швидкість його монтажу та можливість приєднання до відкритого торця трубопроводу. Однак, такий з'єднувач можна застосовувати за тиску в трубопроводі до 2,5 МПа, також його складно виготовити, хоча легко монтувати.



1 – корпус камери; 2 – затвор; 3 – отвір для приєднання лінії подавання газу у запоршневий простір; 4 – сигналізатор проходження поршня; 5 – манометр; 6 – з'єднувач; 7 – надувні гумові кільцеві оболонки

Рисунок 1.55 – Мобільна камера запускання очисних поршнів

1.5 Постановка задач і конкретизація мети досліджень

На сьогодні поршні для очищення, діагностування в основному застосовують у магістральному трубопроводному транспорті. Тому більшість очисних поршнів, вузлів їх запускання-приймання розроблені та протестовані для таких трубопроводів. Також з урахуванням режимів роботи магістральних трубопроводів, їх конструктивних особливостей та геометричних параметрів виконано більшість досліджень руху поршнів трубопроводами, розроблено математичних моделей.

Проблемою систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж є те, що під час проектування таких систем не передбачалось їх очищення поршнями. Тому вони не містять вузлів запускання-приймання поршнів і є розгалуженими мережами трубопроводів, які характеризуються різноманітністю технологічних схем, мають різні перешкоди щодо руху поршнів. Перешкодами є фасонні елементи (крутовигнуті відводи, трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб). Також часто зустрічаються напливи, зміщення кромки в місці зварних з'єднань, виявляють дефекти форми поперечного перерізу труби тощо. Локальні звуження труби, нелінійна геометрична форма фасонних елементів трубопроводів призводять до виникнення великої кількості невизначеностей щодо руху очисних поршнів, особливо за низьких тисків. У таких перешкодах відбувається стискання, вигинання поршнів, що призводить до збільшення

контактних сил та сил тертя. Все це є причиною непередбачуваності застосування поршнів, підвищує ризик їх застрягання, пошкодження, нівелює універсальність і вимагає індивідуального підходу до очищення кожного трубопроводу. Тому щоб запобігти застрягання поршня у трубопроводах систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж треба застосовувати очисні поршні, які мають підвищену прохідну здатність, та здатні якісно очищувати трубопровід. У свою чергу ці показники залежать від матеріалу з якого виготовлений поршень та його геометричної форми. Для їх визначення, прогнозування потрібні теоретичні та експериментальні дослідження.

Щоб теоретично визначити запоршневий тиск необхідний для руху поршня трубопроводом, його проходження різноманітними перешкодами треба розв'язати рівняння руху поршня (1.1). Однак, для цього треба визначити силу тертя між поршнем і внутрішньою стінкою трубопроводу. У свою чергу для визначення сили тертя потрібні глибокі дослідження механіки взаємодії поршня з внутрішньою стінкою труби, з урахуванням геометрії трубопроводу, фізико-механічних властивостей матеріалу з якого виготовлений поршень, його геометричної форми та коефіцієнта тертя. Дослідження механіки взаємодії поршня з внутрішньою стінкою трубопроводу можна виконати аналітичними, числовими та експериментальними методами.

Аналітичними методами необхідно побудувати механіко-математичну модель, яка буде враховувати властивості матеріалів поршнів, геометрію трубопроводу і механіку контактних явищ. Найбільшими перевагами таких методів є можливість отримання узагальнених залежностей для оцінювання впливу багатьох параметрів на контактні сили, запоршневий тиск, висока обчислювальна ефективність порівняно з чисельними. Описані в літературних джерелах аналітичні методи базуються на спрощеному підході, що не дає змогу адекватно врахувати фізичну нелінійність матеріалу поршня, контактні сили, особливо при великих деформаціях поршня зумовлених зміною поперечного перерізу труби, її великими викривленнями, розгалуженнями тощо. До того ж значна їх частина не враховує перепад тиску, який діє на поршень і притискає його ущільнювальні елементи до

внутрішньої стінки трубопроводу. Натомість щоб виконати аналіз механіки взаємодії поршня з внутрішньою стінкою труби треба розв'язати задачу про контактну взаємодію рухомого пружного тіла з оболонкою зі змінною геометрією. Ключову роль у цьому відіграє моделювання контактних явищ, яке дає змогу прогнозувати поведінку поршня в різних експлуатаційних умовах.

Чисельним моделюванням в програмних комплексах необхідно побудувати тривимірні моделі деформацій та розподілу напружень у очисних поршнях, що дає змогу аналізувати взаємодію поршня зі стінкою трубопроводу, його фасонними елементами, виявляти місця нещільного прилягання та виникнення перетікань. При цьому за допомогою такого моделювання можна аналізувати деформації та напруження в поршні для різних його місцезнаходжень у фасонному елементі. За результатами аналізу літературних джерел можна зробити висновок, що під час такого моделювання важливо вибирати не лінійно-пружну модель (із модулем пружності та коефіцієнтом Пуассона), а нелінійну модель. При цьому треба враховувати силу тертя між поршнем і внутрішньою стінкою трубопроводу. Також важливо виконувати верифікацію результатів моделювання порівнянням їх із результатами експериментальних досліджень.

Описані в літературних джерелах методи експериментальних досліджень механіки взаємодії поршня з внутрішньою стінкою трубопроводу полягають у протягуванні поршня трубою та визначенні сили тертя, сили нормальної реакції стінки. Однак, при протягуванні поршня трубою, фасонними елементами не можливо врахувати вплив сили тиску транспортованого середовища на динаміку руху поршня. Тому для виявлення усіх нюансів необхідно дослідити рух поршнів трубопроводами і їх фасонними елементами під дією сили тиску транспортованого середовища. Також такі дослідження дадуть змогу оцінити ефективність очищення трубопроводу поршнями.

Отримане аналітичними методами, чисельним моделюванням та експериментальними дослідженнями розуміння впливу перешкод на динаміку руху очисних поршнів трубопроводами буде сприяти підбору матеріалу для виготовлення поршня, вдосконаленню його геометричної форми.

Проаналізувавши літературні джерела, можна зробити висновок, що більшість очисних поршнів, які їх виробники пропонують сьогодні, є жорсткими, оскільки розроблені для очищення магістральних трубопроводів великого діаметра. Вони містять металевий корпус або виготовлені суцільнолитими з поліуретану, який має велику твердість та малу еластичність, що ускладнює або взагалі унеможливорює їх проходження відводами, особливо малого діаметра з малим радіусом вигину, трійниками та місцями локального звуження трубопроводу. Тому щоб підвищити прохідну здатність очисних поршнів трубопроводами малого діаметра їх треба виготовляти суцільнолитими із матеріалів, які здатні зазнавати надвеликих деформації. Крім того геометрична форма поршнів має бути такою, щоб покращувати їх прохідну здатність. Все це вимагає підбору матеріалів і розроблення технології виготовлення з них дослідних зразків очисних поршнів різної геометричної форми. При цьому основою для вибору матеріалів і розроблення геометричних форм очисних поршнів мають бути результати теоретичного аналізу механіки взаємодії поршня з внутрішньою стінкою труби. Однак, цього не достатньо. Різні матеріали мають різну твердість, різні модулі пружності, механічну міцність та густину. Тому поршні з різних матеріалів різної геометричної форми мають різну прохідну здатність і із різною ефективністю очищують трубопроводи. А тому щоб запобігти їх застряганню, руйнуванню під час руху трубопроводами необхідні експериментальні дослідження прохідної здатності дослідних зразків поршнів та ефективності очищення ними трубопроводів. У цьому випадку експериментальні дослідження є найкращим методом, оскільки дають можливість виявити складні реальні ефекти, які виникають під час руху поршнів трубопроводами, їх фасонними елементами. Тому потрібний комплексний підхід, який полягає у наступному:

- підбір пружних матеріалів різної твердості для виготовлення очисних поршнів;
- на базі результатів теоретичних досліджень розроблення геометричних форм очисних поршнів;
- розроблення технології виготовлення очисних поршнів із різних матеріалів

різної геометричної форми;

- виготовлення дослідних зразків очисних поршнів із різних матеріалів різної геометричної форми;

- визначення ефективності очищення дослідними зразками очисних поршнів горизонтальних та понижених ділянок трубопроводів;

- дослідження динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів трубопроводами, їх фасонними елементами.

Із існуючих на сьогодні розробок очисних поршнів перспективним є застосування саморуйнівних, оскільки у разі їх застосування не треба влаштовувати вузли приймання таких поршнів, однак на сьогодні не досліджено наскільки ефективно вони очищують трубопроводи та їх динаміку руху фасонними елементами трубопроводів і іншими перешкодами. Крім того перспективними є еластичні поршні із пінополіуретану та гелів.

Щоб застосовувати нові розроблені очисні поршні, саморуйнівні поршні та поршні із пінополіуретану і гелів для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж необхідні ґрунтовні лабораторні експериментальні дослідження, промислова апробація. Треба визначити необхідний тиск у запоршневому просторі за якого такі поршні будуть проходити прямолінійні ділянки і фасонні елементи трубопроводів. Також треба експериментально дослідити динаміку руху та деформації дослідних зразків очисних поршнів у фасонних елементах трубопроводів, оцінити ризики щодо їх застрягання, ефективність очищення ними горизонтальних і понижених ділянок трубопроводів. Результати таких досліджень дадуть змогу верифікувати аналітичні, чисельні дослідження, удосконалювати геометричні форми поршнів, ґрунтовніше підходити до планування очищення трубопроводу поршнями, підбору очисних поршнів з урахуванням того, які перешкоди він містить. Щоб це здійснити треба розробити та змонтувати експериментальні установки з сталевих і скляних труб та фасонних елементів, які б містили довгомірні прямолінійні і понижені ділянки.

На сьогодні в літературних джерелах дослідження динаміки руху поршнів

відводами трубопроводів частково виконані аналітичним методом та чисельним моделюванням у програмних комплексах і стосуються великих радіусів вигинів відводів 2DN і більше. Такі результати не є повними, оскільки не верифіковані експериментально та не стосуються крутовигнутих відводів радіусом вигину 1,5DN велику кількість яких містять системи збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж. Що стосується трійників трубопроводів то на сьогодні фізичні процеси, які відбуваються під час руху поршнів їх порожниною не вивчені, оскільки відгалуження усіх рівнопрохідних трійників лінійної частини магістральних трубопроводів ще під час будівництва оснащуються решітками і поршень у них рухається тільки магістраллю. Однак, трійники системи збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж не містять решіток і тому необхідні дослідження динаміки руху поршнів їх порожниною. Відсутність інформації про закономірності руху поршнів трійниками ускладнює оцінювання придатності трубопроводу до застосування того чи іншого поршня, планування, аналіз маршруту його руху трубопроводом, створює велику кількість невизначеностей. Тому необхідні ґрунтовні експериментальні дослідження динаміки руху поршнів крутовигнутими відводами, трійниками, які б дали змогу впевненіше використовувати поршні на практиці, планувати їх маршрути руху.

Щоб запасувати очисний поршень у трубопровід та вилучити з нього потрібні вузли запускання-приймання очисних поршнів. Трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж не містять таких вузлів і тому їх треба ними обладнати. Однак, більшість трубопроводів таких мереж є складними інженерними системами з унікальними характеристиками, які визначаються їх конструктивною схемою та умовами експлуатації. Тому відповідність конструкції вузлів запускання-приймання очисних поршнів технологічній схемі трубопроводу є вирішальним фактором. А отже, необхідно розробити вузли запускання-приймання поршнів конструкція яких була б такою, щоб їх можна було влаштувати із мінімальними змінами технологічної схеми трубопроводу та мінімальним втручанням в транспортний процес під час запускання і приймання поршнів. Такі вузли мають не тільки

відповідати технологічній схемі трубопроводу, а й бути легкі в монтажі, компактні, простоті у виконанні та дешеві.

Тому мета дисертаційної роботи полягає в розвитку наукових основ очищення систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж шляхом розроблення очисних поршнів із пружних матеріалів, конструктивних рішень із їх запускання-приймання, дослідження ефективності їх роботи та контактної взаємодії із стінкою трубопроводів і фасонних елементів.

Завданнями наукових досліджень є:

- проаналізувати сучасні підходи, технологічні рішення та результати досліджень щодо очищення трубопроводів поршнями від накопичених забруднень;

- розробити механіко-математичну модель контактної взаємодії рухомого поршня із пружного матеріалу зі стінкою трубопроводу змінної внутрішньої геометрії;

- розробити технологію виготовлення очисних поршнів із різних пружних матеріалів різної геометричної форми;

- експериментально дослідити вплив геометричної форми та фізико-механічних властивостей матеріалу очисних поршнів на ефективність очищення та динаміку руху трубопроводами;

- дослідити динамічні та механічні процеси, які відбуваються під час проходження поршнями відводів трубопроводів;

- дослідити закономірності впливу напрямків руху потоків у трійниках і зміни діаметра трубопроводу у перехідниках на кінематичні та механічні процеси руху поршнів;

- розробити конструктивні рішення з запускання/приймання поршнів у трубопроводи систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж;

- розробити алгоритм виконання робіт із впровадження технології внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів та апробувати його на трубопроводах систем збирання та транспортування газу газових родовищ та газових і теплових мереж.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ СУЦІЛЬНОЛИТИХ ОЧИСНИХ ПОРШНІВ ІЗ ПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ ТРУБОПРОВОДАМИ

Розроблено механіко-математичні моделі для аналітичного дослідження руху суцільнолитого пружного очисного поршня трубопроводом із змінною внутрішньою геометрією. Сформульовано та розв'язано контактні задачі про взаємодію поршня з осесиметричним звуженням труби. Побудовано аналітичний розв'язок сформульованої задачі і екстрапольовано її, що дало змогу отримати окремі аналітичні рішення для випадків руху пружного поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу із незмінним внутрішнім діаметром, руху пружного поршня запасованого в трубопровід з рівномірним натягом та проходження поршнем напливу у порожнину трубопроводу в місці зварного шва. За розв'язком сформульованих контактних задач досліджено вплив лобового опору, натягу, тертя, пружних модулів матеріалу та геометричних розмірів поршня на його напружений стан та величину запоршневого тиску. Розроблено рекомендації щодо проектування поршнів із пружних матеріалів.

2.1 Постановка задачі контактної взаємодії пружного поршня з трубопроводом за наявності осесиметричного звуження

Виснаження переважної більшості газових родовищ в Україні супроводжується суттєвим зниженням пластових і робочих тисків, зростання об'ємної частки рідкої фази у газовому потоці. Рух багатофазового потоку в системах збирання та транспортування газу газових родовищ відбувається в умовах складного розподілу основних параметрів – тиску, швидкості, температури та фазової концентрації [60–63]. Від привибійної зони до кінцевих пунктів збору газу спостерігається гравітаційне розділення фаз, що сприяє накопиченню рідинної фази у понижених ділянках газопроводів. Такі накопичення призводять до суттєвого збільшення гідравлічного опору трубопроводу та впливає на режимні

параметри роботи свердловин, що призводить до багатьох негативних наслідків [44]. Існує низка методів видалення накопиченої рідини з трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ. Однак, на практиці в основному застосовують метод продування [42]. Незважаючи на свою простоту та ефективність суттєвим недоліком такого методу є те, що він не відповідає принципам декарбонізації [43] та енергозбереження в нафтогазовій галузі, оскільки пов'язаний зі значними викидами в довкілля метану.

Окрім рідинних забруднень у трубопроводах, особливо в теплових мережах, відбувається накопичення відкладів на внутрішній стінці. Ці забруднення суттєво збільшують енерговитрати на транспортування. Для видалення таких відкладів можна використовувати різноманітні внутрішньотрубні пристрої та роботи [59], однак ці методи мають ряд суттєвих недоліків, зокрема необхідність повної зупинки роботи трубопроводу та його спорожнення, потрібен висококваліфікований персонал, велика початкова вартість техніки, дороге обслуговування тощо.

Тому кардинальним методом вирішення цих проблем є застосування очисних поршнів, які механічно видаляють накопичену рідину та інші забруднення з трубопроводів. Такі поршні зазвичай виготовляють з пінополіуретану, уретану, поліуретану та інших еластомерів [61]. Так як промислові трубопроводи в основному експлуатуються під низьким тиском, особливо газопроводи виснажених газових родовищах, розподільних газових мережах низького тиску, то особливе значення має достовірна інформація про величину необхідного запоршневого тиску для руху очисного поршня без зупинок. Особливо це стосується трубопроводів які містять різноманітні перешкоди руху поршням.

Гарантування проходження очисного поршня трубопроводом із різноманітними перешкодами, зокрема напливами у порожнину трубопроводу в місці зварних швів, особливо у системах з низьким тиском, вимагає глибокого аналізу механіки його взаємодії з внутрішньою стінкою труби, з урахуванням складної геометрії трубопроводів та фізико-механічних властивостей матеріалів поршня. Ключову роль у цьому відіграє моделювання контактних явищ, яке дає

змогу прогнозувати поведінку поршня в різних експлуатаційних умовах. Розуміння впливу перешкод сприяє вдосконаленню конструкції поршнів, підвищенню їх зносостійкості. У результаті ці дослідження дозволяють знижувати експлуатаційні ризики та забезпечувати надійну роботу трубопровідних систем навіть за складних умов.

Розглядаємо задачу про рух суцільнолитого циліндричного пружного поршня радіуса R та довжини l прямолінійним трубопроводом внутрішнього радіусу R та малим осесиметричним звуженням, яке описується нерівномірним радіальним натягом $\delta \ll R$ (рисунок 2.1).

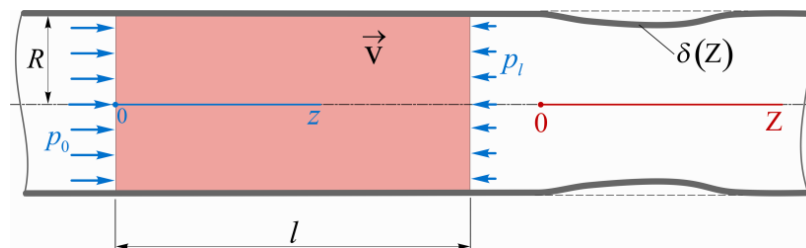


Рисунок 2.1 – Схема руху очисного поршня трубопроводом з осесиметричним звуженням

Під дією запоршневого тиску p_0 пружний деформівний поршень рухається трубопроводом (зліва направо), долаючи лобовий опір p_l та дотичні сили опору, спричинені фрикційним проковзуванням бічної поверхні стінкою труби.

Треба дослідити напружений стан поршня та встановити величину запоршневого тиску, необхідну для руху поршня трубопроводом без зупинок.

Дослідження проводимо у квазістатичній постановці, нехтуючи силами інерції. Режим попереднього зміщення, який передуює зрушенню поршня з місця теж не розглядаємо.

Деформації пружного поршня вважаються малими, а стінка труби – абсолютно жорсткою.

Геометрію об'єкта та системи координат показано на рисунку 2.1. Симетрія навантаження та форма труби і поршня дозволяють розглядати стан осесиметричної деформації.

Треба наголосити, що ми працюватимемо з двома системами циліндричних

координат: нерухома $O r \theta Z$, зв'язана з перешкодою, і рухома $0 r \theta z$, зв'язана з поршнем. Має місце формула переходу між системами відліку

$$Z = z - l + s, \quad (2.1)$$

де S – довжина частини поршня, яка зайшла у перешкоду-звуження (відраховується від початку нерухомої системи координат O до правого кінця поршня при його русі зліва направо).

Для отримання аналітичної оцінки основних ефектів побудовано одновимірну інженерну модель пружного циліндричного поршня, яка включає:

– припущення про розподіл напружень і переміщень у перерізі

$$\sigma_r(r, z) = \sigma_\theta(r, z) = \sigma(z), \quad \sigma_z(r, z) = \sigma_z(z), \quad \tau_{rz}(r, z) = \tau(z)r / R; \quad (2.2)$$

$$u_r(r, z) = w(z)r / R, \quad u_z(r, z) = u(z); \quad (2.3)$$

– усереднене поперечним перерізом трубопроводу рівняння рівноваги

$$\frac{d\sigma_z}{dz} + 2\frac{\tau}{R} = 0, \quad z \in (0, l); \quad (2.4)$$

– співвідношення Коші

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\theta = \frac{w}{R}, \quad \varepsilon_z = \frac{du}{dz}; \quad (2.5)$$

– усереднений закон Гука

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\theta = \frac{1}{E}((1-\nu)\sigma - \nu\sigma_z), \quad \varepsilon_z = \frac{1}{E}(\sigma_z - 2\nu\sigma); \quad (2.6)$$

– умови фрикційного контакту з нерівномірним натягом на бічній поверхні

$$w + \delta(z) = 0, \quad \tau = (f + \delta'(z))\sigma, \quad \sigma < 0; \quad (2.7)$$

– крайову умову на передньому (правому) торці поршня

$$\sigma_z(l) = -p_l; \quad (2.8)$$

– еквівалентне напруження Мізеса

$$\sigma_{eq}(r, z) = \sqrt{(\sigma(z) - \sigma_z(z))^2 + 3(\tau(z)r / R)^2}. \quad (2.9)$$

У (2.2)–(2.9) σ , τ – нормальне та дотичне контактні напруження на бічній

поверхні поршня, σ_z – середнє осьове напруження в поршні, $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta, \varepsilon_z$ – нормальні деформації, u, w – осьове та радіальне переміщення бічної поверхні, E, ν – модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона матеріалу поршня, f – коефіцієнт тертя пари труба–поршень. Штрихом позначено похідну за осьовою координатою

$$\delta'(z) = \frac{d\delta(z)}{dz}. \quad [52]$$

У (2.7) перша рівність описує умову нормального контакту з радіальним натягом, а друга рівність означає, що дотичні сили опору містять дві складові: силу кулонівського тертя та опір, спричинений кутом атаки (нерівномірністю натягу). Під час побудови цих співвідношень припускали, що кут атаки малий: $\delta'(z) \ll 1$, і нехтували величинами порядку $(\delta'(z))^2$ порівняно з одиницею.

Відзначимо, що побудовані методом гіпотез усереднені співвідношення (2.2)–(2.6) можна також отримати, застосовуючи операторний метод для суцільного циліндра [261]. За рівнем строгості вони відповідають безмоментній теорії оболонок.

2.2 Аналітичний розв’язок контактної задачі руху поршня ділянкою трубопроводу з осесиметричним звуженням

Побудуємо аналітичний розв’язок модельної контактної задачі (2.2)–(2.8). Для цього виконаємо такі дії. Порівняєм (2.5) та (2.6) і виразимо радіальне переміщення поверхні поршня через напруження

$$\frac{w}{R} = \frac{1}{E} ((1-\nu)\sigma - \nu\sigma_z). \quad (2.10)$$

Долученням до цієї залежності умову радіального натягу (перша рівність у (2.7)), знайдемо зв’язок між контактним та осьовим напруженнями

$$\sigma(z) = \frac{1}{1-\nu} \left(\nu\sigma_z(z) - E \frac{\delta(z)}{R} \right). \quad (2.11)$$

Тоді із (2.7) знаходимо

$$\tau(z) = (f + \delta'(z))\sigma(z) = \frac{f + \delta'(z)}{1-\nu} \left(\nu\sigma_z(z) - E \frac{\delta(z)}{R} \right). \quad (2.12)$$

Підставимо цей результат у рівняння рівноваги (2.4) і отримаємо ключове диференціальне рівняння контактної задачі. Таким чином, сформульовану задачу (2.2)–(2.8) звели до задачі Коші для неоднорідного диференціального рівняння першого порядку із змінним коефіцієнтом

$$\frac{d\sigma_z}{dz} + \frac{2}{R} \frac{f + \delta'(z)}{1-\nu} \left(\nu\sigma_z - E \frac{\delta(z)}{R} \right) = 0, \quad z \in (0, l); \quad (2.13)$$

$$\sigma_z(l) = -p_l. \quad (2.14)$$

Побудуємо аналітичний розв'язок задачі (2.13), (2.14) у квадратурах.

Для цього перепишемо (2.9) у формі

$$\frac{d\sigma_z}{dz} + F'(z)\sigma_z = \frac{E}{\nu} F'(z) \frac{\delta(z)}{R}, \quad z \in (0, l), \quad (2.15)$$

де

$$F'(z) = \frac{2\nu}{1-\nu} \frac{f + \delta'(z)}{R}. \quad (2.16)$$

Загальний розв'язок неоднорідного рівняння (2.15) є сумою загального розв'язку відповідного однорідного рівняння та будь-якого часткового розв'язку неоднорідного рівняння

$$\sigma_z(z) = Ae^{-F(z)} + \sigma_z^*(z). \quad (2.17)$$

Тут A – довільна стала

$$F(z) = \int_0^z F'(\zeta) d\zeta = \frac{2\nu}{1-\nu} \frac{fz + \delta(z) - \delta(0)}{R}. \quad (2.18)$$

У свою чергу частковий розв'язок знайдемо методом невизначеної сталої, а саме у формі

$$\sigma_z^*(z) = C(z)e^{-F(z)}. \quad (2.19)$$

Підставимо вираз (2.19) у рівняння (2.15) і отримаємо

$$C'(z)e^{-F(z)} = \frac{E}{\nu} F'(z) \frac{\delta(z)}{R}, \quad z \in (0, l). \quad (2.20)$$

Інтегруючи (2.20), знаходимо

$$C(z) = -\frac{E}{\nu} \int_z^l e^{F(\zeta)} F'(\zeta) \frac{\delta(\zeta)}{R} d\zeta. \quad (2.21)$$

Вираз для загального розв'язку рівняння (2.17) набуває вигляду

$$\sigma_z(z) = \left(A - \frac{E}{\nu} \int_z^l e^{F(\zeta)} F'(\zeta) \frac{\delta(\zeta)}{R} d\zeta \right) e^{-F(z)}. \quad (2.22)$$

Із “початкової” умови (2.14) знаходимо константу $A = -p_l e^{F(l)}$, а тоді і остаточний аналітичний розв'язок задачі

$$\sigma_z(z) = -p_l e^{F(l)-F(z)} - \frac{E}{\nu} \int_z^l e^{F(\zeta)-F(z)} F'(\zeta) \frac{\delta(\zeta)}{R} d\zeta. \quad (2.23)$$

З урахуванням формул (2.5), (2.6) та (2.9), за знайденим осьовим напруженням (2.23) визначено контактні та еквівалентні напруження на бічній поверхні циліндричного поршня

$$\sigma(z) = \frac{1}{1-\nu} \left(\nu \sigma_z(z) - E \frac{\delta(z)}{R} \right), \quad \tau(z) = (f + \delta'(z)) \sigma(z), \quad (2.24)$$

$$\sigma_{eq}(R, z) = \sqrt{(\sigma(z) - \sigma_z(z))^2 + 3\tau^2(z)}, \quad (2.25)$$

а також величину запоршневого тиску, необхідну для руху поршня

$$p_0 = -\sigma_z(0) = p_l e^{F(l)} + \frac{E}{\nu} \int_0^l e^{F(\zeta)} F'(\zeta) \frac{\delta(\zeta)}{R} d\zeta. \quad (2.26)$$

На отримане рівняння (2.26) звертатимемо найбільшу увагу у подальшому аналізі.

Відзначимо, як свідчить (2.9), у фіксованому поперечному перерізі $z = \text{const}$ найбільші еквівалентні напруження спостерігаються саме на зовнішній поверхні

$$\max_{r \in [0, R]} \sigma_{eq}(r, z) = \sigma_{eq}(R, z), \quad (2.27)$$

і розраховуються за (2.25).

Загалом напруження в поршні, опір руху поршня, мають дві складові:

– фрикційну, пропорційну до лобового опору p_l та залежну від приросту натягу $\delta(z)$;

– деформаційну, пропорційну до жорсткості поршня та залежну від натягу і кута атаки $\delta'(z)$.

Розглянемо вплив цих чинників окремо, розшифровуючи загальні аналітичні результати (2.23)–(2.26) для найтипівіших варіантів перешкод у трубопроводах систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж.

2.3 Рух поршня прямою ділянкою трубопроводом із незмінним внутрішнім діаметром

Розглянемо найпростіший випадок рух поршня трубопроводом, який не містить перешкод.

Нехай поперечні розміри поршня і трубопроводу рівні (натяг відсутній, $\delta=0$), а опір просуванню поршня спричинений тільки фронтальним засміченням ($p_l \neq 0$) (рисунок 2.2).

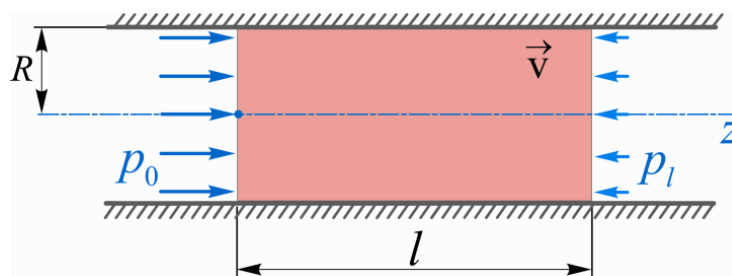


Рисунок 2.2 – Схема руху поршня ділянкою трубопроводу із незмінним внутрішнім діаметром

У цьому разі приймаємо

$$F(z) = \lambda z, \quad \lambda = \frac{2\nu}{1-\nu} \frac{f}{R}. \quad (2.28)$$

Тоді із (2.23)–(2.26) слідує

$$\sigma_z(z) = -p_l e^{\lambda(l-z)}, \sigma(z) = -\frac{\nu}{1-\nu} p_l e^{\lambda(l-z)}, \tau(z) = -\frac{f\nu}{1-\nu} p_l e^{\lambda(l-z)};$$

$$\sigma_{eq}(R, z) = \frac{\sqrt{(1-2\nu)^2 + 3f^2\nu^2}}{1-\nu} p_l e^{\lambda(l-z)}, \quad (2.29)$$

$$p_0 = p_l e^{\lambda l}. \quad (2.30)$$

Отож, (2.29) та (2.30) є результатом розв'язання контактної задачі за відсутності натягу.

Розглянемо деякі граничні випадки цього розв'язку.

У частковому випадку $\lambda = 0$ ($f = 0$ і/або $\nu = 0$) контактні напруження відсутні: $\sigma(z) = 0, \tau(z) = 0$, і поршень перебуває в умовах рівномірного осевого стиску: $\sigma_z(z) = -p_l, \sigma_{eq}(R, z) = p_l, p_0 = p_l$. [52]

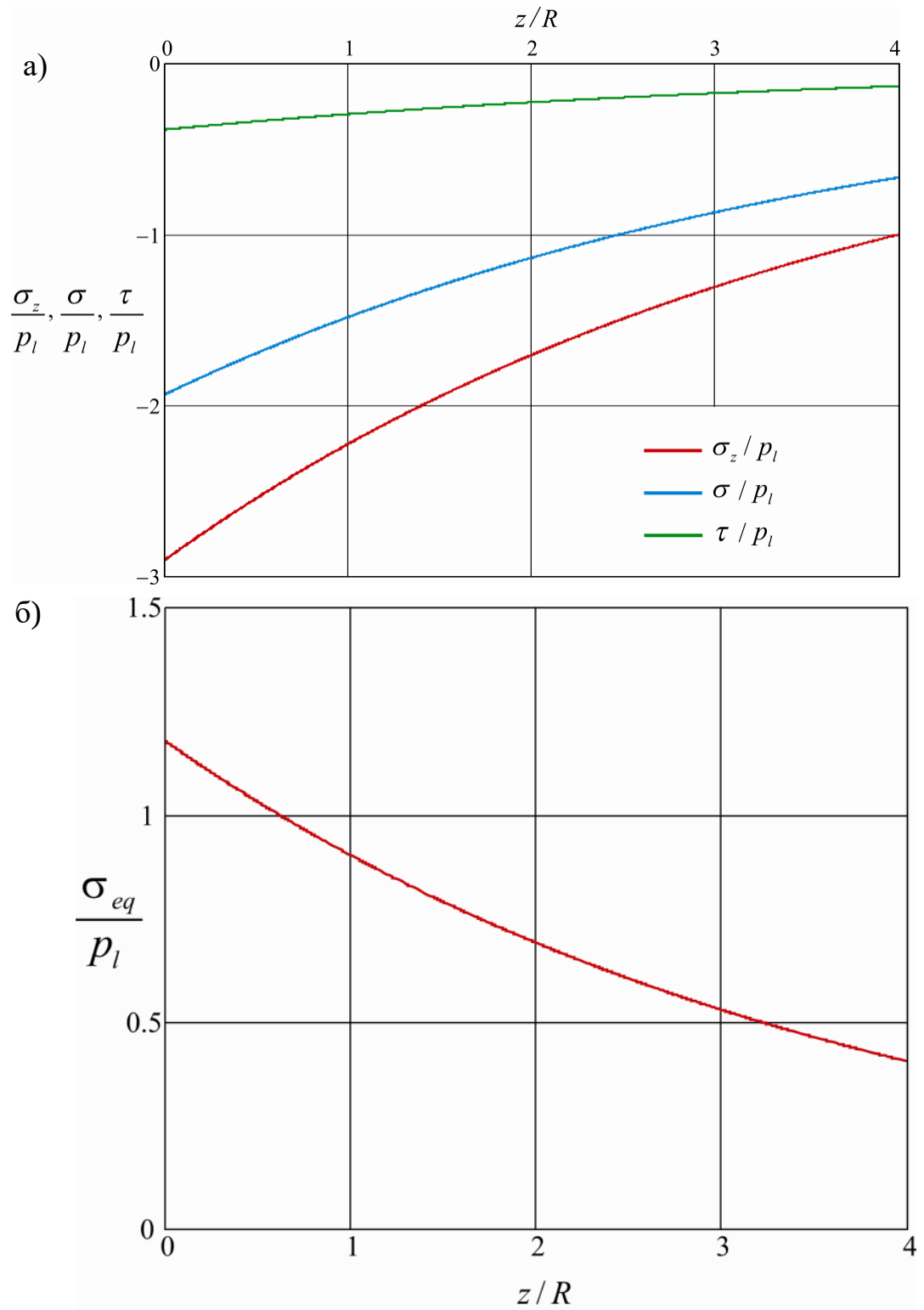
Результати табулювання виразів для напружень (2.29) при фіксованих значеннях геометричних і механічних параметрів $l = 4R, \nu = 0.4, f = 0.2$ показано на рисунок 2.3. Тут відзначимо типові експоненціальні залежності напружень від осевої координати. Такі закономірності, як правило, характерні для фрикційної взаємодії оболонки з пружним наповнювачем [262–267].

Розподіли усіх напружень є монотонними функціями від z . Найбільше еквівалентне напруження спостерігаємо в тильній частині поршня при $z = 0$

$$\max_{z \in [0, l]} \sigma_{eq}(R, z) = \sigma_{eq}(R, 0) = \frac{\sqrt{(1-2\nu)^2 + 3f^2\nu^2}}{1-\nu} p_l e^{\lambda l}. \quad (2.31)$$

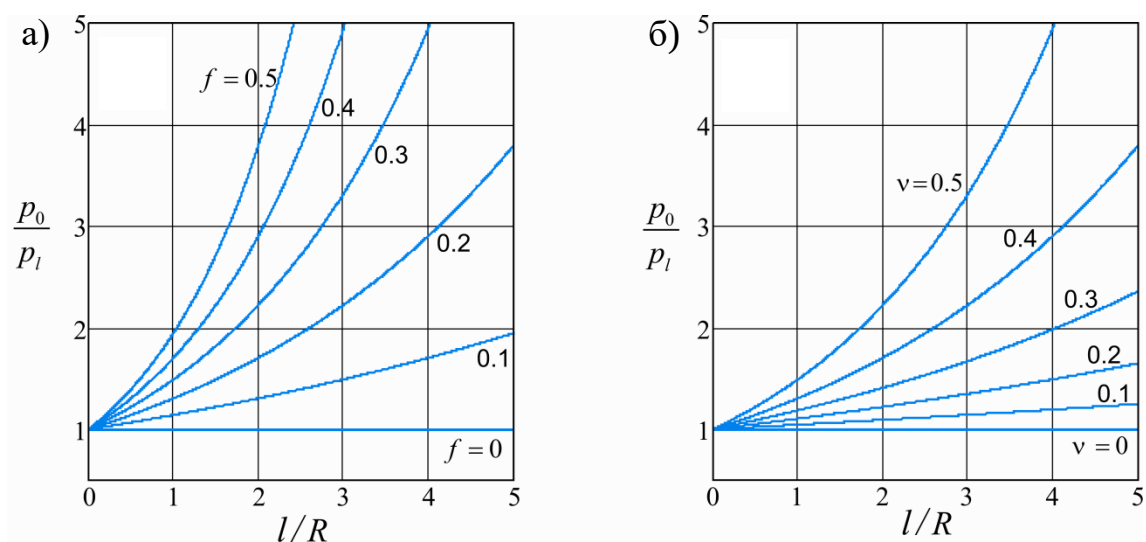
На рисунках 2.4–2.6 детально подано залежності запоршневого тиску від механічних та геометричних параметрів задачі, симульовані за формулою (2.30). Очевидно, запоршневий тиск p_0 завжди більший від лобового опору p_l .

Отримані результати показують, що запоршневий тиск p_0 лінійно зростає при збільшенні лобового опору p_l , експоненційно зростає при збільшенні коефіцієнта тертя f та відносної довжини поршня l/R та нелінійно зростає при збільшенні коефіцієнта Пуассона матеріалу поршня ν .



- а) – осьове напруження σ_z та контактні напруження σ і τ ;
 б) – еквівалентне напруження Мізеса на бічній поверхні поршня

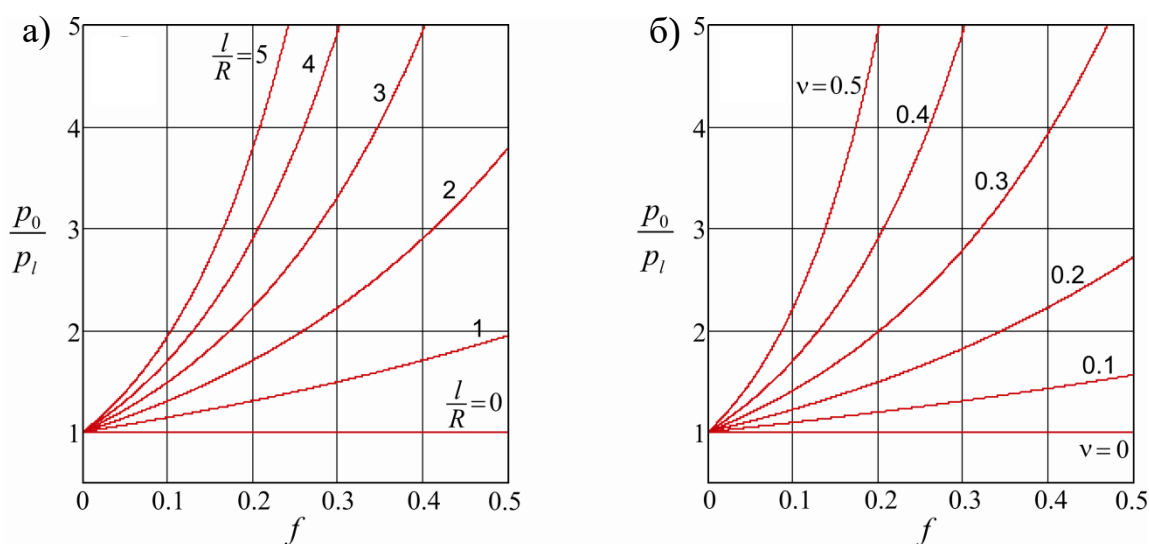
Рисунок 2.3 – Розподіл напружень вздовж поршня



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – фіксований коефіцієнт тертя $f = 0,2$

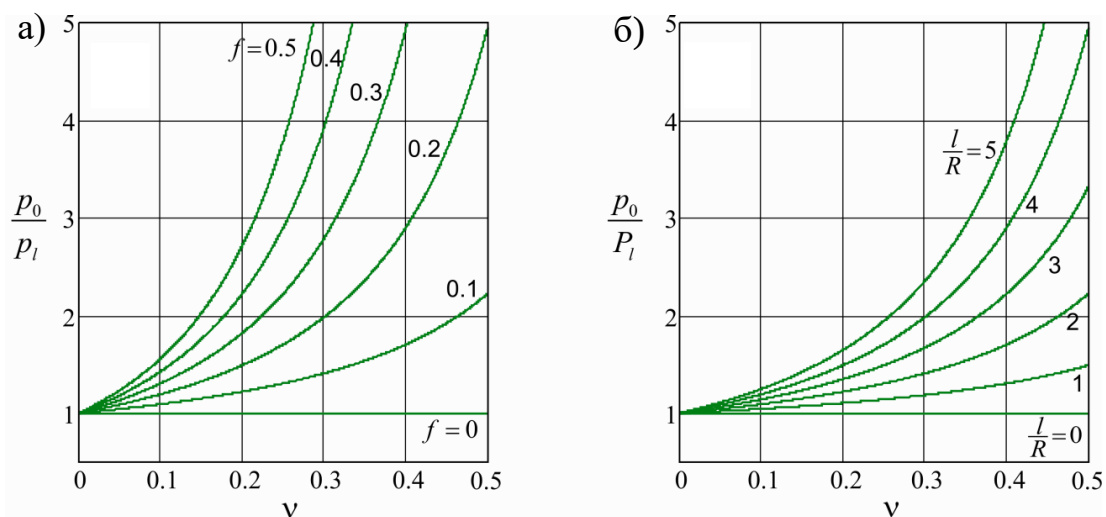
Рисунок 2.4 – Залежність запоршневого тиску від довжини поршня



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – фіксована довжина поршня $l/R = 4$

Рисунок 2.5 – Залежність запоршневого тиску від коефіцієнта тертя

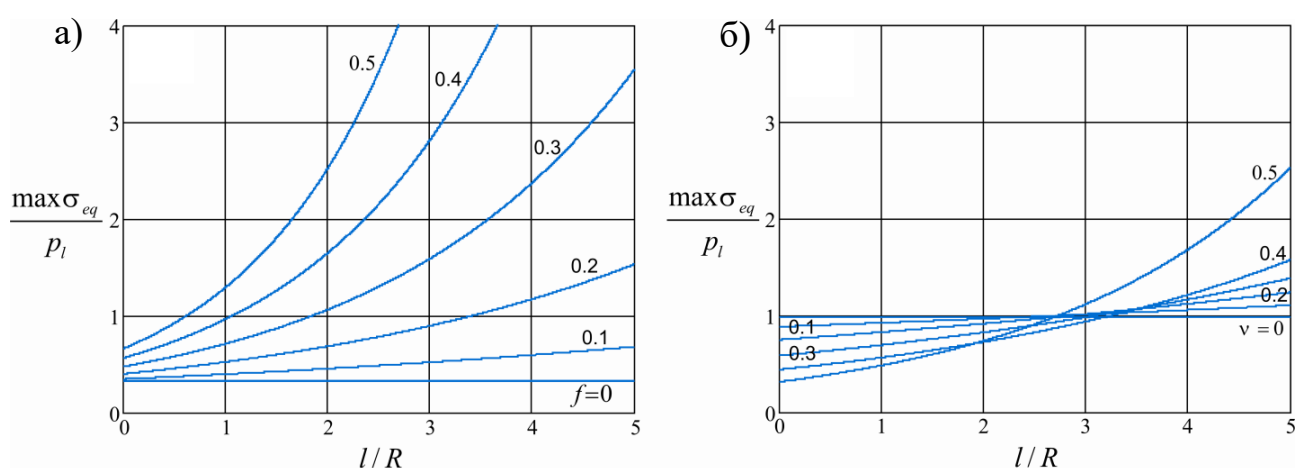


а) – фіксована довжина поршня $l / R = 4$;

б) – фіксований коефіцієнт тертя $f = 0,2$

Рисунок 2.6 – Вплив ефекту Пуассона на величину запоршневого тиску

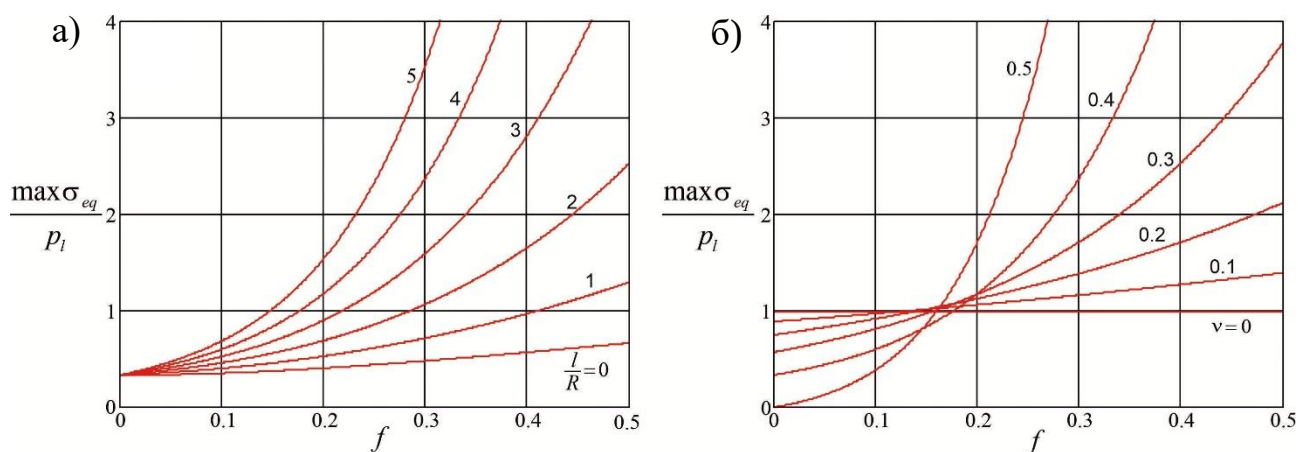
Подібні детальні закономірності впливу механічних та геометричних параметрів на величину максимального напруження Мізеса (2.31) показано на рисунках 2.7–2.9.



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – коефіцієнт тертя $f = 0,2$

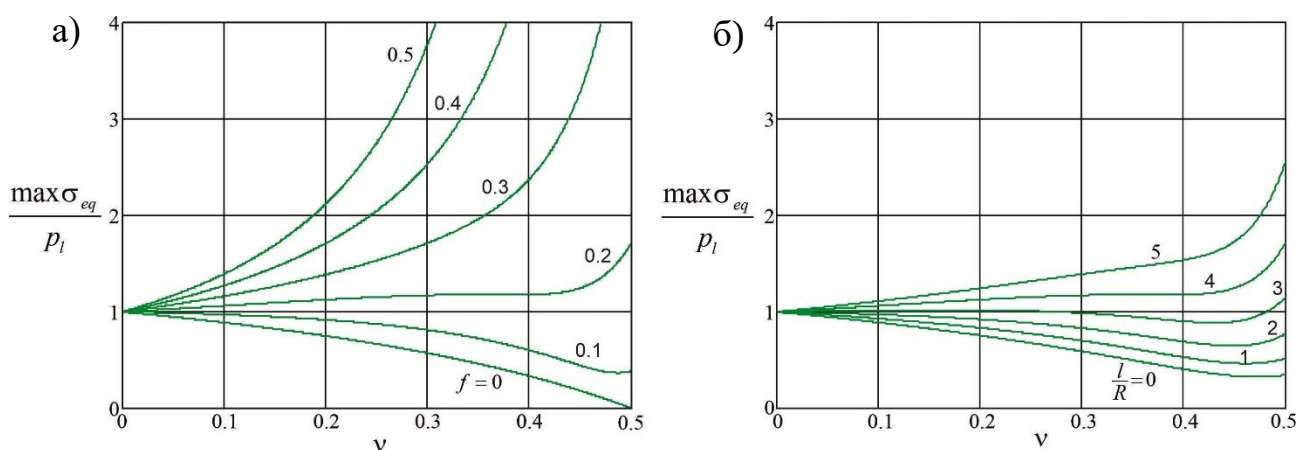
Рисунок 2.7 – Залежність максимуму еквівалентного напруження від довжини поршня



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – довжина поршня $l/R = 4$

Рисунок 2.8 – Вплив коефіцієнта тертя на максимальні еквівалентні напруження у поршні



а) – фіксована довжина поршня $l/R = 4$;

б) – коефіцієнт тертя $f = 0,2$

Рисунок 2.9 – Вплив коефіцієнта Пуассона матеріалу поршня на максимальні еквівалентні напруження

Тут теж спостерігаємо, що $\max \sigma_{eq}$ лінійно залежить від лобового опору та експоненційно зростає із збільшенням відносної довжини. Крім того, маємо нелінійний ріст найбільшого напруження Мізеса при збільшенні коефіцієнта тертя. Щодо ефекту Пуассона, то ситуація неоднозначна. Для малих коефіцієнтів тертя $\max \sigma_{eq}$ монотонно спадає при збільшенні ν , а для великих – монотонно нелінійно

зростає. Для коротких поршнів найбільше напруження немонотонно зменшується із зростанням коефіцієнта Пуассона, а для довгих – монотонно і нелінійно збільшується. [52]

У всіх наступних прикладах вважатимемо, що лобовий опір відсутній ($p_l = 0$), тобто окремо аналізуємо тільки вплив звуження.

2.4 Рух поршня запасованого в трубопроводі з рівномірним натягом

Нехай поршень запасовано в трубопроводі з натягом $\delta(z) = \text{const} > 0$ (рисунок 2.10).

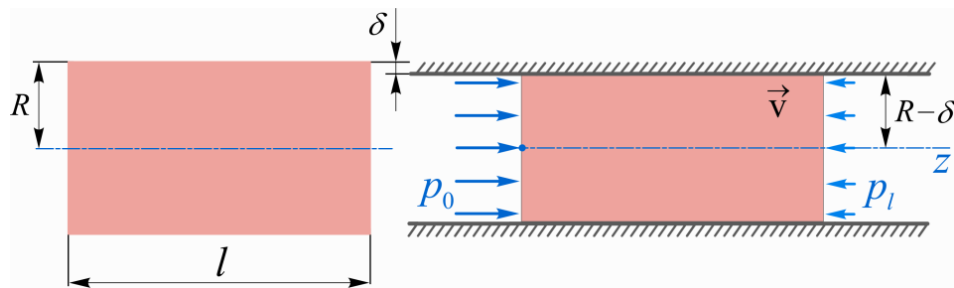


Рисунок 2.10 – Пружний поршень у рівномірно звуженій трубі

Тоді $\delta'(z) = 0$, $F(z) = \lambda z$, $F'(z) = \lambda$. Обчисливши інтеграли, із (2.23)–(2.26) отримуємо

$$\sigma_z(z) = -\frac{E}{\nu} \frac{\delta}{R} \left(e^{\lambda(l-z)} - 1 \right), \quad \sigma(z) = -\frac{E}{1-\nu} \frac{\delta}{R} e^{\lambda(l-z)}, \quad \tau(z) = -\frac{fE}{1-\nu} \frac{\delta}{R} e^{\lambda(l-z)};$$

$$\sigma_{eq}(R, z) = \frac{E}{1-\nu} \frac{\delta}{R} \sqrt{\left(\frac{(1-2\nu)e^{\lambda(l-z)} - (1-\nu)}{\nu} \right)^2 + 3f^2 e^{2\lambda(l-z)}}, \quad (2.32)$$

$$p_0 = \frac{E}{\nu} \frac{\delta}{R} \left(e^{\lambda l} - 1 \right). \quad (2.33)$$

У частковому випадку гладкого проковзування без тертя ($f = 0$, $\lambda = 0$) співвідношення (2.32), (2.33) вироджуються

$$\sigma_z(z) = 0, \quad \sigma(z) = -\frac{E}{1-\nu} \frac{\delta}{R}, \quad \tau(z) = 0, \quad \sigma_{eq}(R, z) = \frac{E}{1-\nu} \frac{\delta}{R}, \quad p_0 = 0. \quad (2.34)$$

Це означає, що в цьому разі рух відбувається без опору.

За відсутності ефекту Пуассона граничний перехід $\nu \rightarrow 0$ у (2.32), (2.33) призводить до наступного результату

$$\sigma_z(z) = -2fE \frac{\delta}{R} \frac{l-z}{R}, \quad \sigma(z) = -E \frac{\delta}{R}, \quad \tau(z) = -fE \frac{\delta}{R}; \quad (2.35)$$

$$\sigma_{eq}(R, z) = E \frac{\delta}{R} \sqrt{\left(2f \frac{l-z}{R} - 1\right)^2 + 3f^2}; \quad p_0 = 2f \frac{l}{R} E \frac{\delta}{R}. \quad (2.36)$$

У цьому випадку контактні напруження розподіляються рівномірно вздовж бічної поверхні поршня, а осьові напруження змінюються лінійно від 0 до $(-p_0)$. Тепер легко переконатись, що запоршневий тиск на торці поршня урівноважується дотичними напруженнями на бічній поверхні

$$p_0 \cdot \pi R^2 + \tau \cdot 2\pi Rl = 0. \quad (2.37)$$

На рисунку 2.11 зображено розподіли напружень у поршні за осьовою координатою, побудовані за формулами (2.32). [52]

Як видно з рисунку 2.11 осьові та контактні напруження в поршні експоненційно залежать від осьової координати. Натомість закономірності розподілу еквівалентного напруження дещо складніші. Для майже нестисливих матеріалів (ν близьке до 0,5) σ_{eq} є монотонною функцією від z з максимумом на задньому торці поршня. Для менших значень коефіцієнта Пуассона спостерігаємо немонотонну зміну еквівалентного напруження з можливою передислокацією максимуму на передній торець поршня.

Залежності безрозмірних значень запоршневого тиску та максимального напруження Мізеса від геометричних та механічних параметрів задачі показано відповідно на рисунках 2.12–2.17.

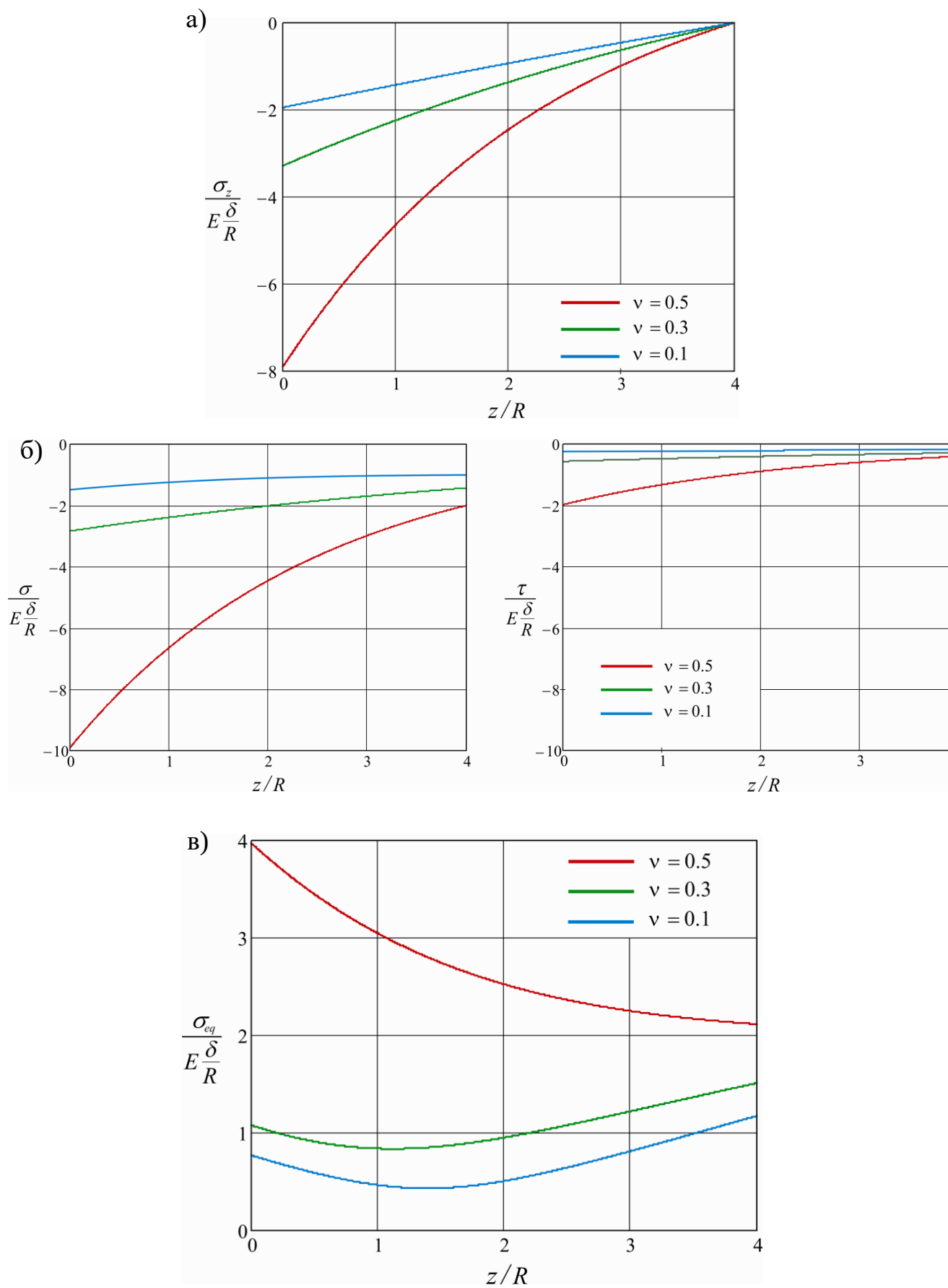
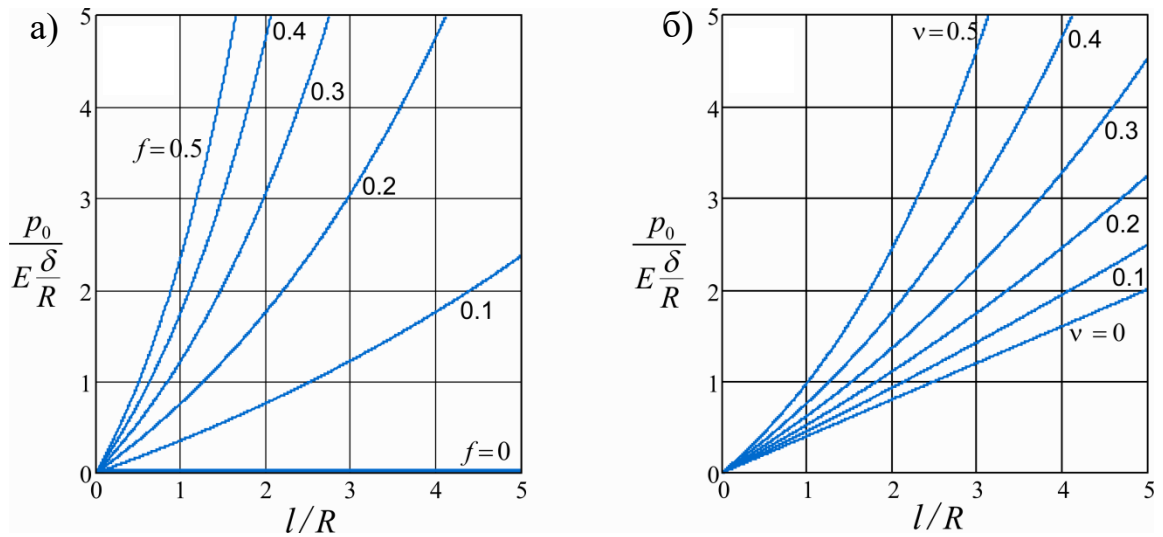


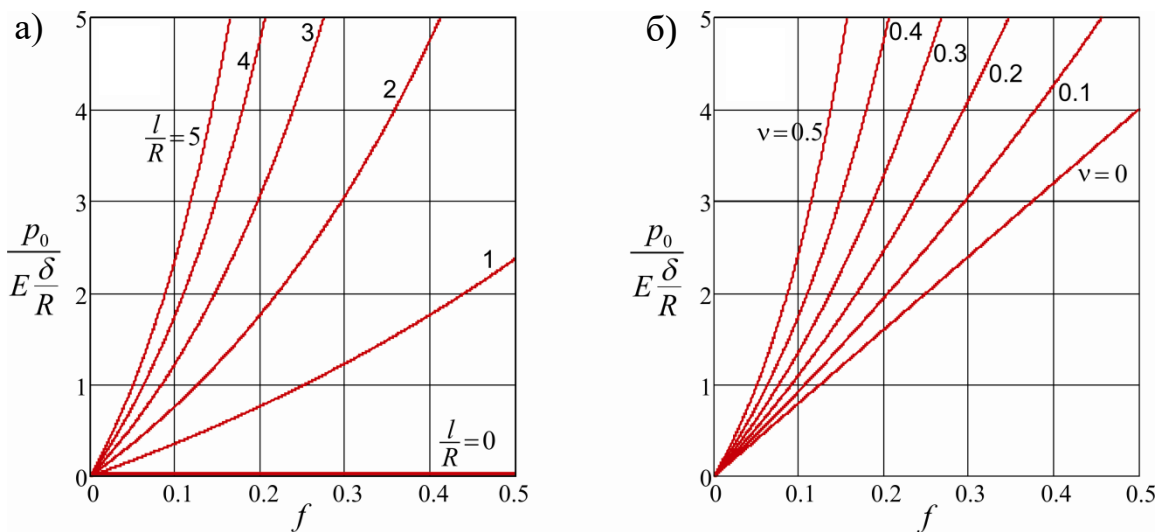
Рисунок 2.11 – Розподіл напружень у поршні



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – фіксований коефіцієнт тертя $f = 0,2$

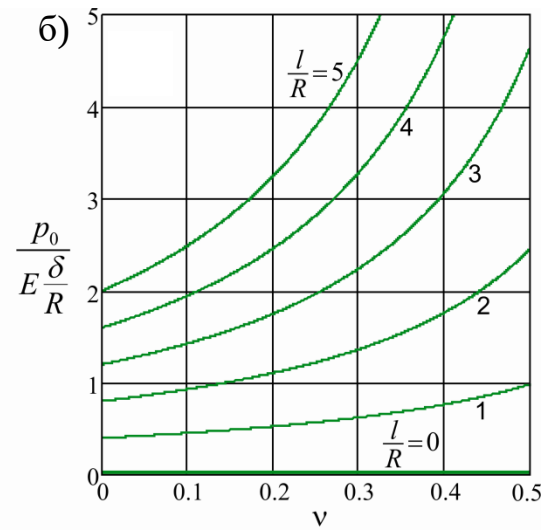
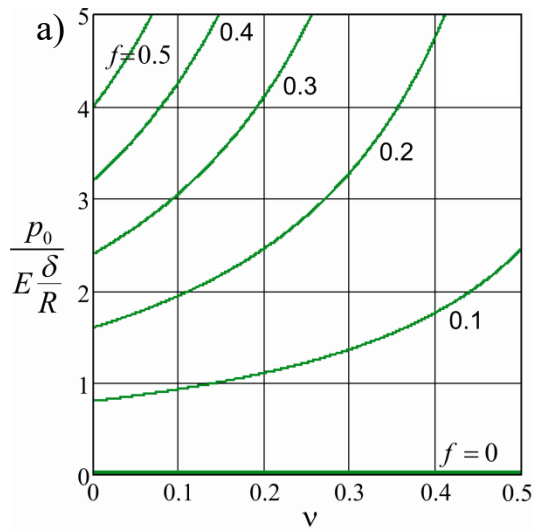
Рисунок 2.12 – Залежність запоршневого тиску від довжини поршня



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – фіксована довжина поршня $l/R = 4$

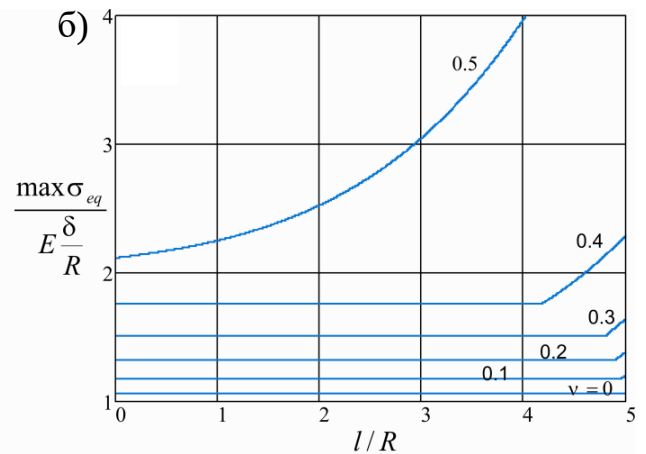
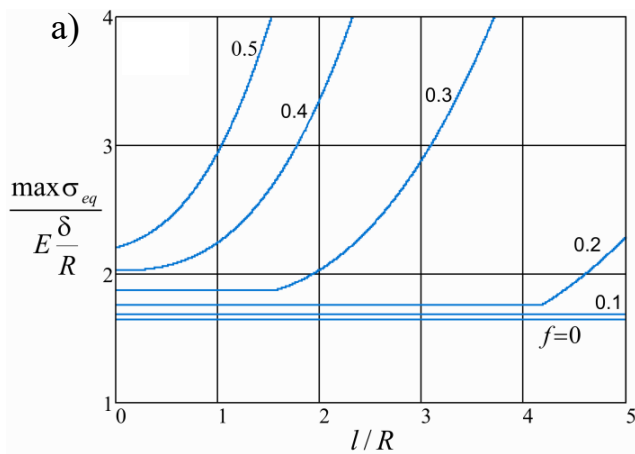
Рисунок 2.13 – Залежність запоршневого тиску від коефіцієнта тертя



а) – фіксована довжина поршня $l/R = 4$;

б) – фіксований коефіцієнт тертя $f = 0,2$

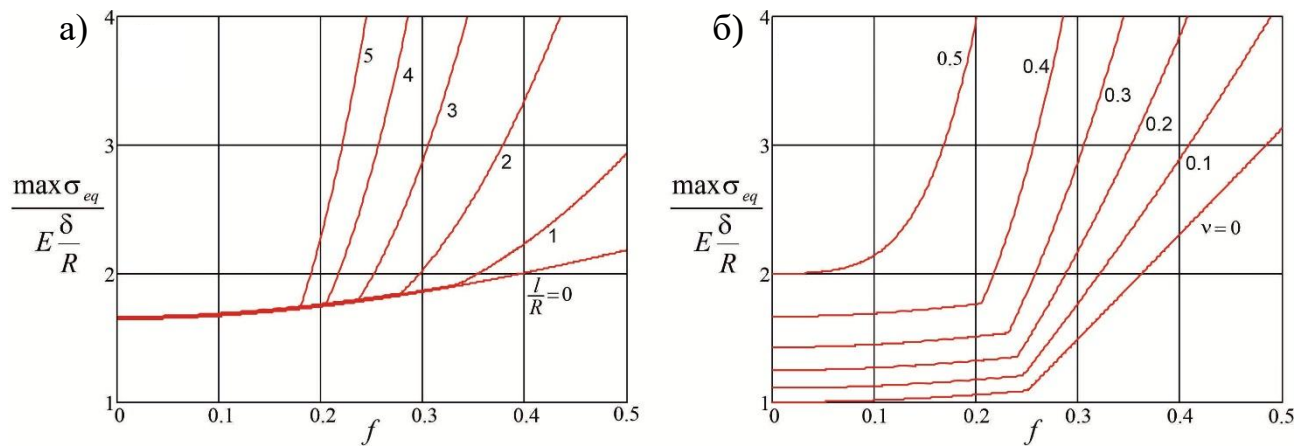
Рисунок 2.14 – Вплив ефекту Пуассона на величину запоршневого тиску



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – коефіцієнт тертя $f = 0,2$

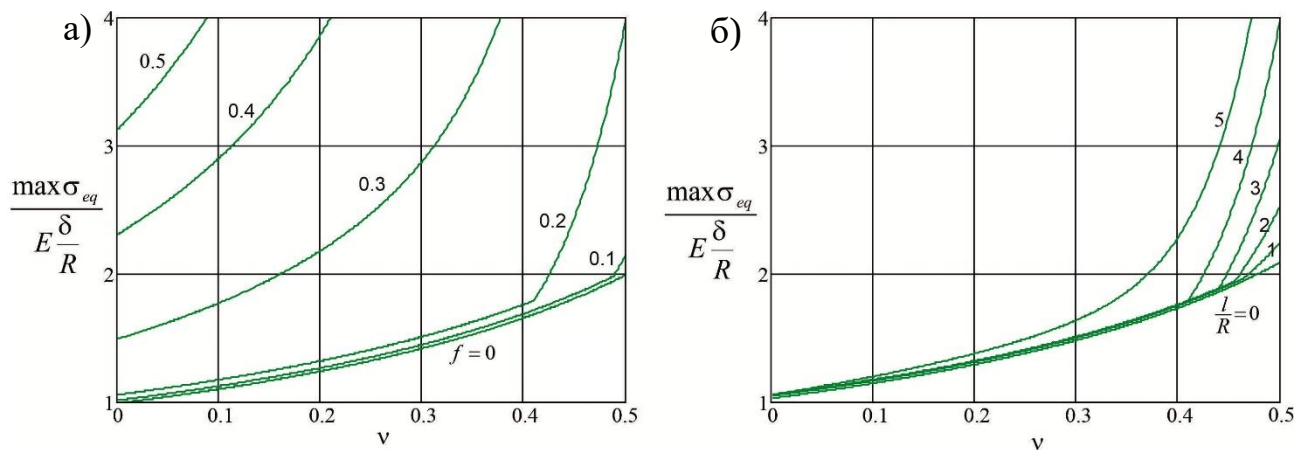
Рисунок 2.15 – Залежність максимальних еквівалентних напружень від довжини поршня



а) – фіксований коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,4$;

б) – довжина поршня $l/R = 4$

Рисунок 2.16 – Вплив коефіцієнта тертя на інтерфейсі на максимальні еквівалентні напруження в матеріалі поршня



а) – фіксована довжина поршня $l/R = 4$;

б) – коефіцієнт тертя $f = 0,2$

Рисунок 2.17 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у поршні від коефіцієнта Пуассона

Можемо стверджувати, що поведінка запоршневого тиску p_0 для поршня із сталим натягом (рисунок 2.12–2.14) якісно схожа з розглянутим раніше випадком руху поршня прямою ділянкою трубопроводом із незмінним внутрішнім діаметром (рисунок 2.4–2.6). У той же час залежності для максимуму еквівалентного напруження, подані на рисунок 2.15–2.17 мають свою специфіку, а саме містять

злами практично усіх графіків. Причиною появи цих зламів є не що інше, як зміна локації піку σ_{eq} (з точки $z=0$ до точки $z=l$).

Також зазначимо, що усі напруження в поршні та запоршневий тиск є пропорційними до $E\delta/R=0$. Отож, у разі малого рівномірного натягу прохідність та цілісність поршня будуть забезпечені. [52, 54]

2.5 Рух поршня у місці напливу зварного шва у порожнину трубопроводу

Розглянемо осесиметричну перешкоду у вигляді внутрішнього виступу кільцевого зварного шва (рисунок 2.18). Профіль такого напливу у перерізі $\theta = const$ моделюємо параболою з підшвою завширшки a та стрілою підйому δ_{max} .

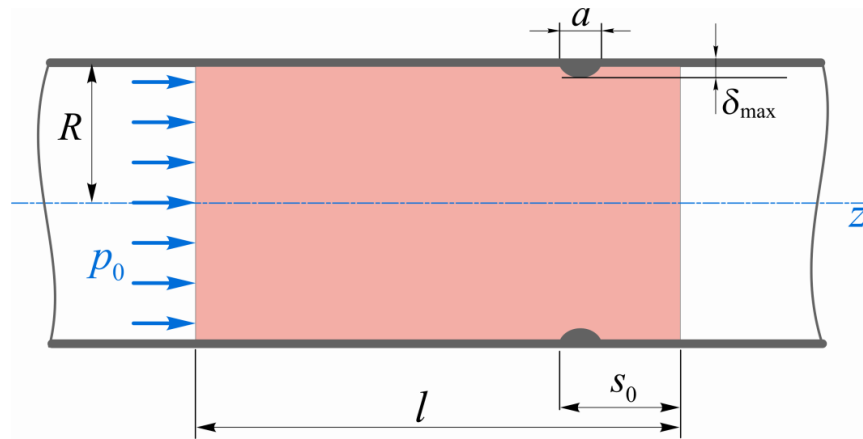


Рисунок 2.18 – Схема взаємодії рухомого поршня із напливом у порожнину трубопроводу в місці зварного шва

У такому випадку у загальні квадратури (2.23) та (2.26) для $\sigma_z(z)$ та p_0 треба підставити натяг у вигляді квадратичної параболі

$$\begin{aligned}\delta(z) &= \delta_0(z-l+s), \quad \delta'(z) = \delta'_0(z-l+s), \\ \delta_0(Z) &= 4 \frac{\delta_{max}}{a} Z \frac{a-Z}{a} H(Z)H(a-Z), \\ \delta'_0(Z) &= 4 \frac{\delta_{max}}{a} \frac{a-2Z}{a} H(Z)H(a-Z).\end{aligned}\tag{2.38}$$

Інтеграли сорту $\int e^{\gamma \zeta^2} d\zeta$ не мають аналітичного виразу, отож, для такого

випадку виконано числовий аналіз неминучий.

Розрахунки проведено для реальних пропорцій внутрішнього виступу зварного шва (рисунок 2.18): $l = 4R$, $a = 0,2R$, $\delta_{max} = 0,1R$. Крім того, $f = 0,2$, $\nu = 0,4$.

Розподіли напружень вздовж рухомого поршня у процесі його взаємодії із зварним швом зображено на рисунок 2.19.

Тут спостерігаємо піки контактних та еквівалентного напружень у вузькій зоні контакту (рисунок 2.19, б, в). Зміна знаку $\tau(z)$ обабіч шва продиктована зміною знаку кута нахилу перешкоди $\delta'(z)$ (кута атаки). Цим же самим пояснюється і поява осьових напружень розтягу на рисунок 2.19, а – після проходження піку перешкоди пружне тіло віддає накопичену потенціальну енергію.

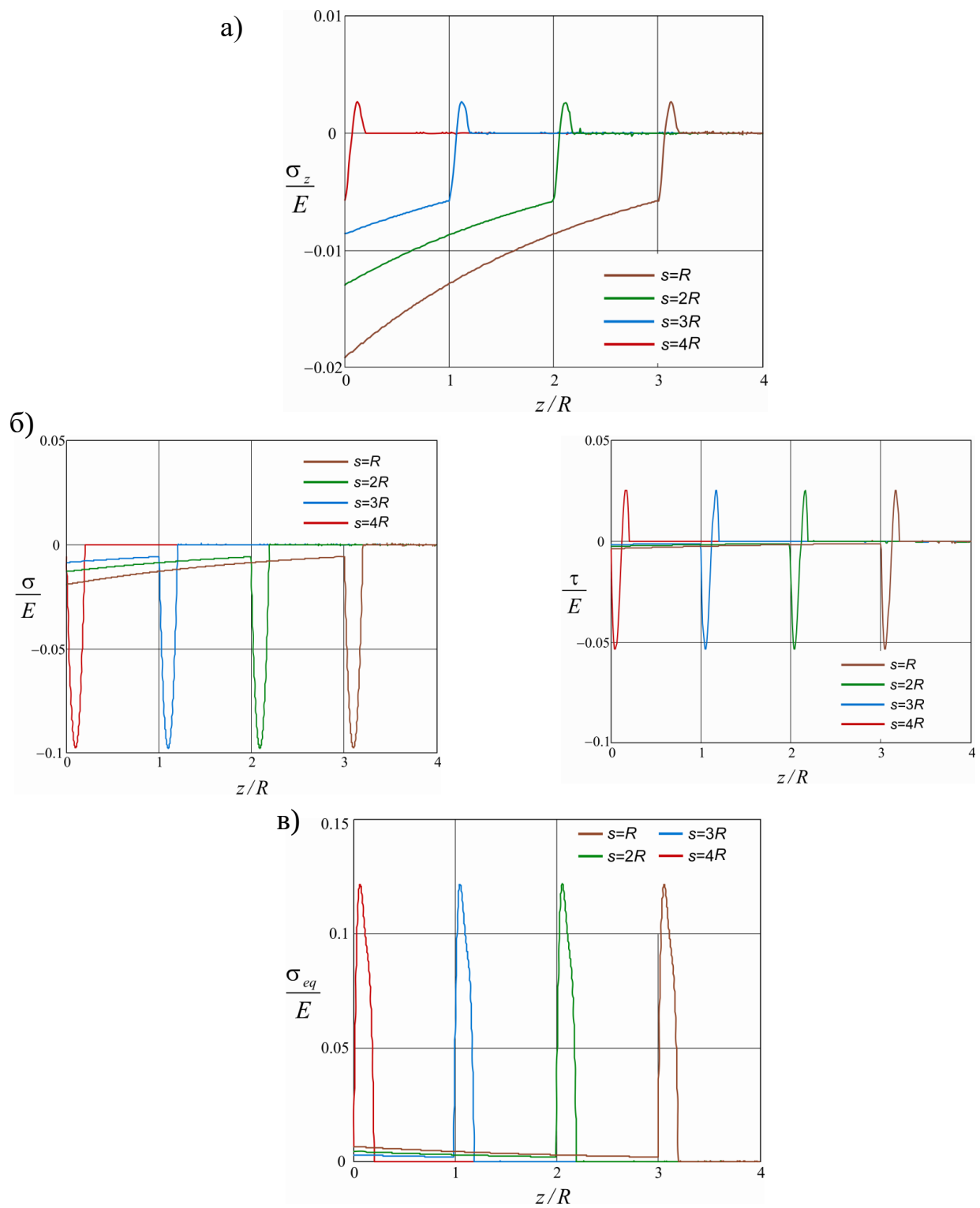
Зміна величини запоршневого тиску залежно від позиції переднього торця поршня відносно початку перешкоди показана на рисунок 2.20. Аналогічний результат для максимального еквівалентного напруження подано на рисунок 2.21.

Найбільший опір руху формується в перші моменти контакту. Іншими словами, в місці контакту формується фіксований лобовий опір. Після такого нетривалого спалаху запоршневий тиск експоненційно спадає в міру скорочення довжини задньої ділянки фрикційного контакту $(l-s)$. Поява незначного від'ємного p_0 на фінальній стадії взаємодії теж пояснюється зміною знаку деформаційної складової. Поршень потребує бути стриманим від розгону накопиченою під час зміни форми потенціальною енергією.

У цій задачі уже маємо на порядок менше, а отже реалістичне, значення запоршневого тиску, необхідного для руху поршня без зупинки $max p_0 \approx 0,04E = 0,8 МПа = 8 атм$.

Крім того максимальна деформація поршня у місці контакту зі швом становить біля 12 %, що цілком допустимо для пружного матеріалу.

Отож, зварний шов не є помітною перешкодою для суцільного циліндричного пружного поршня.



а) – осьове напруження; б) – контактні напруження; в) – еквівалентне напруження

Рисунок 2.19 – Розподіл напружень у поршні під час взаємодії із зварним швом

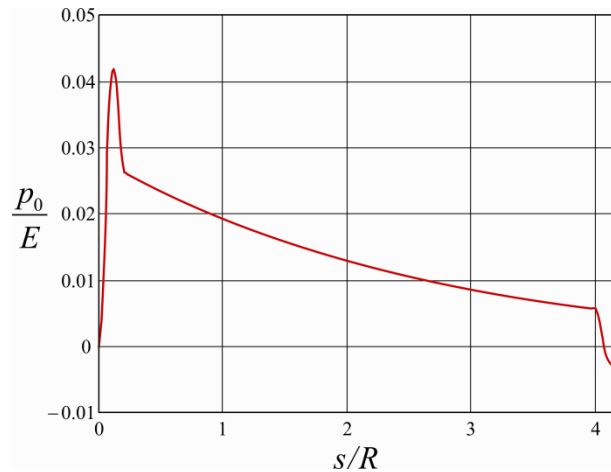


Рисунок 2.20 – Зміна запоршневого тиску під час взаємодії поршня із зварним швом

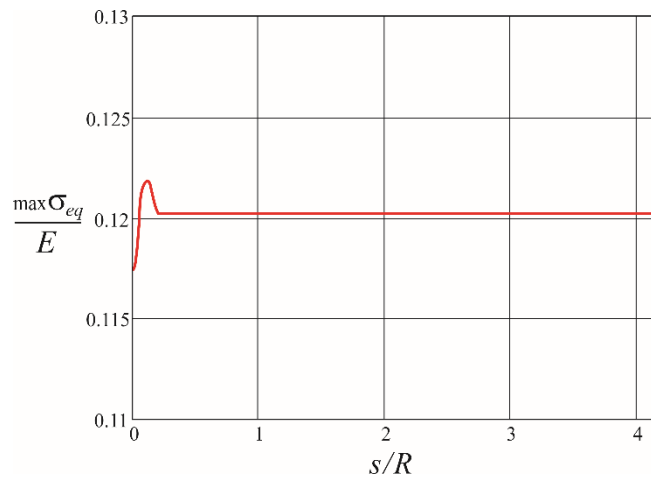


Рисунок 2.21 – Зміна максимального еквівалентного напруження у поршні під час проходження зварного шва

Висновки до розділу 2

1. Розроблено механіко-математичну модель для аналітичного дослідження руху деформівного очисного поршня трубопроводом з осесиметричним звуженням. Ключовими позиціями моделі є квазістатична постановка, 1D розмірність та урахування поперечної стисливості деформівного стержня за рахунок ефекту Пуассона. Побудовано аналітичний розв'язок такої контактної задачі і детально вивчено рух поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу із незмінним внутрішнім діаметром за наявності лобового опору, рух поршня запасованого в трубопровід із рівномірним натягом та проходження поршнем

напливу у порожнину трубопроводу в місці зварного шва.

2. У разі руху поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу із незмінним внутрішнім діаметром осьові та контактні напруження в ньому експоненціально залежать від осьової координати, а запоршневий тиск лінійно зростає при збільшенні лобового опору, експоненційно зростає при збільшенні коефіцієнта тертя та відносної довжини поршня і нелінійно зростає при збільшенні коефіцієнта Пуассона матеріалу поршня. Аналогічні закономірності спостерігаються у разі руху трубопроводом поршня запасованого із рівномірним натягом. Однак, розподіл еквівалентного напруження для майже нестисливих матеріалів (ν близьке до 0,5) є монотонною функцією від координати з максимумом на задньому торці поршня. Для менших значень коефіцієнта Пуассона виявлено немонотонну зміну еквівалентного напруження з можливою передислокацією максимуму на передній торець поршня.

3. Виявлено піки контактних та еквівалентного напружень у вузькій зоні контакту під час проходження поршнем напливу у порожнину трубопроводу в місці зварного шва. Найбільший опір руху формується в перші моменти контакту поршня з напливом. Тому після нетривалого суттєвого збільшення запоршневий тиск експоненційно спадає в міру скорочення довжини задньої ділянки фрикційного контакту. Після виходу з місця напливу зварного шва у порожнину трубопроводу поршень прискориться, так як відбувається вивільнення накопиченої під час зміни його форми потенціальної енергії.

4. Для покращення прохідності поршня трубопроводом з перешкодами рекомендовано зменшувати лобовий опір і здійснювати очищення ділянок трубопроводу із значним накопиченням забруднень за кілька проходів поступовим збільшенням жорсткості поршня за рахунок його геометричної форми і твердості матеріалу. Також треба зменшувати довжину поршня, настільки це можливо без втрати його стійкості та без зниження ефективності очищення, та збільшувати стисливість і гнучкість поршня, використовуючи пористі матеріали з малими модулем Юнга та коефіцієнтом Пуассона або ж розробляючи нові конструкції

поршнів складної геометричної форми, яка забезпечує малі ефективні пружні константи.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [42–44, 52, 54, 59–63].

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ І ПОНИЖЕНИХ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВODІВ ПРУЖНИМИ ПОРШНЯМИ

Обґрунтовано доцільність для очищення трубопроводів систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж поршні виготовляти суцільнолитими із пружних матеріалів. Розроблено технології виготовлення і виготовлено дослідні зразки очисних поршнів різної геометричної форми із різноманітних пружних матеріалів (поліуретан, силіконовий компаунд, силіконовий герметик, пінополіуретан різної щільності) діапазон твердості яких за шкалою Шор А змінюється від 5 до 80 одиниць. Визначено переваги і недоліки кожного матеріалу. Щоб оцінити ефективність очищення трубопроводу кожним дослідним зразком поршня, дослідити динаміку їх руху, визначити необхідний для цього запоршневий тиск розроблено та змонтовано експериментальні установки з скляних труб, які містять протяжні горизонтальні ділянки, понижені ділянки. Експериментально визначено закономірності впливу твердості матеріалу очисного поршня за шкалою Шор А та його геометричної форми на ефективність очищення трубопроводу. Досліджено динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів горизонтальними ділянками трубопроводів, місцями незначних виступів у його порожнину. Запропоновано рекомендації щодо очищення трубопроводів, які містять велику кількість незначних виступів у порожнину.

3.1 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів

3.1.1 Підбір матеріалів для виготовлення очисних поршнів

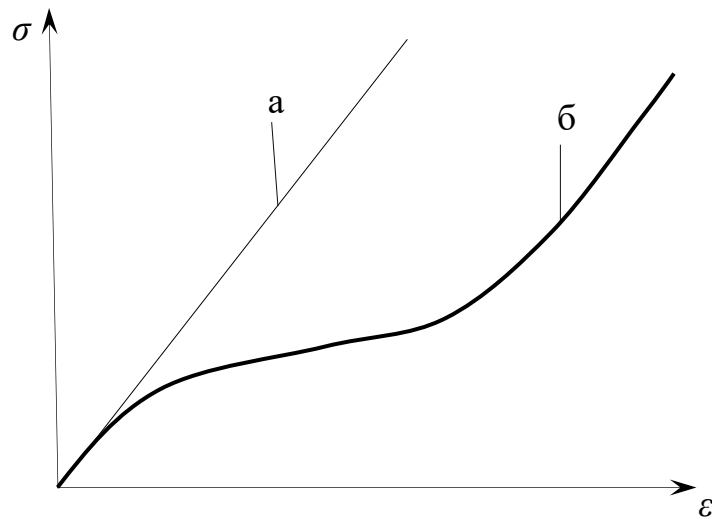
Раціональний вибір матеріалу для виготовлення очисних поршнів, призначених для внутрішньотрубного очищення трубопроводів систем збирання та транспортування природного газу, а також теплових і газових мереж, є принципово

важливим інженерно-технологічним завданням. Матеріал поршня має відповідати ряду критичних вимог, зокрема забезпечувати високу ефективність очищення трубопроводів, стабільне проходження поршнем фасонних елементів (зокрема, крутовигнутих відводів, трійників, перехідників, зварних з'єднань із напливами в порожнину трубопроводів або зміщеннями кромek тощо). Також матеріал поршня повинен витримувати навантаження, зумовлені дією підвищеного тиску, який виникає у запоршневому просторі під час зупинки поршня в місці різних перешкод.

У разі невідповідності фізико-механічних властивостей матеріалу поршня умовам експлуатації зростає ризик виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних із застряганням, пошкодженням або руйнуванням поршня під час проходження місць різних перешкод. У зв'язку з цим, перспективним напрямом є використання суцільнолитих очисних поршнів, виготовлених із гіперпружних матеріалів, здатних витримувати великі пружні деформації та швидко відновлювати початкову форму після зняття навантаження. Такими матеріалами є гіперпружні матеріали, які характеризуються специфічною механічною поведінкою, що описується не класичним лінійним співвідношенням між напруженнями та деформаціями, а через функцію густини енергії деформації. У таких матеріалах напружено-деформований стан визначається нелінійно-пружною, ізотропною залежністю, що відображає складніші фізичні процеси (рисунок 3.1, б) [268, 269]. Це принципово відрізняє їх від традиційних конструкційних матеріалів, таких як сталь, деревина чи полімери загального призначення, для яких у межах пружної області характерна лінійна залежність між напруженнями та деформаціями (рисунок 3.1, а) [57, 270, 271].

З огляду на здатність гіперпружних матеріалів витримувати великі пружні деформації без порушення структурної цілісності та зберігати майже незмінний об'єм під дією зовнішніх навантажень (наприклад, видовження циліндричних зразків при радіальному стисканні або поперечне розширення за умов осьового навантаження), вони становлять значний інтерес для застосування у виробництві очисних поршнів, призначених для використання в умовах трубопроводів систем збирання та транспортування природного газу газових родовищ, газових і теплових мереж. Такий вибір обумовлений складними умовами проходження

поршнів через фасонні елементи трубопроводів, які супроводжуються інтенсивними навантаженнями і деформаціями: згинальними – в області відводів і трійників, осьовими стискальними – у зонах переходів діаметра, напливів зварних з'єднань або арматурних вузлів. Найбільших навантажень поршень зазнає під час його короткочасної зупинки у фасонних елементах трубопроводу, що спричиняє значне збільшення тиску в запоршневій області.



а) – пружний матеріал; б) – гіперпружний матеріал

Рисунок 3.1 – Залежність напружень σ від деформації ε для пружних і гіперпружних матеріалів

Гіперпружні матеріали, які розглядаються як конструкційна основа для виготовлення суцільнолитих очисних поршнів, призначених для внутрішньотрубного очищення трубопроводів систем збирання та транспортування природного газу газових родовищ, газових і теплових мереж, характеризуються різними фізико-механічними властивостями, зокрема твердістю, модулями пружності, густиною та іншими параметрами, що визначають їх деформівну та експлуатаційну поведінку. Одним з ключових критеріїв оцінювання механічних характеристик таких матеріалів є твердість за шкалою Шор А, яка визначається за допомогою спеціалізованих інструментів – дюрометрів [272–274]. Існує емпірично встановлений зв'язок між твердістю матеріалу за шкалою Шор А та його модулем пружності, що дозволяє оцінити деформівність матеріалу при відсутності необхідності у повноцінному механічному тестуванні. Згідно з даними,

наведеними у [275], зазначене співвідношення має наступний вигляд

$$E = \frac{0,0981 \cdot (561 + 7,62336S_A)}{0,137505 \cdot (254 - 2,54S_A)}, \quad (3.1)$$

де S_A – твердість матеріалу за шкалою Шор А.

Твердість гіперпружних матеріалів за шкалою Шор А варіюється в широкому діапазоні від 0 до 100 одиниць. Матеріали з нижчими значеннями твердості мають вищу м'якість та еластичність, тоді як збільшення показника твердості корелює з підвищенням жорсткості та опору до деформацій. У контексті внутрішньотрубного очищення трубопроводів очисними поршнями доцільним є раціональний підбір гіперпружних матеріалів різної твердості, що дає змогу забезпечити оптимальний баланс між їх прохідністю трубопроводами та ефективністю видалення забруднень. Тому треба виготовити серію експериментальних взірців поршнів із матеріалів різної твердості за шкалою Шор А.

Для забезпечення достовірних експериментальних досліджень ефективності очищення трубопроводів суцільнолитими очисними поршнями необхідним є цілеспрямований підбір гіперпружних матеріалів із різними рівнями твердості за шкалою Шор А. Вибір матеріалів у широкому діапазоні твердості від 0 до 100 одиниць дозволяє комплексно оцінити вплив механічних та фізико-хімічних характеристик на роботу поршнів в умовах, наближених до реальних експлуатаційних сценаріїв, зокрема при проходженні ділянок трубопроводів зі змінною внутрішньою геометрією та забрудненням.

Серед перспективних матеріалів для виготовлення дослідних зразків поршнів варто відзначити силіконові еластомери з твердістю у межах від 0 до 30 одиниць за Шор А, пінополіуретани з діапазоном твердості від 0 до 50 одиниць, а також литі поліуретани, твердість яких становить від 40 до 80 одиниць за тією ж шкалою. Такий спектр твердості охоплює як надм'які, так і помірно жорсткі матеріали, що дозволяє дослідити поведінку поршнів із них у різних режимах навантаження, деформації та контакту зі стінками трубопроводу. Окремий науковий та практичний інтерес становлять саморуйнівні поршні, які після завершення процесу очищення здатні розчинятися, що уможливорює відмову від влаштування вузлів

приймання поршнів.

3.1.2 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів із силіконових еластомерів

Завдяки поєднанню сприятливих механічних властивостей, зокрема високої еластичності, гнучкості, зносостійкості та хімічної інертності, силікони є широко застосовуваними матеріалами в технічних і технологічних галузях. Після затвердіння за умов кімнатної температури силіконові матеріали формують щільну, водо- та газонепроникну структуру, здатну зберігати свої характеристики в широкому діапазоні температур та навантажень. З огляду на ці властивості, силікони становлять значний інтерес як матеріал для виготовлення суцільнолитих очисних поршнів, призначених для очищення порожнини трубопроводів систем збирання та транспортування природного газу газових родовищ, а також газових і теплових мереж.

Силіконові еластomers представлені у різних технологічних формах, зокрема:

- низько- та високомолекулярний силіконовий каучук;
- силіконовий герметик холодного твердіння;
- високомолекулярна силіконова гума гарячого твердіння;
- силіконовий компаунд холодного твердіння (низькомолекулярний);
- рідка силіконова гума гарячого твердіння.

Серед зазначених форм найбільш перспективними для виготовлення очисних поршнів є силіконовий компаунд холодного твердіння та силіконовий герметик, які поєднують добрі технологічні властивості при формуванні, достатню механічну міцність та стабільність у процесі експлуатації.

3.1.2.1 Виготовлення дослідних зразків очисних поршнів із силіконового компаунду

Силіконові компаунди, завдяки поєднанню високої міцності, еластичності, гнучкості, зносостійкості та довговічності, демонструють значний потенціал як матеріал для виготовлення очисних поршнів складної геометричної форми. Важливою технологічною перевагою цього матеріалу є його здатність точно відтворювати контури форми, в яку він заливається, що забезпечує високу точність виготовлення виробів без потреби в додатковій механічній обробці. Саме ця властивість обумовлює доцільність застосування силіконових компаундів у виробництві суцільнолитих очисних поршнів, призначених для експлуатації в умовах змінної геометрії порожнини трубопроводів.

У межах експериментального дослідження виготовлено серію дослідних зразків очисних поршнів із силіконових компаундів на основі олов'яних каталізаторів (поліконденсаційного типу), що відзначаються простотою у використанні, високою текучістю та здатністю рівномірно заповнювати об'єм ливарної форми. Окрему групу зразків було виготовлено з силіконів на платиновому каталізаторі (поліадитивного типу), які характеризуються підвищеною термостійкістю та частковою адгезивністю. Зважаючи на ці властивості, останні є перспективними для виготовлення поршнів, що застосовуються в системах теплопостачання, зокрема для очищення трубопроводів теплових мереж, які працюють під тиском і при підвищених температурах теплоносія.

Для експериментальних досліджень було використано силіконові компаунди різних марок, які відрізняються за твердістю за шкалою Шор А. Фізико-механічні характеристики матеріалів, з яких виготовлено дослідні зразки поршнів, подано в таблиці 3.1.

Процес виготовлення суцільнолитих очисних поршнів із силіконових компаундів здійснювався за розробленою технологічно структурованою послідовністю, яка включала наступні етапи:

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості силіконових компаундів

Показник	Марка силіконового компаунда		
	SKR-780	SKR-781	SKR-788
Твердість за Шор А	5	10	30
Усереднена в'язкість, СПз	15000	15000	19000
Відносне подовження за розривання, %	600	660	580
Умовна міцність за розривання, МПа	2,4	2,5	3,5
Співвідношення компонентів	100:2	100:2	100:2
Густина, кг/м ³	1100	1100	1100
Особливості	Дуже м'який, міцний	М'який, міцний	Твердий

- побудова 3D моделі очисного поршня;
- побудова 3D моделі ливарної форми;
- виготовлення фізичної ливарної форми;
- приготування реакційної суміші шляхом змішування силіконової основи з каталізатором-затверджувачем;
- заливання суміші в ливарну форму;
- витримування для здійснення процесу твердіння;
- вилучення готового виробу з форми;
- контроль готового поршня.

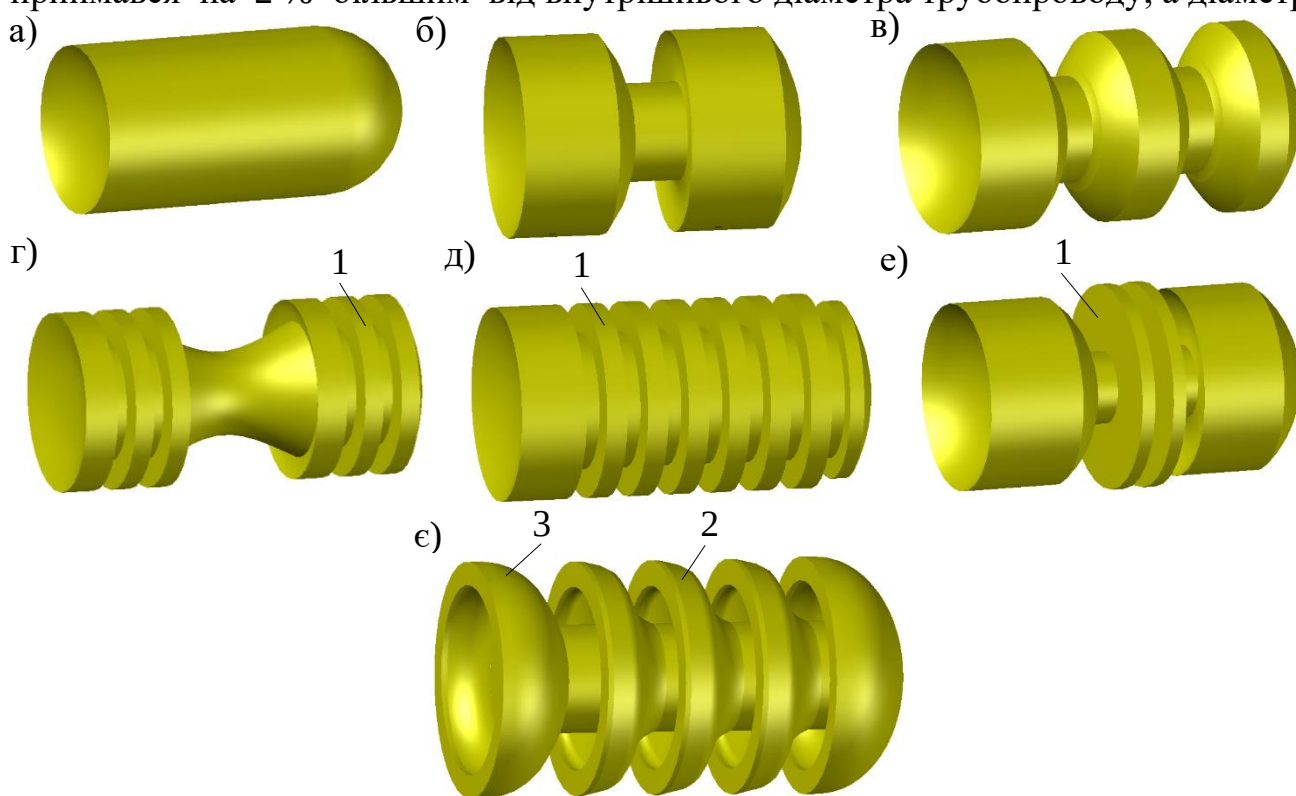
Такий підхід забезпечує високоточне відтворення геометрії виробу та можливість варіативного підбору його геометричної форми.

З метою забезпечення високої якості проектування очисних поршнів, наочної візуалізації їхньої геометрії, виявлення потенційних конструктивних недоліків та подальшої оптимізації форм і розмірів створено тривимірні 3D моделі як самих поршнів, так і відповідних ливарних форм з максимальною деталізацією поверхонь. Процес моделювання дозволив здійснити попередню геометричну

валідацію конструкцій перед виготовленням дослідних зразків.

При визначенні геометричних параметрів поршнів особливу увагу приділяли оцінці міцності конструкції з урахуванням фізико-механічних властивостей гіперпружного матеріалу, що використовується для лиття, а також внутрішнього діаметра трубопроводу, в якому передбачено експлуатацію поршня. Це дозволило сформувати низку конструктивно відмінних варіантів очисних поршнів, а саме циліндричні, гантелеподібні, гантелеподібні трикулеві, гантелеподібні дискові, багатодискові, гантелеподібні-дводискові та манжетно-чашкові.

3D-моделі відповідних варіантів очисних поршнів подано на рисунку 3.2. Для забезпечення належного ущільнення поршня в трубопроводі передбачено перевищення діаметра ущільнювальних елементів поршнів внутрішнього діаметра трубопроводу. Зокрема, діаметр манжет і чашок у манжетно-чашкових поршнях приймався на 2 % більшим від внутрішнього діаметра трубопроводу, а діаметр



1 – диск; 2 – манжета; 3 – чашка;

а) – циліндрична; б) – гантелеподібна; в) – гантелеподібна трикулева;
г) – гантелеподібна дискова; д) – багатодискова; е) – гантелеподібна-дводискова;
є) – манжетно-чашкова

Рисунок 3.2 – 3D моделі очисних поршнів

ущільнювальних дисків у гантелеподібних дводискових поршнях – на 3 %.

Крім того, чисельне моделювання, виконане в підрозділі 2.5, показало, що виконання заднього торця поршня вгнутим дозволяє зменшити інтенсивність перетікання газу через зазор між поршнем і внутрішньою стінкою трубопроводу, що суттєво підвищує ефективність очищення. На підставі цього усі моделі поршнів реалізовано з вгнутим заднім торцем. З метою покращення адаптивності поршня до різноманітних перешкод у трубопроводі, його передній торець було виконано опуклої (кулеподібної) форми, що знижує ймовірність застрягання.

Для виготовлення більшості розроблених 3D-моделей очисних поршнів необхідним є створення складноконфігурованих ливарних форм, геометрія яких відображає деталі зовнішньої поверхні поршня з високою точністю. Реалізація таких форм є технічно можливою завдяки застосуванню технологій 3D друку, які забезпечують формування складних просторових структур, включаючи криволінійні поверхні, внутрішні порожнини. Оскільки внутрішня поверхня ливарної форми має повністю повторювати зовнішню геометрію очисного поршня, побудова 3D-моделі форми здійснювалась безпосередньо на основі відповідної 3D-моделі поршня з урахуванням необхідних технологічних допусків. Це дозволило отримати високоточні конструкції, придатні для подальшого лиття з гіперпружних матеріалів. Приклади створених 3D-моделей ливарних форм наведено на рисунку 3.3. Для забезпечення механічної цілісності та зручності виготовлення товщину стінки ливарної форми було стандартизовано на рівні 1,5 мм, що є достатнім для підтримки геометричної стабільності конструкції при заливанні та твердінні силіконового компаунду.

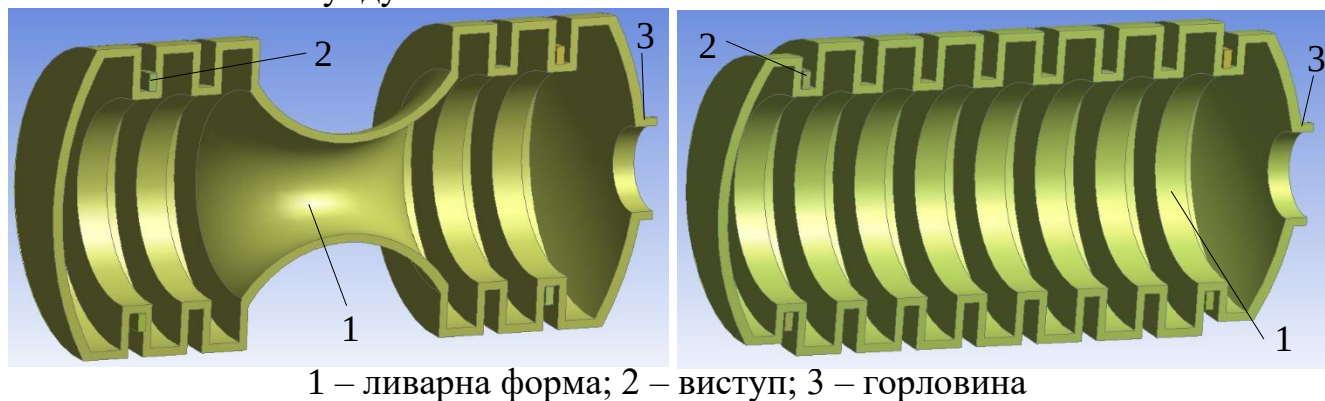


Рисунок 3.3 – Приклади 3D моделі ливарної форми

Друк 3D-моделей ливарних форм було виконано за допомогою спеціалізованих 3D-принтерів (рисунк 3.4), що забезпечили необхідну роздільну здатність і точність відтворення деталей. Приклади фізично виготовлених (надрукованих) ливарних форм наведено на рисунку 3.5. Отримані зразки використовувалися безпосередньо для формування очисних поршнів методом лиття з гіперпружних матеріалів.

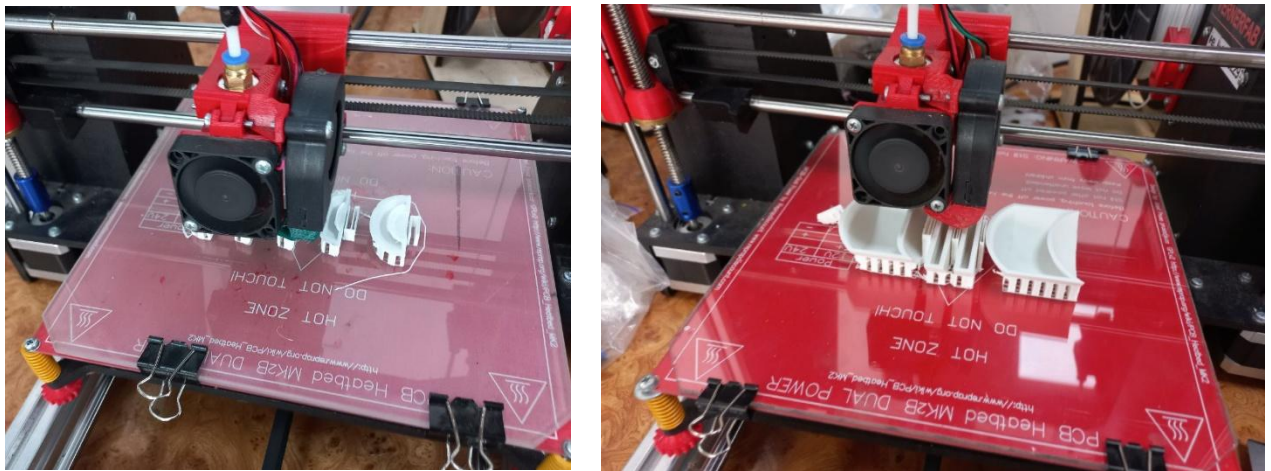


Рисунок 3.4 – Друк ливарних форм на 3D принтерах

Після виготовлення обох половин ливарної форми їх з'єднували у єдину ливарну конструкцію, при цьому стики герметизували клейкою стрічкою з метою запобігання витіканню силіконової суміші через можливі щілини на місцях з'єднання (рисунк 3.6). Для забезпечення точного позиціонування обох половин форми одна з частин була оснащена направляючими виступами 2 (рисунк 3.3), які забезпечували фіксацію відносного положення та виключали зсув під час заливання компаунда. Кожна ливарна форма була додатково обладнана заливальною горловиною 3 (рисунк 3.3), яка використовувалась для введення силіконової суміші. Діаметр горловини становив 20 мм, а її довжина варіювалась в межах від 10 мм до 30 мм залежно від геометричних параметрів конкретної форми. Після складання обидві половини форми фіксували у вертикальному положенні, при якому заливальна горловина розміщувалась у верхній частині. Для цього використовували лабораторний штатив, що забезпечував стабільність положення форми протягом усього процесу заливання та твердіння суміші (рисунк 3.6).



Рисунок 3.5 – Роздруковані на 3D принтері ливарні форми



Рисунок 3.6 – Підготовлена до лиття ливарна форма

Щоб визначити необхідну кількості силіконового компаунду, для виготовлення суцільнолитого очисного поршня, попередньо розраховували об'єм внутрішньої порожнини ливарної форми. З цією метою застосовано систему комп'ютерного моделювання твердотільної геометрії, за допомогою якої визначено об'єм 3D-моделі поршня.

Відхилення від встановлених виробником матеріалу пропорцій між основою та катализатором, зокрема зменшення об'єму затверджувача, призводить до порушення хімічного механізму полімеризації, що зумовлює неповне твердіння матеріалу та формування в структурі виробу ділянок із пониженою щільністю або залишковою рідкою фазою. Після ретельного перемішування компонентів одержану суміш негайно заливали у ливарну форму тонким безперервним

струменем через верхню заливальну горловину. Такий підхід сприяв поступовому, самовирівнювальному заповненню форми й мінімізував утворення повітряних включень. Затримка у заливанні призводить до підвищення в'язкості суміші, ускладнює її заливання, сприяє утворенню залишків у мірній ємності та підвищує ризик неповного заповнення об'єму форми або передчасного гелеутворення в ній. Час полімеризації силіконового компаунду, залежно від марки матеріалу та умов довкілля складав до 12 годин. Після завершення полімеризації треба розділити половини форми (рисунок 3.7) і вивільнюючи очисний поршень. На цьому етапі готовий виріб повинен мати гомогенну структуру, стабільну форму та еластичну, гумоподібну консистенцію, що свідчить про завершення полімеризації та придатність поршня до подальших випробувань. [67]



Рисунок 3.7 – Очисні поршні в ливарних формах

Приклади отриманих дослідних зразків очисних поршнів, виготовлених методом лиття із силіконового компаунду, наведено на рисунку 3.8.



а) – багатодисковий; б) – циліндрично-дводисковий; в) – манжетно-чашковий

Рисунок 3.8 – Дослідні зразки очисних поршнів із силіконового компаунда

Очисні поршні, виготовлені з силіконового компаунду з різними

показниками твердості за шкалою Шор А, маркували наданням їм різного кольорового забарвлення (рисунок 3.9). Для цього під час змішування компонентів силіконової основи та каталізатора до реакційної суміші вводили флуоресцентні пігменти, що забезпечувало не лише візуальну ідентифікацію зразків за твердістю, але й слугувало індикатором рівномірності розподілу каталізатора у масі. Крім того, барвник відігравав роль технологічного маркера, який дозволяв візуально оцінити якість перемішування компонентів перед заливанням. Водночас встановлено, що надмірно тривале перемішування суміші сприяє інтенсивному насиченню її повітрям, що призводить до формування мікропорожнин у тілі виробу. Наявність таких включень негативно впливає на механічні властивості поршнів, зокрема знижує їхню міцність та експлуатаційну довговічність.

Дослідні зразки очисних поршнів, виготовлені із силіконового компаунду, продемонстрували сукупність експлуатаційно важливих властивостей, зокрема високу міцність, еластичність, гнучкість, здатність до значного розтягування без втрати структурної цілісності та швидке відновлення початкової форми після зняття навантажень. Крім того, зразки характеризуються підвищеною зносостійкістю та довговічністю, що підтверджує доцільність їх застосування в умовах багатократного циклічного навантаження в трубопровідних системах. [58, 66, 70]

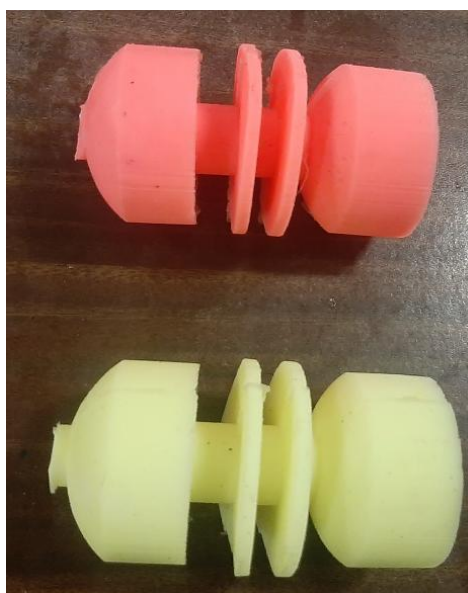


Рисунок 3.9 – Дослідні зразки очисних поршнів із силіконового компаунда різної твердості за шкалою Шор А

3.1.2.2 Виготовлення дослідних зразків очисних поршнів із силіконового герметика

У межах дослідної частини роботи розроблено спрощену технологію виготовлення суцільнолитих очисних поршнів із силіконового герметика, що характеризується підвищеною в'язкістю та обмеженою здатністю до заповнення складних геометричних порожнин. Тому є доцільним з цього матеріалу виготовляти поршні простої геометричної форми, а саме циліндричні.

Щоб виготовити циліндричні суцільнолиті дослідні зразки очисних поршнів із силіконового герметика розроблено технологічну послідовність операцій, яка включає такі основні етапи:

- виготовлення ливарної форми;
- попередня підготовка матеріалів та інструментів;
- заповнення форми силіконовим герметиком;
- витримування форми до завершення твердіння матеріалу;
- вилучення сформованого очисного поршня;
- контроль якості очисного поршня.

Оптимальним підходом до виготовлення циліндричної форми є використання відрізка труби, внутрішній діаметр якої ідентичний діаметру трубопроводу, призначеного для очищення.

За умов кімнатної температури час повного твердіння становив щонайменше 4–5 діб. Тому для прискорення процесу полімеризації заповнену форму доцільно витримувати у термошафі за температури не вище 30 °С, що сприяє більш рівномірному твердінню маси.

У процесі виготовлення очисних поршнів із силіконового герметика холодного твердіння можуть спостерігатися низка технологічних ускладнень, серед яких найпоширенішими є неповне твердіння матеріалу, зумовлене недостатньою витримкою у формі, нерівномірна усадка, що призводить до деформацій зовнішньої поверхні виробу. Ці фактори істотно впливають на якість сформованих зразків і мають бути враховані при розробці режимів полімеризації

та геометрії форми. Суттєвим недоліком поршня із силіконового герметика є борозни, впадини борозни та хвилеподібність на його бічній поверхні (рисунок 3.10), що може негативно позначатися на герметичності та гідродинамічних характеристиках поршнів. [57, 70]



Рисунок 3.10– Дослідний зразок очисного поршня із силіконового герметика

Дослідні зразки очисних поршнів виготовлено із силіконового герметика холодного твердіння густиною 1020 кг/м^3 та твердістю 15 одиниць за шкалою Шор А, що відносить його до категорії м'якоеластичних гіперпружних матеріалів.

3.1.3 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів із поліуретану

Перевагами поліуретану є його надзвичайно велика міцність, зносостійкість, довговічність та здатність швидко повернути форму після зняття навантажень. Із нього можна виготовляти очисні поршні будь-якої геометричної форми, так як він точно повторює форму в яку заливається. Поліуретан має велику твердість за шкалою Шор А (від 40 до 100 одиниць) тому він є жорстким і має невелику гнучкість та еластичність.

Оскільки, поліуретан точно повторює ливарну форму в яку заливається, то технологія виготовлення дослідних зразків очисних поршнів із нього аналогічна технології виготовлення очисних поршнів із силіконового компаунда (підрозділ 3.1.2.1). Відмінністю є те, що поліуретан сильно прилипає до внутрішньої стінки

ливарної форми. Щоб цьому запобігти на внутрішню стінку двох половин ливарної форми до їх з'єднання одна з іншою треба нанести спеціальний розділювач для поліуретану. Також компонент А (основа) з компонентом Б (затверджувач) змішується в пропорції один до одного.

Дослідні зразки очисних поршнів виготовлено із поліуретанів різних марок, які мають різну твердість за шкалою Шор А. Фізико-механічні властивості поліуретанів з яких виготовлено очисні поршні подано в таблиці 3.2. [67]

Таблиця 3.2 – Фізико-механічні властивості поліуретанів

Показник	Марка поліуретану		
	ПК-40	COLTECH E 4260	DM1295-B
Твердість за Шор А	40	60	80
Відносне подовження за розривання, %	400	600	500–700
Межа міцності на розривання, МПа	5	3,5	10
Співвідношення компонентів	1:1	100:50	1:1
Густина, кг/м ³	1020	1100	1100
Колір	Світло зелений	Слонова кістка	Світло- жовтий

Приклади готових виливок дослідних зразків очисних поршнів із поліуретану наведено на рисунку 3.11.



а) – циліндрично-дводискова; б) – багатодискова; в) – гантельна трикулева

Рисунок 3.11 – Дослідні зразки очисних поршнів із поліуретану

Дослідні зразки очисних поршнів із поліуретану надзвичайно міцні, швидко повертають форму після зняття навантажень, зносостійкі та довговічні. Однак є жорстким і мають невелику гнучкість та еластичність.

3.1.4 Розроблення технології виготовлення очисних поршнів із пінополіуретану

Пінополіуретан (ППУ) є спіненим високоеластичним полімерним матеріалом, який належить до класу синтетичних поліуретанів, із характерною пористою структурою, заповненою газовою фазою, об'ємна частка якої становить від 85 % до 90 %. Його фізико-механічні властивості значною мірою залежать від густини, яка виступає визначальним параметром у формуванні експлуатаційної поведінки матеріалу. Зі зменшенням густини пінополіуретану спостерігається підвищення його еластичності, м'якості та здатності до значних зворотніх деформацій. Зокрема, низькогустинні ППУ (20–30 кг/м³) демонструють високу пружність і гнучкість, зберігаючи здатність повертатися до початкової форми після стиснення до 75 % або розтягування до 45 %. Навпаки, високогустинні ППУ (150–160 кг/м³) характеризуються підвищеною жорсткістю, і, хоча вони менш еластичні, однак забезпечують стійке відновлення геометрії після стиснення до 10 %, що визначає їхню структурну стабільність. У зв'язку з цим, для експериментального дослідження впливу жорсткісних характеристик на функціональні властивості очисних поршнів виготовлено серії дослідних зразків із пінополіуретанів різної густини та твердості за шкалою Шор А. Зразки з низькою густиною 20–30 кг/м³ (еластична монтажна піна FLEXIFOAM Soudal) мали твердість близько 2 одиниці за шкалою Шор А, а зразки з високою густиною 150–160 кг/м³ (звичайна монтажна піна) – до 35 одиниць за шкалою Шор А. [57, 70]

Щоб виготовити суцільнолиті дослідні зразки очисних поршнів із пінополіуретану розроблена технологічна послідовність операцій, яка передбачала наступні етапи:

- виготовлення форми;

- підготовка матеріалів, інструментів;
- заповнення форми пінополіуретаном;
- витримка на час полімеризації та твердіння;
- вилучення готового виробу з форми;
- контроль якості геометричних і механічних характеристик очисного поршня.

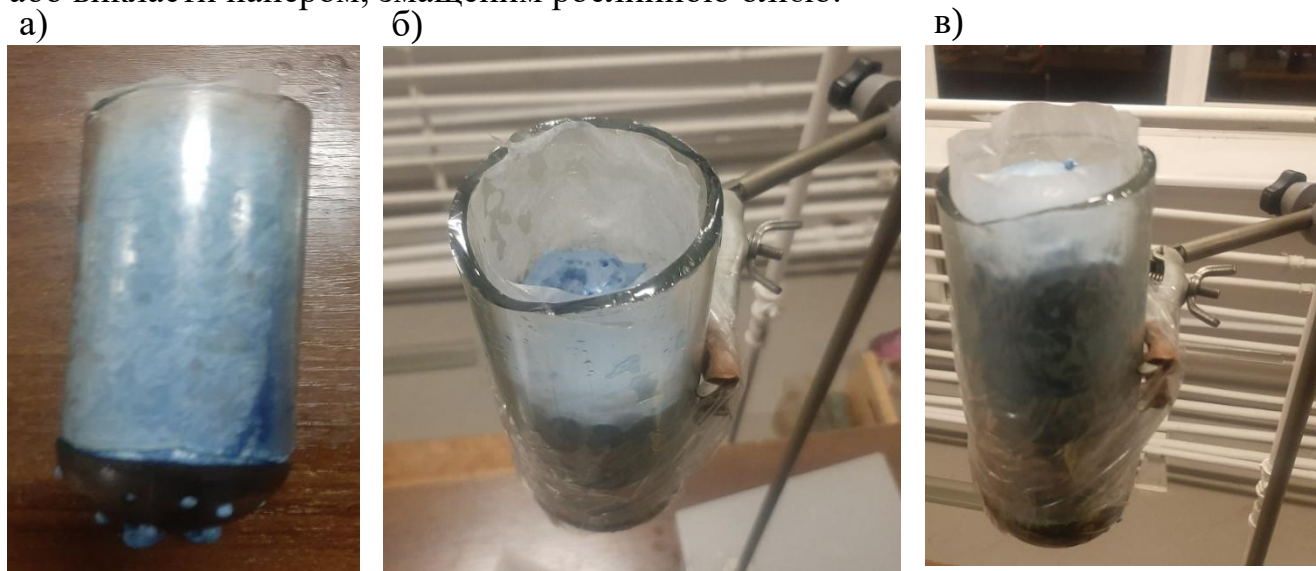
З огляду на те, що структура ППУ на від 85 % до 90 % складається з газової фази, матеріал характеризується зниженою міцністю, особливо при складній геометричній формі поршнів. У зв'язку з цим доцільним є використання ППУ переважно для виготовлення очисних поршнів простої, циліндричної форми.

Із технологічної точки зору, форму найбільш ефективно виготовляти з труб із внутрішнім діаметром, рівним внутрішньому діаметру трубопроводу, для очищення якого призначався відповідний поршень. У рамках експериментального дослідження форму виготовлено з прозорих скляних труб, діаметр яких рівний діаметру труб експериментальних установок.

Пінополіуретан застигає під впливом вологи повітря через це після наповнення форму не можна закривати, а для кращої якості очисного поршня дно форми має бути перфорованим, що не призводить до виходу великої кількості матеріалу (рисунок 3.12, а). Форма має бути закріплена таким чином, щоб її дно знаходилось у повітрі. Для закріплення форми застосовували лабораторний штатив. Для полегшення відділення очисного поршня від форми її внутрішню порожнину треба обробити антиадгезійним матеріалом або обгорнути змащеним рослинною олією папером. Після виходу із балона пінополіуретан збільшується в об'ємі (рисунок 3.12, в) через це форму заповнювали на половину (рисунок 3.12, б).

Полімеризація пінополіуретану відбувається за рахунок взаємодії з вологою повітря, тому форма під час твердіння має залишатися відкритою. Для забезпечення рівномірного твердіння і підвищення якості сформованого виробу в нижній частині форми треба передбачити перфороване дно, яке не допускає витоку значного об'єму матеріалу, але сприяє покращенню доступу повітря до зони реакції

(рисунок 3.12, а). Форму треба фіксувати у вертикальному положенні так, щоб перфороване дно знаходилося в повітряному середовищі – для цього застосовували лабораторний штатив. Щоб запобігти прилипанню затверділого матеріалу до стінок форми її внутрішню поверхню треба обробити антиадгезійним покриттям або викласти папером, змащеним рослинною олією.



а) – форма з поршнем; б) – заповнена форма; в) – затверділий очисний поршень

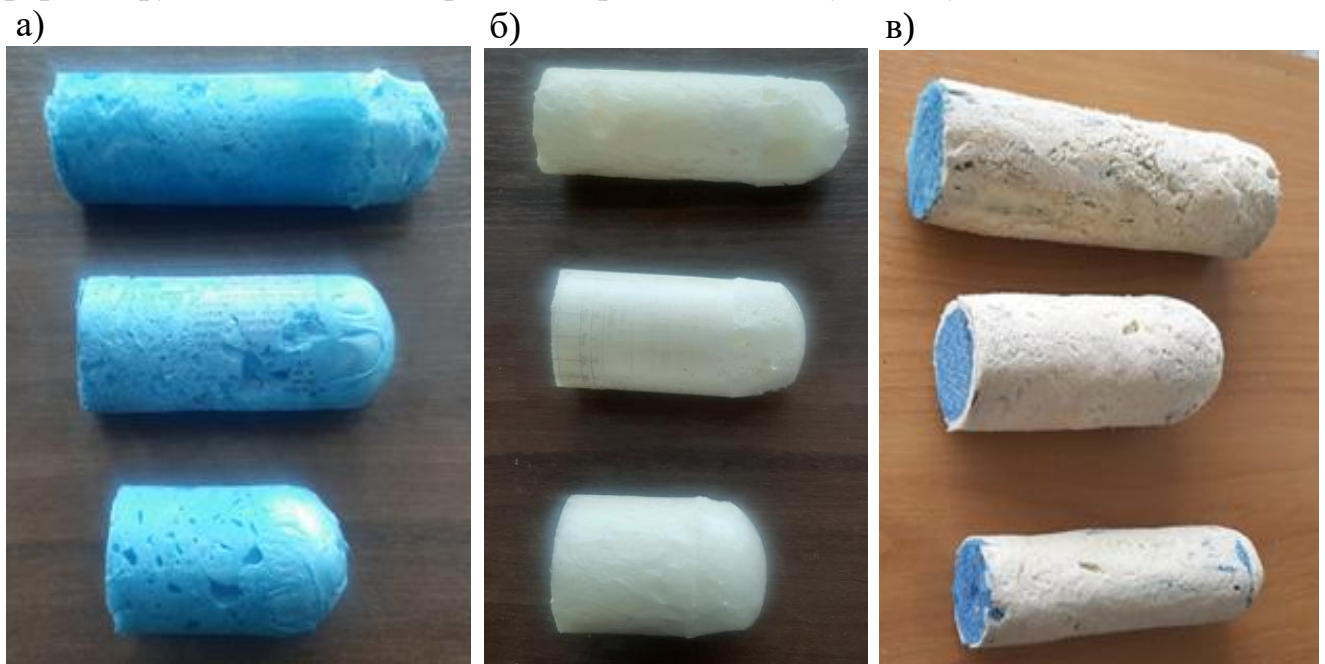
Рисунок 3.12 – Виготовлення пінополіуретанових очисних поршнів

З огляду на те, що ППУ під час реакції значно збільшується в об'ємі після виходу з балона, форму треба заповнювати лише до половини її об'єму (рисунок 3.12, б), що дозволяє уникнути переливання і деформації виробу в процесі розширення (рисунок 3.12, в).

Виготовлені із пінополіуретану дослідні зразки очисних поршнів наведені на рисунку 3.13.

З метою підвищення механічної міцності, жорсткості, зносостійкості та довговічності сформованих зразків, здійснювали поверхневе армування поршнів. Для цього шпателем наносили армувальний шар на основі високостійкого пінополіуретанового клею, який характеризується високим рівнем адгезії до спінених полімерних поверхонь (рисунок 3.13, в). Такий підхід дав змогу зменшити поверхневий знос у процесі багаторазового проходження поршнем трубопроводу,

підвищити опір поршня до дії стискальних навантажень та забезпечити збереження форми і функціональності протягом тривалого циклу експлуатації.



а) – пінополіуретан густиною 20-30 кг/м³; б) – пінополіуретан густиною 150-160 кг/м³; в) – пінополіуретан густиною 20-30 кг/м³ покритий пінополіуретановим клеєм

Рисунок 3.13 – Дослідні зразки очисних поршнів із пінополіуретану

У процесі виготовлення очисних поршнів із пінополіуретану можливе виникнення низки характерних дефектів, які впливають на якість і функціональні властивості готових виробів. До основних видів виробничого браку належать:

- неповне заповнення об'єму ливарної форми, зумовлене недостатнім розширенням пінополіуретану під час хімічного розширення та полімеризації;
- механічне руйнування окремих частин виробу під час вилучення поршня з форми, особливо в зонах з низькою щільністю та у разі адгезії до стінок форми;
- неповне затвердіння пінополіуретану, що виникає внаслідок нерівномірної реакції спінення або недостатнього доступу вологи до глибоких шарів суміші;
- формування великих пор та порожнин, спричинених неоднотипним заповненням об'єму форми і нерівномірним розподілом матеріалу під час розширення.

Дослідні зразки, виготовлені з пінополіуретану низької густини (від 20 до

30 кг/м³), відзначаються високою м'якістю, еластичністю та гнучкістю, однак демонструють низький рівень міцності, що обмежує їх застосування в умовах підвищених навантажень. Навпаки, зразки з пінополіуретану високої густини (150–160 кг/м³) характеризуються підвищеною жорсткістю, обмеженою еластичністю, але мають значно вищу механічну міцність, що робить їх придатнішими для багатократного використання.

Попри певні обмеження, пінополіуретанові поршні мають низку переваг, серед яких варто відзначити:

- низьку вартість матеріалу;
- простоту та доступність технології виготовлення;
- невелику масу, що знижує інерційне навантаження на стінки трубопроводу під час руху поршня.

Ці фактори роблять ППУ-поршні доцільними для застосування у випадках, де не вимагається високий рівень ущільнення або міцності, але важливими є легкість, гнучкість і економічна ефективність.

3.1.5 Очисні поршні із пружно-полімерної композиції

Для експериментальних досліджень за рецептурою Українського науково-дослідного інституту природних газів (УкрНДІгаз) [276] виготовлено дослідні зразки очисних поршнів із пружно-полімерної композиції (рисунок 3.14). Пружно-полімерна композиція є загущеною боратовим зшивачем гуаровою каміддю. Така композиція містить 1,5 % полімеру. Перевагами пружно-полімерних поршнів є їх саморуйнування. Для надання їм міцності, в'язкості їх треба витримати при понижених температурах. [57]

Склад та фізико-хімічні властивості полімерно-пружної композиції наведено у таблиці 3.3. Твердістю пружно-полімерної композиції від 2 до 4 одиниць за шкалою Шор А.

Дослідні зразки поршнів із пружно-полімерної композиції еластичні, гнучкі але не є міцними. Однак, їх перевагою є те, що вони здатні розчинятись у

трубопроводі після контакту із конденсатом або водою. Час необхідний для розчинення зазвичай більший ніж тривалість операції з очищення трубопроводу. Тому такі поршні не треба видаляти з трубопроводу і відповідно щоб їх прийняти не треба влаштовувати вузли приймання поршнів.



Рисунок 3.14 – Дослідні зразки саморуйнівних поршнів із пружно-полімерної композиції

Таблиця 3.3 – Склад пружно-полімерної композиції

Вміст полімеру, %	Склад полімеру	Склад композиції	Густина композиції, кг/м ³
1,5	гуарова камідь, загущена боратовим зшивачем	полімер – 15 г, вода – 1 дм ³ , зшивач – 3 мл	1040

3.2 Експериментальні дослідження процесів очищення дослідними зразками поршнів горизонтальних ділянок трубопроводів

У межах дослідження виготовлено серію дослідних зразків очисних поршнів з матеріалів, що відрізняються фізико-механічними властивостями (твердістю, модулем пружності, міцністю, густиною) та мають різну геометричну форму. Зазначені параметри істотно впливають на ефективність очищення трубопроводів від рідинних і твердих відкладів, а також на прохідну здатність поршнів через окремі ділянки трубопровідної мережі. З метою забезпечення раціонального вибору очисного поршня для систем збирання і транспортування газу газових

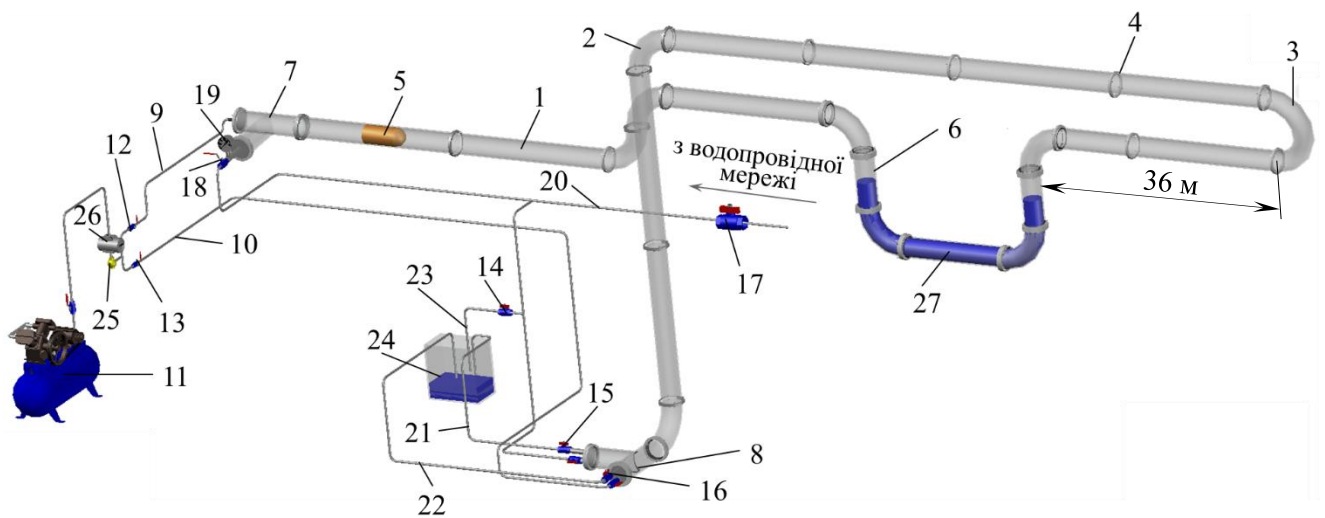
родовищ, газових та теплових мереж, необхідно здійснити експериментальні дослідження із застосуванням пів різних типів. У ході таких досліджень слід оцінити ефективність очищення трубопроводу кожним зразком та його здатність долати наявні в трубопроводі перешкоди.

3.2.1 Розроблення експериментальної установки з горизонтальними ділянками трубопроводу та методики досліджень

Експериментальна установка для випробувань дослідних зразків очисних поршнів та оцінювання ефективності очищення ними горизонтальних ділянок трубопроводів змонтована у лабораторії трубопровідного транспорту нафти і газу на базі експериментальної установки з скляних труб. Вона створена на основі експериментальної установки зі скляних труб і містить камери запускання та приймання поршнів, П-подібну ділянку трубопроводу, а також обв'язку, яка забезпечує можливість подачі води до цієї ділянки та здійснення руху поршнів як в прямому (аверсному), так і у зворотному (реверсному) напрямку

Експериментальна установка (рисунки 3.15, 3.16) складається з протяжного трубопроводу загальною довжиною 105 м виконаного з скляних труб 1 зовнішнім діаметром 65 мм та товщиною стінки 5 мм і довжиною 3,4 м кожна, скляних сімох відводів 2 кутом вигину 90° і радіусом вигину рівним $1,5DN$ та відводу 3 із кутом вигину 180° . Для герметизації труби 1 та відводи 2 з'єднані між собою фланцями 4 ущільненими гумовими кільцями та додатковими прокладками між скляними трубами 1. Прокладки в двох фланцях виступають у порожнину трубопроводу, імітуючи реальні нерівності та напливи металу, характерні для місць зварних стиків у трубопроводах систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж.

Для забезпечення можливості закачування води в трубопровід змонтовано П-подібну ділянку 6 (рисунки 3.15, 3.17). Для цього демонтовано одну з труб горизонтального скляного трубопроводу. Тоді з труб, відводів і приклеєних до них



1 – скляна труба 65×5; 2 – відвід 90°; 3 – відвід 180°; 4 – фланець; 5 – очисний поршень; 6 – П-подібна ділянка; 7 – камера запускання; 8 – камера приймання; 9, 10 – лінія подавання повітря; 11 – компресор; 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 – кран; 19 – манометр; 20 – лінія подавання води; 21, 22, 23 – лінія відведення води з передпоршневого простору; 24 – скляна мірна ємність; 25 – запобіжний клапан; 26 – газовий лічильник; 27 – вода

Рисунок 3.15 – Схема експериментальної установки для дослідження ефективності очищення горизонтальних ділянок трубопроводів поршнями



Рисунок 3.16 – Експериментальна установка для дослідження ефективності очищення горизонтальних ділянок трубопроводів поршнями

епоксидним клеєм друкованих на 3D принтері фланців із буртами змонтовано монтажні вузли з яких виконано П-подібну ділянку. П-подібна ділянка складається з двох вертикальних скляних труб довжиною 0,6 м кожна, однієї горизонтальної

скляної труби довжиною 3,2 м та чотирьох скляних відводів кутом вигину 90° і радіусом вигину рівним $1,5DN$. Загальна довжина П-подібної ділянки трубопроводу становить 5,1 м.



Рисунок 3.17 – П-подібна ділянка трубопроводу

З метою забезпечення високоточних досліджень просторово-часової динаміки тиску в процесі переміщення дослідних зразків очисних поршнів, експериментальна установка оснащена двома давачами тиску типу G1/4. Кожний давач вмонтовано у відповідний патрубок заглушки камери запускання (рисунок 3.18) та камери приймання поршнів, що дозволяє здійснювати безперервну реєстрацію тискових показників в зоні запускання та приймання. Вихідні сигнали з датчиків проходять попередню апроксимацію й кодування в універсальних лічильниках імпульсів smart-MAC D105, котрі інтегровані з високошвидкісним бездротовим інтерфейсом Wi-Fi. Далі сформовані цифрові пакети даних передаються на сервер хмарного зберігання, де за допомогою спеціалізованих алгоритмів здійснюється їхня візуалізація, архівація та статистичний аналіз. Крім того, у камері запускання (рисунок 3.15, рисунок 3.18) інтегровано калібрований мембранний манометр 19, що забезпечує оперативний контроль абсолютного тиску з відображенням результатів у режимі реального часу. Така комплексна схема відтворення, реєстрації та обробки тискових параметрів дозволяє отримати детальні дані про зміну гідродинамічних характеристик у експериментальних умовах і підвищує надійність висновків щодо впливу локальних гідравлічних перешкод на процес руху пружних поршнів.



Рисунок 3.18 – Камера запускання поршнів

Обв'язка експериментальної установки (рисунок 3.15, рисунок 3.19) розроблена таким чином, щоб після відкривання кранів 17 та 18 була можливість подати воду з мережі водопостачання в П-подібну ділянку трубопроводу 6 до відміток рівня, а після проходження поршнем усієї довжини трубопроводу змінювати його напрям руху з аверсного на реверсний. При цьому видалена поршнем 5 вода зливалась лініями відведення води з передпоршневого простору в скляну мірну ємність 24. Для цього обв'язка містить лінії подавання повітря в запоршневий простір 9, 10, лінії відведення води з передпоршневого простору 21, 22, 23, крани 12, 13, 14, 15, 16, 18.



Рисунок 3.19 – Обв'язка експериментальної установки

Для забезпечення можливості зміни напрямку руху очисного поршня 5 (рисунок 3.15) у конструкцію експериментальної установки інтегровано вузол переключення (рисунок 3.20). Вузол містить крани 12 та 13 на лініях подавання стисненого повітря в запоршневий простір 9 та 10 відповідно, крани 14 та 18, змонтовані на зливній лінії 23 та крани 15 і 16, змонтовані на зливних лініях 21 та 22 відповідно. Також на вході вузла переключення напряму руху очисного поршня 5 змонтовано запобіжний клапан 25 та роторний газовий лічильник 26. Запобіжний клапан 25 автоматично скидає тиск у системі при його перевищенні 0,2 МПа з метою запобігання зриву фланців із буртами, закріплених на скляних трубах, а також уникнення розриву самого скляного трубопроводу.



Рисунок 3.20 – Вузол переключення

Експериментальна установка обладнана компресором 11 (модель Dnipro-M AC-100 VG потужністю 2,2 кВт, об'єм ресивера 100 л). Такого об'єму ресивера достатньо, щоб підтримувати стабільний тиск до завершення проходження очисного поршня крізь увесь трубопровід без зупинок для підкачувань.

Використання прозорих (скляних) труб у конструкції трубопроводу дає можливість безпосередньо спостерігати динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів, а також фіксувати залишкові обсяги води в після проходження поршня. Такий візуальний контроль є суттєвим для якісної оцінки ефективності очищення

трубопроводу.

Перед кожним запасуванням у камері запускання фіксували характеристичні параметри дослідного зразка очисного поршня, а саме матеріал виготовлення, геометричну форму, довжину та масу. Також визначали твердість матеріалу поршня за шкалою Шор А (таблиця 3.1, таблиця 3.2). За твердістю Шор А визначали модуль пружності матеріалу поршня за рівнянням (3.1).

Для наповнення П-подібної ділянки трубопроводу 6 водою відкривали кульові крани 17 та 18 лінії подавання води 20. Після цього вода з мережі водопостачання надходила у П-подібну ділянку 6 експериментальної установки (рисунок 3.15) до попередньо встановлених відміток рівня (рисунок 3.17). Таким чином крім П-подібної ділянки 6 водою заповнювалась і ділянка трубопроводу між камерою запускання 7 та П-подібною ділянкою, де вона не повинна бути. Тому до моменту запускання поршня воду з цієї ділянки зливали шляхом відкриття кранів 14 та 18, а лінію зливання води 23 відводили в каналізацію (рисунок 3.15).

Після досягнення необхідного рівня води у П-подібній ділянці 6 водою демонтували заглушку камери запускання 7 (рисунок 3.15) та запасовували очисний поршень 5 у камеру. Запуск поршня здійснювали через поступове відкриття крана 12 на лінії подавання стисненого повітря 9 із ресивера компресора 11 в запоршневий простір. Коли запоршневий тиск перевищував силу тертя спокою між поршнем і скляною поверхнею трубопроводу, поршень починав переміщуватися уздовж трубної лінії. Під час руху кожного дослідного зразка очисного поршня 5 проводили синхронну відеофіксацію та реєстрацію даних із давачів тиску і фіксували покази манометра 19.

Для кількісної оцінки обсягу забруднень, винесених кожним поршнем із трубопроводу, безпосередньо перед початком запускання відкривали крани 15 і 16 на лініях відведення води 21 і 22. Вода разом із повітрям із передпоршневого простору спрямовувалася у калібровану мірну зливну ємність 24, що дозволяло визначити точний об'єм вилучених забруднень.

Після входу очисного поршня у камеру приймання 8 закривали кран 12 лінії подавання повітря 9 із ресивера компресора 11 в запоршневий простір. Далі

фіксували об'єм води в мірній ємності 24, вимірювали залишковий рівень води в П-подібній ділянці 6. [57, 58, 65]

Для варіювання режимів випробувань запускали дослідні поршні з різним ступенем відкриття крана 12 (1/3 та 2/3), що дозволяло виконувати дослідження для різної швидкості руху поршня. Експериментальні дослідження виконано за кімнатної температури від 16°C до 22°C.

3.2.2 Результати експериментальних досліджень ефективності очищення дослідними зразками очисних поршнів горизонтальних ділянок трубопроводів

Після запускання дослідні зразки очисних поршнів переміщалися уздовж трубопроводу, досягаючи його П-подібної ділянки (рисунок 3.21) з якої витісняли воду у суміжну горизонтальну ділянку. Після подолання П-подібної ділянки дослідні зразки очисних поршнів переміщалися далі горизонтальними ділянками трубопроводу і витісняли перед собою воду очищуючи таким чином трубопровід (рисунок 3.22).



Рисунок 3.21 – Витіснення води дослідним зразком очисного поршня із П-подібної ділянки трубопроводу



Рисунок 3.22 – Очищення горизонтальної ділянки трубопроводу дослідним зразком очисного поршня

Оцінювання ефективності очищення горизонтальних ділянок трубопроводу дослідними зразками очисних поршнів проводили шляхом кількісного аналізу залишкового об'єму води після проходження кожного зразка (рисунок 3.23). У процесі експерименту здійснювали наступні операції:

- вимірювали об'єм води у П-подібній ділянці перед початком руху кожного поршня для чого вимірювали рівень води в П-подібній ділянці трубопроводу. Після завершення проходження поршня повторювали аналогічні заміри рівня, за результатами яких також обчислювали об'єми рідини;

- фіксували об'єм води в каліброваній мірній зливній ємності після проходження поршня. Це дозволяло точно визначити об'єм рідини, вилученої безпосередньо поршнем із трубопроводу;

- розраховували об'єму залишку води в горизонтальних ділянках трубопроводу. Його визначали як різницю між початковим об'ємом води в П-подібній ділянці (до проходження поршня) та сумою двох величин: об'єму води, що залишився в П-подібній ділянці після проходження поршня, та об'єму води, вилученого в мірну зливну ємність. [58, 64]

Кожен дослідний зразок поршня проходив через трубопровід тричі поспіль за ідентичних умов. За результатами трьох циклів обчислювали середнє арифметичне значення залишкового об'єму води в горизонтальній ділянці. Такий підхід забезпечував високу точність кількісної оцінки ефективності очищення. Результати експериментальних досліджень ефективності очищення протяжних горизонтальних ділянок трубопроводу дослідними зразками поршнів подано в таблиці 3.4.



Рисунок 3.23 – Залишок води в горизонтальній ділянці трубопроводу після проходження очисного поршня

Таблиця 3.4 – Результати експериментальних досліджень ефективності очищення протяжних горизонтальних ділянок трубопроводу дослідними зразками очисних поршнів

№ п/п	Матеріал зразка	Форма зразка	Твердість за шкалою Шор А	Довжина зразка, мм	Маса зразка, г	Середнє значення об'єму залишку води, м ³
1	2	3	4	5	6	7
1	силіконовий компаунд	циліндричний	5	110	295	0,0031
2			10			0,0027
3			30			0,0019
4		гантелеподібний-дводисковий	5	110	242	0,0042
5			10			0,0039
6			30			0,0026
7		гантелеподібний	5	90	189	0,0049
8			10			0,0045
9			30			0,0035
10		гантелеподібний трикулевий	5	110	216	0,0058
11			10			0,0053
12			30			0,0041
13		манжетно-чашковий	5	110	205	0,0069
14			10			0,0066
15			30			0,0047

Кінець таблиці 3.4

1	2	3	4	5	6	7
16		багатодисковий	5	110	242	0,0082
17			10			0,0075
18			30			0,0059
19		гантелеподібний дисковий	5	110	205	0,0097
20			10			0,0088
21			30			0,0071
22	поліуретан	циліндричний	40	110	295	0,0012
23			60			0,0008
24			80			0,0005
25		гантелеподібний- дводисковий	40	110	242	0,0022
26			60			0,0013
27			80			0,0012
28		гантелеподібний	40	90	189	0,0029
29			60			0,0020
30			80			0,0018
31		гантелеподібний трикулевий	40	110	216	0,0033
32			60			0,0027
33			80			0,0022
34		манжетно- чашковий	40	110	205	0,0038
35			60			0,0029
36			80			0,0024
37		багатодисковий	40	110	242	0,0046
38			60			0,0035
39			80			0,0029
40		гантелеподібний дисковий	40	110	205	0,0065
41			60			0,0047
42			80			0,0039
43	силіконовий герметик	циліндричний	15	110	287	0,0191
44	пінополіуретан	циліндричний	2	110	23	0,0095
45	пінополіуретан	циліндричний	35	110	39	0,0023
46	пружнополімерна композиція	циліндричний	3	110	283	0,0131

За результатами виконаних досліджень побудовано графічну залежність об'єму залишку води в протяжних горизонтальних ділянках трубопроводу від твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А для різних геометричних форм поршнів (рисунок 3.24). Як бачимо, через усі дослідні зразки очисних поршнів є

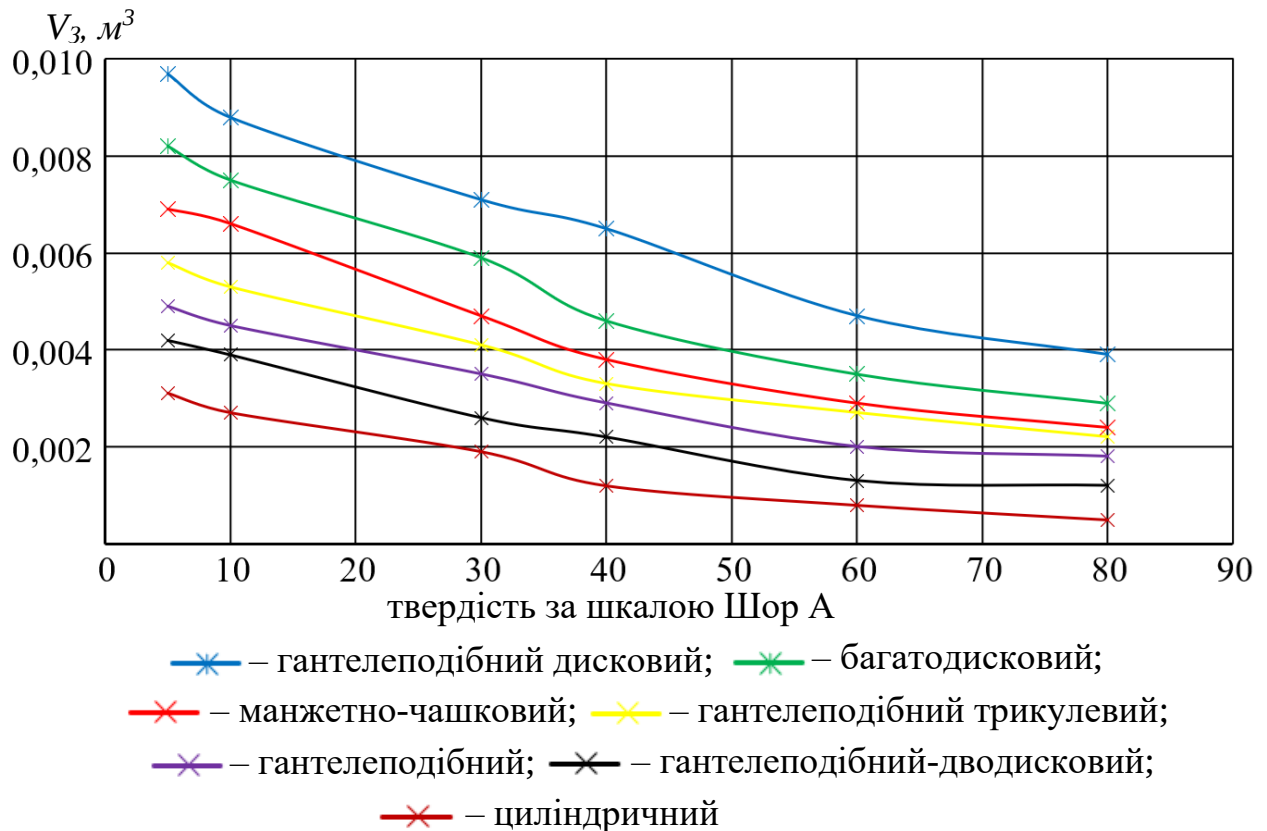


Рисунок 3.24 – Залежність об'єму залишку води в протяжних горизонтальних ділянках трубопроводу від твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А

перетікання рідинних забруднень. Однак, чим більша твердість матеріалу поршня за шкалою Шор А, тим об'єм залишку води в горизонтальних ділянках трубопроводу є менший, а отже більша ефективність очистки. Так, при збільшенні твердості матеріалу циліндричних поршнів за шкалою Шор А від 5 одиниць до 80 одиниць, об'єм залишку води в горизонтальних ділянках трубопроводу зменшується в 6 разів від 0,0031 м³ до 0,0005 м³, гантелеподібних в 2,7 разів від 0,0049 м³ до 0,0018 м³, а багатодискових в 1,8 разів від 0,0082 м³ до 0,0046 м³. Таким чином геометрична форма очисного поршня також має суттєвий вплив на ефективність очищення трубопроводів, так як вона безпосередньо впливає на жорсткість очисного поршня. Збільшення жорсткості очисного поршня за рахунок його геометричної форми призводить до збільшення ефективності очищення трубопроводу. Найбільшу жорсткість мають циліндричні очисні поршні завдяки своїй однорідній геометричній формі. Жорсткість їх геометричної форми дає змогу витримувати більші тиски і забезпечити найкращий контакт із стінками

трубопроводу. Результатом цього є мінімальний об'єм залишку води у горизонтальних ділянках трубопроводу після їх проходження (рисунок 3.24). Циліндричні очисні поршні із силіконового герметика значно менш ефективніші ніж із силіконового компаунда та поліуретану (таблиця 3.4) через те, що вони містять борозни і впадини (рисунок 3.10). Також менш ефективні циліндричні очисні поршні із пінополіуретану і пружнополімерної композиції, оскільки такі матеріали мають надзвичайно малу твердість за шкалою Шор А.

Геометрична форма гантелеподібних поршнів (гантелеподібний-дводисковий, гантелеподібний, гантелеподібний трикулевий) має меншу жорсткість, ніж циліндричних, так як дві або три їх циліндричні частини з'єднані між собою звуженою центральною частиною. Така форма зменшує загальний момент інерції конструкції, що безпосередньо позначається на її здатності протистояти деформаціям. Тому об'єм залишку води в горизонтальних ділянках трубопроводу після їх проходження є більший ніж циліндричних (рисунок 3.24, таблиця 3.4), хоча вони все ще забезпечують достатню ефективність очищення. Гантелеподібні-дводискові поршні за рахунок двох ущільнювальних дисків діаметр яких більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, є ефективнішими, чим гантелеподібні та гантелеподібні трикулеві (таблиця 3.4).

Гантелеподібні дискові, багатодискові та манжетно-чашкові очисні поршні мають найменшу жорсткість за рахунок своїх еластичних та гнучких ущільнювальних елементів (дисків, манжет та чашок). Недостатня жорсткість ущільнювачів призводить до їх слабшого прилягання до стінок трубопроводу, а тому об'єм залишку води в горизонтальних ділянках трубопроводу після їх проходження є більшим ніж після проходження гантелеподібних поршнів (рисунок 3.24, таблиця 3.4).

Отже, чим більша жорсткість поршня за рахунок твердості матеріалу та геометричної форми, тим краще він утримує свою форму, що забезпечити щільніше та рівномірне прилягання до внутрішніх стінок трубопроводу і сприяє максимально ефективному очищенню. Тому очисні поршні із поліуретану є більш ефективними, ніж і силіконового компаунда.

Також з графічної залежності (рисунок 3.24) можна побачити, що чим більша твердість матеріалу поршня за шкалою Шор А, тим менший вплив на ефективність очистки має геометрична форма очисного поршня. Так, для твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А 5 одиниць об'єм залишку води в горизонтальних ділянках трубопроводу після проходження гантелеподібного дискового поршня складає $0,0097 \text{ м}^3$, що на $0,0066 \text{ м}^3$ більше, ніж після проходження циліндричного, який складає $0,0031 \text{ м}^3$. Натомість для твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А 80 одиниць об'єм залишку води в горизонтальних ділянках трубопроводу після проходження гантелеподібного дискового поршня складає $0,0039 \text{ м}^3$, що на $0,0034 \text{ м}^3$ більше, ніж після проходження циліндричного, який складає $0,0005 \text{ м}^3$.

Виявлені закономірності впливу твердості матеріалу поршнів та їх геометричної форми на ефективність очищення трубопроводу можна пояснити результатами праць науковців М. П. Ковалко, В. Я. Грудз та ін. [134], М. Borregales, R Ensalsado та ін. [136], які прийшли до висновків, що перетікання рідини через поршень зумовлене нерівномірністю розподілу тиску в перерізі труби. Нерівномірність розподілу тиску пов'язана з невідповідністю епюри швидкостей рідини, що контактує з твердим тілом, та епюри швидкостей при турбулентному режимі. На рисунку 3.25 виділено в рідкій фазі елемент у вигляді паралелепіпеда і розташовано його в пристінному шарі. Епюра швидкостей рідини, що контактує з твердим тілом, повторює епюру швидкостей твердого тіла, тобто в перерізі труби швидкості у всіх точках однакові. Тому у виділений елемент вливається більше рідини, ніж з нього витікає. Це призводить до зростання тиску в пристінному шарі рідини. На осі труби швидкість, з якою рідина вливається в нього, менша за швидкість витікання. Внаслідок цього в елементі спостерігається понижений тиск. Нерівномірність розподілу тиску в перерізі труби призведе до деформації ущільнюючих елементів поршня і перетікання рідини через рухому границю. Це твердження підтверджується отриманими під час експериментальних досліджень результатами (рисунок 3.24, таблиця 3.4). Чим більша жорсткість очисного поршня за рахунок твердості матеріалу та геометричної форми тим менші його деформації, деформації ущільнюючих елементів і відповідно менші перетікання потоку через

поршень.

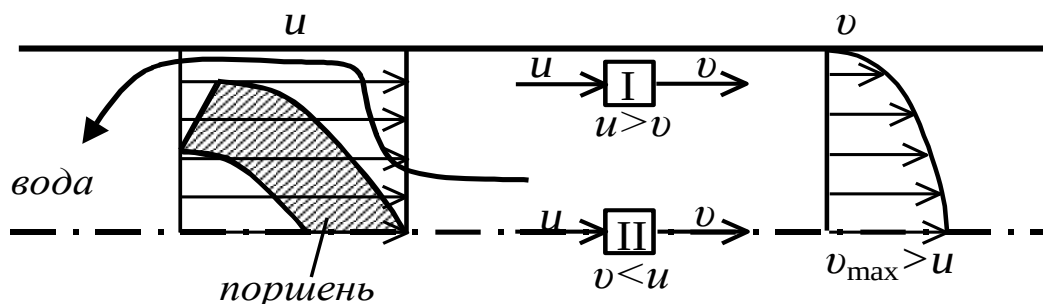


Рисунок 3.25 – Витіснення рідини поршнем із трубопроводу

У разі збільшення швидкості руху поршня ламінарний режим переходить у турбулентний, і епюри швидкостей твердого тіла та рідкої фази за формою наближаються одна до одної, внаслідок чого вирівнюється нерівномірність розподілу тиску в перерізі труби, і перетікання через рухомих границю зменшується. Отже, в цьому випадку збільшення швидкості руху поршня призведе до підвищення ефективності очищення трубопроводу. Однак, в момент зустрічі твердого тіла з рідинними скупченнями в газопроводі в результаті руху поршня з великою швидкістю виникає гідравлічний удар, внаслідок якого спостерігається підвищення тиску в області рідинних скупчень. У результаті гідроудару деформуються ущільнюючі елементи поршня, і частина рідини перетікає в запоршневий простір. Тоді збільшення швидкості поршня призводить до погіршення очищення. Таким чином, з одного боку, збільшення швидкості поршня покращує умови очистки газопроводу від рідинних скупчень, і погіршує, з іншого. О. Baker [277] зазначає, що при малих швидкостях руху поршня процес очищення трубопроводу може зайняти багато часу, що є економічно невигідним. Якщо ж поршень рухається надто швидко, очищення буде неякісним. Тому на основі експериментальних досліджень процесу очистки газопроводу автор одержав емпіричну формулу для швидкості поршня, при якій досягається найвищий ступінь очистки газопроводу. Цю швидкість називають оптимальною і вона рівна

$$U_{\text{опт}} = \frac{A \cdot \eta}{\rho \cdot d} \left(\left(\frac{h}{L_{\text{зат}}} \right)^{-1} \left(\frac{\frac{B}{M}}{\rho \cdot D_B^2 \cdot l_{\text{п}}} + \frac{l_{\text{п}}}{D_B} \cdot \frac{\eta^2}{S \cdot \rho} \right) \right)^m, \quad (3.2)$$

де A , B , m – коефіцієнти, які залежать від типу очисного поршня;

η – динамічна в'язкість рідких забруднень;

ρ – густина рідких забруднень;

$\bar{d}$ – ефективний діаметр труби;

h – різниця геодезичних відміток між початком і кінцем ділянки трубопроводу;

L_{3AG} – загальна довжина ділянки трубопроводу;

M – маса забруднень у трубопроводі.

Під час виконання експериментальних досліджень ефективності очищення дослідними зразками поршнів трубопроводу експериментальної установки встановлено, що така швидкість руху очисного поршня складає від 2 м/с до 5 м/с, що узгоджується з результатами опублікованими у наукових працях J. Tiratsoo [135], T. Nguyen, H. Yoo та ін. [278]. Тому витрату на виході компресора установлювали такою, щоб швидкість руху усіх дослідних зразків очисних поршнів була у цьому діапазоні.

Також під час експериментальних досліджень виявлено, що після проходження трубопроводом манжетно-чашкових поршнів діаметр манжет, чашок яких на 2 %, 3 % більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, об'єм залишку води був менший, ніж коли таке перевищення складало 1 %. Що стосується ущільнювальних дисків, то коли їх діаметр був на 5 %, 7 % більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, об'єм залишку води був менший, ніж коли таке перевищення складало 3 %.

Під час руху гантелеподібного-дводискового очисного поршня трубопроводом виявлено, що у верхній частині його диски вигинаються вперед, а в нижній назад (рисунок 3.26). Такі деформації дисків поршня демонструють, що у верхній частині труби відбуваються перетікання потоку повітря з запоршневого простору у передпоршневий простір, а у нижній – рідини із передпоршневого простору у запоршневий простір.



Рисунок 3.26 – Рух гантелеподібного-дводискового очисного поршня трубопроводом

3.2.3 Результати експериментальних досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів горизонтальними ділянками трубопроводів

Динаміка руху дослідних зразків очисних поршнів визначалась величиною тиску в запоршневому просторі та сили тертя між бічною поверхнею поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу. Сила тертя є основним чинником, який залежав від стану в якому перебуває поршень (спокій, рух), наявності перешкод вздовж трубопроводу (відводи, виступи у порожнину трубопроводу гумових ущільнень в місці з'єднань скляних труб), форми та матеріалу очисного поршня.

Тому рух дослідних зразків поршнів трубопроводом, який містив горизонтальні і П-подібну ділянку розбито на чотири окремі етапи:

- старт в камері запускання;
- рух горизонтальною ділянкою трубопроводу;
- тимчасова зупинка в місцях виступів гумових ущільнень у порожнину трубопроводу.

На першому етапі після запасування поршня в трубопровід і подавання повітря тиск у запоршневому просторі починав збільшуватись до тих пір, поки сила тиску, яка діяла на поршень, не була більшою сили тертя спокою між бічною

поверхнею поршня і внутрішньою стінкою трубопроводу. У цей момент відбувалось зрушення поршня. Можна було помітити, що у момент зрушення поршня у результаті подолання сили тертя спокою і дії між його бічною поверхнею і внутрішньою стінкою трубопроводу сили тертя ковзання він набуває значного прискорення. Сила тертя ковзання суттєво менша сили тертя спокою. Також ці процеси призводили до поступового незначного падіння тиску в запоршневому просторі і його стабілізування. Після стабілізування тиску в запоршневому просторі поршень сповільнювався і його швидкість стабілізувалась.

Тиск в запоршневому просторі на етапі руху горизонтальною ділянкою трубопроводу визначається силою тертя ковзання між бічною поверхнею поршня і внутрішньою стінкою трубопроводу, оскільки сила тиску та сила тертя ковзання врівноважуються під час руху поршня з постійною швидкістю. У свою чергу швидкість руху поршня залежала від витрати повітря.

Основними чинниками, які впливатимуть на силу тертя, є матеріал поршня, стан внутрішньої стінки трубопроводу (шорсткість, вологість тощо) та контактна сила між бічною поверхнею поршня і внутрішньою стінкою труб. У свою чергу контактна сила залежить від геометричної форми поршня та від того на скільки діаметр ущільнювальних елементів поршня більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу.

Найбільший тиск в запоршневому просторі потрібен, щоб рухались циліндричні поршні із поліуретану, силіконового компаунда, силіконового герметика, оскільки їх маса є найбільшою (біля 300 г). Такий тиск складав від 0,025 МПа до 0,030 МПа. Натомість найменшу масу мають поршні із пінополіуретану (від 10 г до 40 г) і тому щоб забезпечити їх рух потрібен невеликий тиск в запоршневому просторі, який складав від 0,003 МПа до 0,006 МПа. Поршні із поліуретану, силіконового компаунда складної геометричної форми (гантелеподібні, багатодискові, манжетно-чашкові) мають середню масу від 100 г до 250 г і для їх руху трубопроводом потрібний тиск від 0,010 МПа до 0,025 МПа. Причиною того, що для поршнів складної геометричної форми меншої маси потрібен наближено такий ж тиск, як для циліндричних поршнів більшої маси є те,

що на величину сили тертя, і відповідно тиску в запоршневому просторі має вплив контактна сила між бічною поверхнею поршнів і внутрішньою стінкою труб. У свою чергу контактна сила залежить від форми очисного поршня. Оскільки, диски, манжети та чашки очисних поршнів мають більший діаметр, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, то вони з більшою силою притискаються до внутрішньої стінки, що покращує ефективність очищення але призводить до збільшення сили тертя.

Скляні труби та відводи експериментальної установки з'єднані між собою фланцями які ущільнені гумовими кільцями та прокладками. У двох таких з'єднання експериментальної установки прокладки виступають у порожнину трубопроводу. Виступи прокладок у порожнину трубопроводу призводили до деформування (стискання) поршня і збільшення контактних сил. У свою чергу збільшення контактних сил призводило до збільшення сил тертя. Тому коли сума сили тиску в запоршневому просторі і сили інерції ставала меншою, ніж сума сили тертя в гумових ущільненнях труб і сили тертя між бічною поверхнею поршня і внутрішньою стінкою скляних труб, то відбувалась тимчасова зупинка поршня.

Коли швидкість руху циліндричних, гантелеподібних поршнів із силіконового компаунда, циліндричних із силіконового герметика була незначною спостерігалась їх зупинка в місцях виступів гумових ущільнень у порожнину трубопроводу (рисунок 3.27). Поршні із поліуретану, який має більшу твердість ніж силіконовий компаунд, та пінополіуретану великої густини $150-160 \text{ кг/м}^3$, який є твердим та має малу масу, зупинялись в місцях виступів гумових ущільнень при значно більшій швидкості руху, ніж із силіконового компаунда. Натомість манжетно-чашкові та багатодискові очисні поршні із силіконового компаунда, циліндричні із пінополіуретану малої густини $20-30 \text{ кг/м}^3$ характеризуються великою прохідною здатністю і вони не зупинялись у місцях виступів гумових ущільнень у порожнину трубопроводу. Причиною чого є податливість їхніх ущільнювальних елементів (дисків, манжет, чашок), податливість пінополіуретану малої густини.



Рисунок 3.27 – Тимчасова зупинка гантелеподібного трикулевого очисного поршня з силіконового компаунда в місці виступу гумового ущільнення з'єднання скляних труб в порожнину трубопроводу

Коли очисні поршні зупинялись у місці виступів гумових ущільнень у порожнину трубопроводу відбувалось збільшення запоршневого тиску. Якщо він досягав таких значень, що зумовлена ним сила, яка діяла на поршень, ставала більшою, ніж сила тертя спокою між бічною поверхнею поршня та гумовими ущільненнями і внутрішньою стінкою скляних труб, то відбувалось зрушення поршня і суттєве його прискорення, в результаті чого суттєво збільшувалась швидкість руху поршня за дуже короткий час. Причинами такого прискорення є значне раптове зменшення сили тертя, оскільки поршень виходив з резинових ущільнень, а тертя спокою між його бічною поверхнею та внутрішньою стінкою трубопроводу змінювалось на тертя ковзання, яке є значно менше сили тертя спокою. Оскільки, тиск необхідний для підтримування руху поршня (долання тільки сили тертя ковзання) суттєво менший тиску необхідного для зрушення тимчасово зупиненого поршня в гумових ущільненнях, то після зрушення поршня відбувалось зменшення тиску у запоршневому просторі до тих пір, поки він не досягав рівня, необхідного для подолання сили тертя ковзання. Це в свою чергу призводило до поступового сповільнення поршня після його суттєвого прискорення. Раптове суттєве збільшення швидкості руху поршня призводило до

збільшення величини перетікань рідинних забруднень через поршень і зменшення ефективності очищення. Також суттєве збільшення швидкості поршня може призвести до його пошкодження, якщо на шляху поршня зустрічаються, наприклад, відводи, трійники, інші місця різних виступів у порожнину трубопроводу тощо.

Описані процеси будуть відбуватись у місцях різних виступів у порожнину газопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж. Такими виступами є напливи, зміщення кромки у місці зварних з'єднань труб, порушення форми поперечного перерізу труб (вм'ятини, овальність), сильна внутрішньотрубна корозія тощо. Тому якщо трубопровід містить велику кількість різних виступів у порожнину то для його очищення доцільно застосовувати манжетно-чашкові та багатодискові очисні поршні із силіконового компаунда, циліндричні із пінополіуретану малої густини 20-30 кг/м³, які характеризуються великою прохідною здатністю. При цьому щоб мінімізувати кількість зупинок поршнів також доцільно підібрати таку витрату транспортованого середовища, щоб швидкість руху поршня була якомога більшою, але не перевищувала 5 м/с.

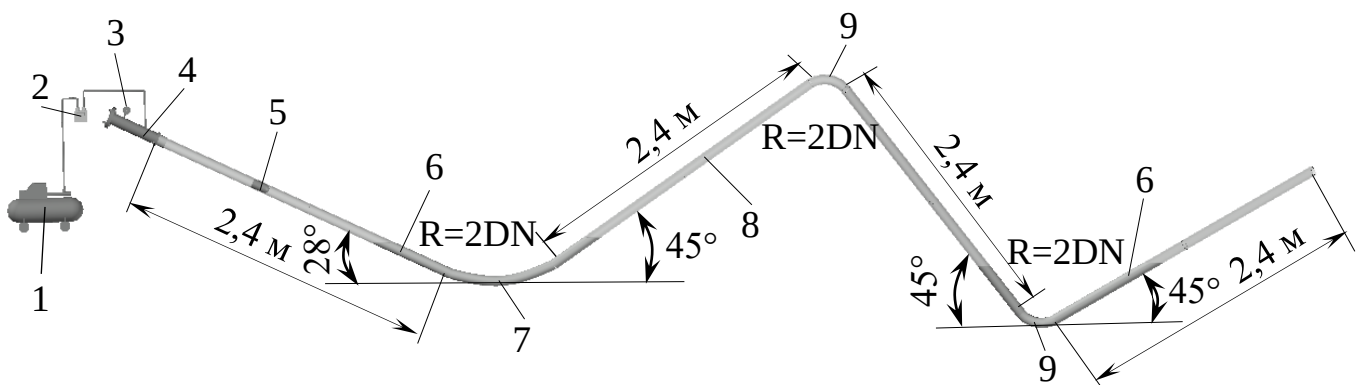
3.3 Експериментальні дослідження процесів очищення дослідними зразками поршнів понижених ділянок трубопроводів

Для експериментальних досліджень ефективності очищення дослідними зразками поршнів понижених ділянок трубопроводу розроблено і змонтовано експериментальну установку із скляних труб (рисунок 3.28). Експериментальна установка містить дві низхідні ділянки та дві висхідні і складається із чотирьох скляних труб 6 довжиною 2,4 м і внутрішнім діаметром 38 мм (рисунок 3.29). Загальна довжина трубопроводу 10 м. Трубопровід містить один відвід 7 кутом вигину 120° та два відводи 9 кутом вигину 90°. Радіус вигину усіх відводів рівний 2DN. Кут нахилу першої низхідної ділянки до горизонту 28°, другої низхідної, висхідних ділянок – 45°. Скляні труби і відводи з'єднано липкою стрічкою, яка також виконувала роль запобіжника тиску у разі застрягання поршня. Перевагою

такого скляного трубопроводу є можливість візуального спостереження за динамікою руху поршня, наглядно бачити ефективність виконуваних операцій з очищення порожнини трубопроводу, що є важливим для оцінювання ефективності процесу очищення трубопроводу.



Рисунок 3.28 – Експериментальна установка із двома пониженими ділянками трубопроводу



1 – компресор; 2 – лічильник; 3 – манометр; 4 – вузол запускання поршнів;
5 – поршень; 6 – рідинні забруднення; 7 – відвід 120°; 8 – скляна труба 44×3;
9 – відвід 90°

Рисунок 3.29 – Схема експериментальної установки із двома пониженими ділянками трубопроводу

Для запасування поршня в трубопровід та подавання повітря в запоршневий простір до лабораторної установки під'єднано камеру запускання поршнів 4 (рисунок 3.29, рисунок 3.30). Камера запускання обладнана манометром 3, що

давало змогу фіксувати тиск на вході в трубопровід під час руху поршня. Витрату повітря вимірювали газовим лічильником 2.



Рисунок 3.30 – Камера запускання поршнів

Поршні рухались під тиском сухого стисненого повітря, яке подавали із ресивера компресора (компресор Ессоair N=7,5 кВт, модель ЕССО 10/15В, $P_{\max}=15$ бар, об'єм ресивера 500 л). У ресивері компресора відбувалось стабілізування тиску. У місці випускання повітря з рідиною з експериментальної установки тиск рівний атмосферному. Краном на лінії подавання повітря від компресора регулювали витрату повітря і, відповідно, швидкість руху поршня.

Перед запусканням поршня в обидві понижені ділянки експериментальної установки заливали воду в обсязі $0,003 \text{ м}^3$) (рисунок 3.31).



Рисунок 3.31 – Заповнена водою понижена ділянка експериментальної установки

Витрата повітря встановлювалась такою, щоб швидкість руху поршнів знаходилась у межах від 2 м/с до 5 м/с, так як за такої швидкості ефективність очищення є найбільшою. У місці випускання повітря з рідиною з експериментальної установки тиск рівний атмосферному. Поршень та видалена

ним вода виходили із відкритого торця скляної труби експериментальної установки (рисунок 3.32).

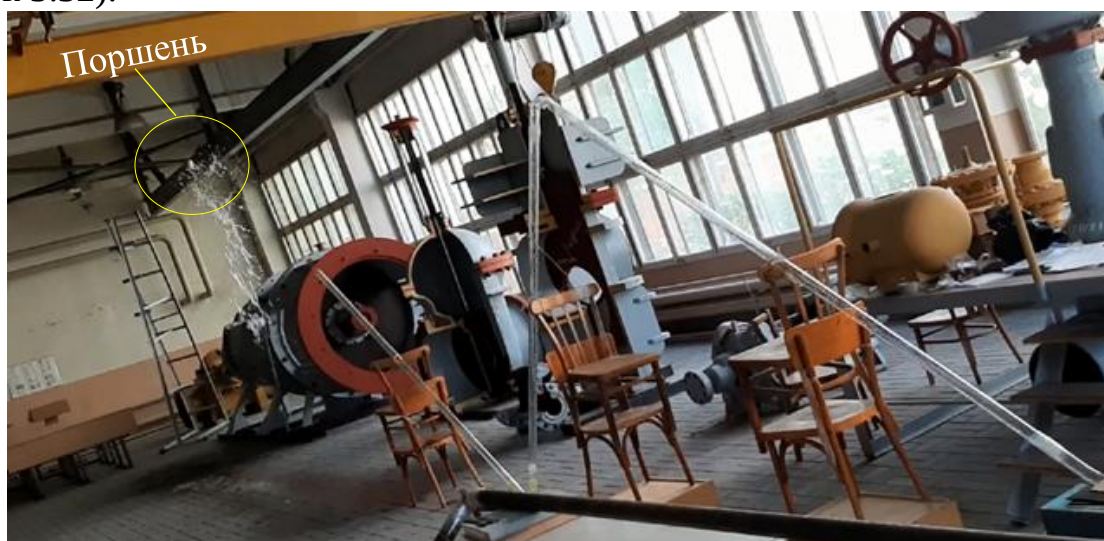


Рисунок 3.32 – Видалення поршнем рідини із експериментальної установки з двома пониженими ділянками трубопроводу

Щоб оцінити ефективність очищення понижених ділянок трубопроводу після проходження кожного дослідного зразка очисного поршня визначали об'єм залишку води в них (рисунок 3.33). Для цього вимірювали рівень води та розраховували об'єм залишку води. Запускання кожного дослідного зразка очисного поршня здійснювали три рази і визначали середнє значення об'єму залишку води в понижених ділянках трубопроводу. Результати експериментальних досліджень ефективності очищення понижених ділянок трубопроводу дослідними зразками очисних поршнів подано в таблиці 3.5.



Рисунок 3.33 – Залишок води в пониженій ділянці трубопроводу після проходження очисного поршня

Таблиця 3.5 – Результати експериментальних досліджень ефективності очищення понижених ділянок трубопроводу дослідними зразками очисних поршнів

№ п/п	Матеріал зразка	Форма зразка	Твердість за шкалою Шор А	Довжина зразка, мм	Маса зразка, г	Середнє значення об'єму залишку води, см ³
1	2	3	4	5	6	7
1	силіконовий компанунд	циліндричний	5	70	96	15
2			10			12
3			30			7
4		гантелеподібний- дводисковий	5	55	62	28
5			10			26
6			30			17
7		гантелеподібний	5	70	75	62
8			10			42
9			30			21
10		гантелеподібний трикулевий	5	70	73	89
11			10			73
12			30			34
13		манжетно- чашковий	5	70	82	138
14			10			101
15			30			47
16		багатодисковий	5	70	78	168
17			10			132
18			30			67
19		гантелеподібний дисковий	5	70	68	203
20			10			183
21			30			86

Кінець таблиці 3.5

1	2	3	4	5	6	7
22	поліуретан	циліндричний	40	70	96	5
23			60			3
24			80			1
25		гантелеподібний- дводисковий	40	55	62	11
26			60			4
27			80			2
28		гантелеподібний	40	70	75	14
29			60			7
30			80			5
31		гантелеподібний трикулевий	40	70	73	21
32			60			14
33			80			10
34		манжетно- чашковий	40	70	82	32
35			60			18
36			80			12
37		багатодисковий	40	70	78	41
38			60			24
39			80			19
40		гантелеподібний дисковий	40	70	68	69
41			60			38
42			80			29
43	силіконовий герметик	циліндричний	15	70	83	207
44	пінополіуретан	циліндричний	2	70	5	129
45	пінополіуретан	циліндричний	35	70	14	41
46	пружнополімерна композиція	циліндричний	3	70	83	145

За результатами виконаних досліджень побудовано графічну залежність об'єму залишку води в понижених ділянках трубопроводу від твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А для різних геометричних форм поршнів (рисунок 3.34). Як бачимо, через усі дослідні зразки очисних поршнів є перетікання води. Однак, так як і для горизонтальних ділянок, чим більша твердість матеріалу поршня за шкалою Шор А, тим об'єм залишку води в понижених ділянках трубопроводу є менший, а отже більша ефективність очистки. При цьому за малої твердості матеріалу очисних поршнів (від 5 до 30 одиниць) інтенсивність зменшення

залишку води в понижених ділянках трубопроводу є суттєво більша, ніж за великої (від 40 до 80 одиниць). Особливо це стосується очисних поршнів, які мають малу жорсткість за рахунок геометричної форми. Геометрична форма очисного поршня також має суттєвий вплив на ефективність очищення понижених ділянок трубопроводів, так як вона безпосередньо впливає на жорсткість очисного поршня. Так само як і для горизонтальних ділянок збільшення жорсткості очисного поршня за рахунок його геометричної форми призводить до збільшення ефективності очищення понижених ділянок трубопроводу. Що стосується циліндричних очисних поршнів із силіконового герметика то вони є неефективними через те, що містять борозни і впадини. Також менш ефективними, ніж поршні із силіконового герметика та поліуретану є поршні із пінополіуретану малої густини і пружнополімерної композиції, оскільки такі матеріали мають надзвичайно малу твердість за шкалою Шор А.

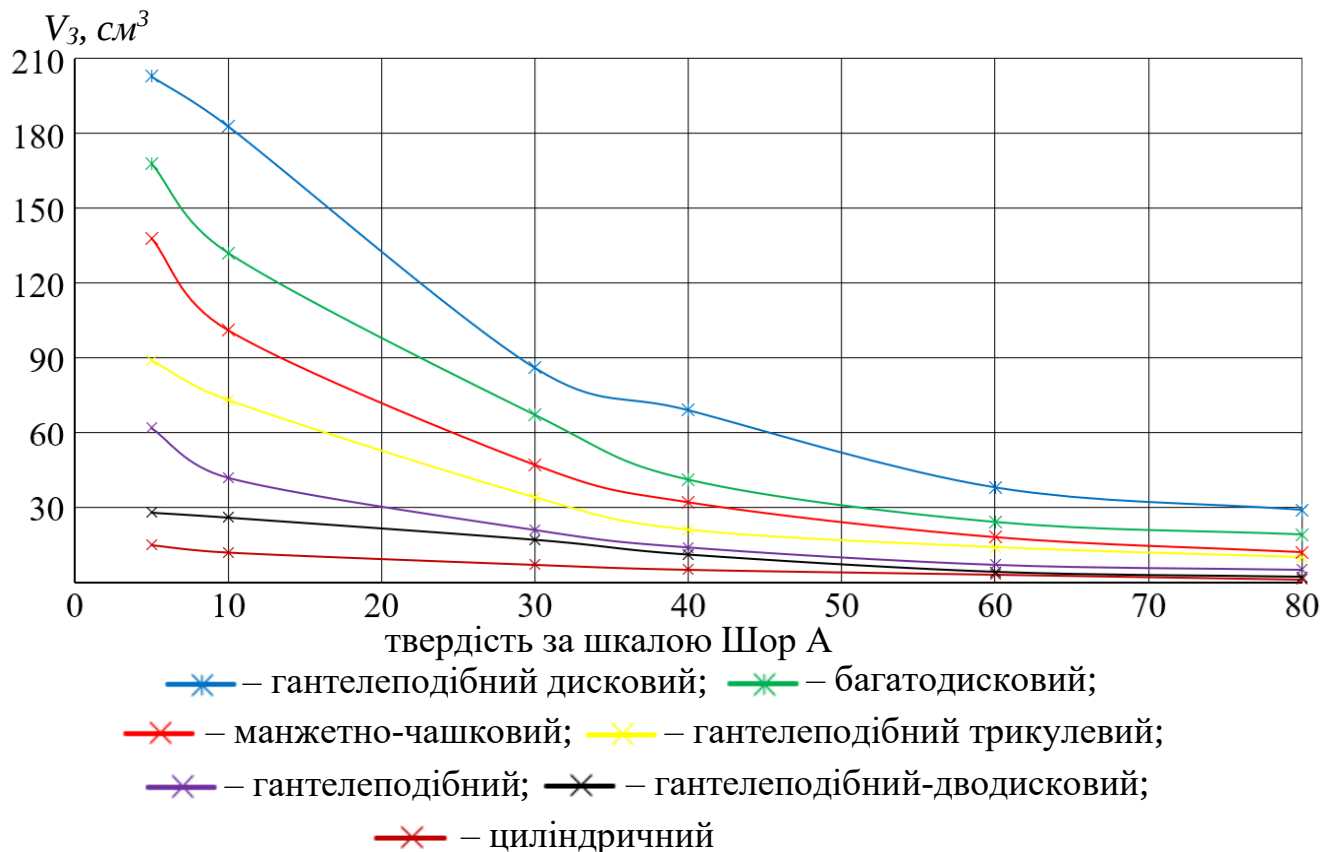


Рисунок 3.34 – Залежність об'єму залишку води в понижених ділянках трубопроводу від твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А

Експериментально встановлено, що через усі дослідні зразки очисних поршнів відбувається перетікання повітря із запоршневого простору. Причому таке перетікання спостерігалось і під час запускання поршня, до його зрушення, коли тиск у запоршневому просторі збільшувався до тих пір, поки сила тиску не була більшою сили тертя спокою, і під час руху поршня трубопроводом. Цікавим є те, що таке перетікання спостерігалось навіть коли діаметр циліндричного поршня із пружно-полімерної композиції був на 5 мм більший, ніж внутрішній діаметр експериментального трубопроводу. Перетікання повітря через поршні сприяло збільшенню якості очищення трубопроводу, оскільки призводило до зміщення значного об'єму води на висхідну ділянку перед підходом поршня до пониженої ділянки (рисунок 3.35). Таке зміщення мінімізувало гідравлічний удар поршня з водою. На висхідній ділянці поршень поступово підхоплював воду і переміщував перед собою. При цьому за рахунок перетікання повітря через поршень вода перед ним була аерована (рисунок 3.36), що також підвищувало якість очищення трубопроводу. [57]



Рисунок 3.35 – Рух поршня пониженою ділянкою трубопроводу

Також під час експериментальних досліджень помічено обертання циліндричних поршнів довкола повздовжньої осі коли вони рухались трубопроводом. Для визначення причин такого обертання змінювали форму заднього торця очисного поршня. Однак вона мала незначний вплив на обертання поршнів. Визначено, що причиною обертання циліндричних поршнів довкола повздовжньої осі під час руху трубопроводом є перетікання потоку через поршень (між бічною поверхнею поршня та внутрішньою

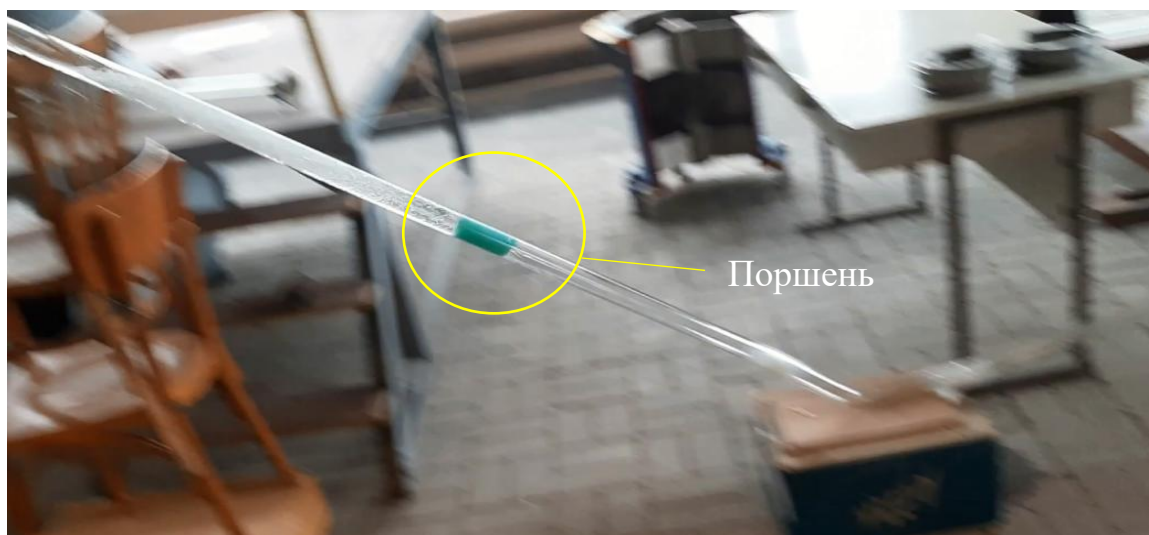


Рисунок 3.36 – Рух поршня висхідною ділянкою трубопроводу

стілкою трубопроводу). Такий ефект дасть змогу підвищити ефективність очищення внутрішньої стінки труби, для прикладу, від щільних піщано-масляних відкладів, щоб запобігти засміченню трубопроводу. Щоб підвищити якість такого очищення доцільно поршні виготовляти з криволінійними пазами на бічній поверхні (рисунок 3.37), що дає змогу значно збільшити обертовий момент і краще очищувати внутрішню стінку. Для виготовлення таких поршнів розроблено ливарну форму з дугоподібними ребрами на внутрішній поверхні (рисунок 3.38, а) заливанням силіконового компаунду в яку виготовлено очисні поршні із криволінійними пазами на бічній поверхні (рисунок 3.38, б).

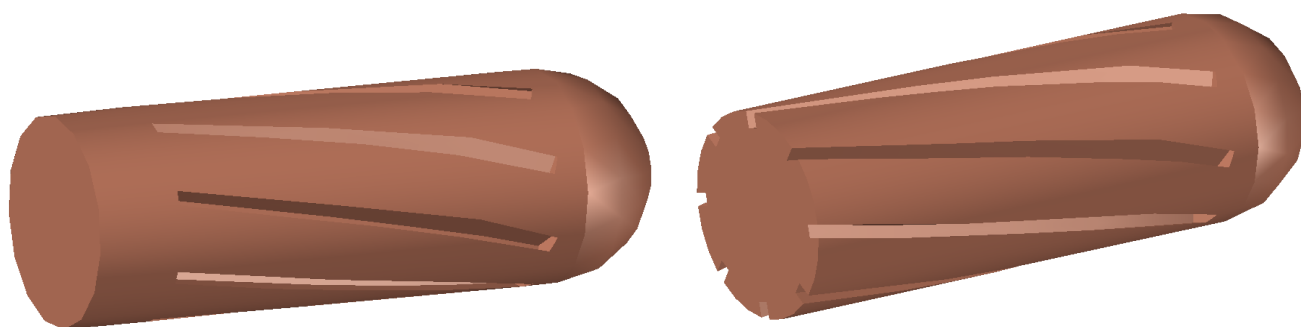
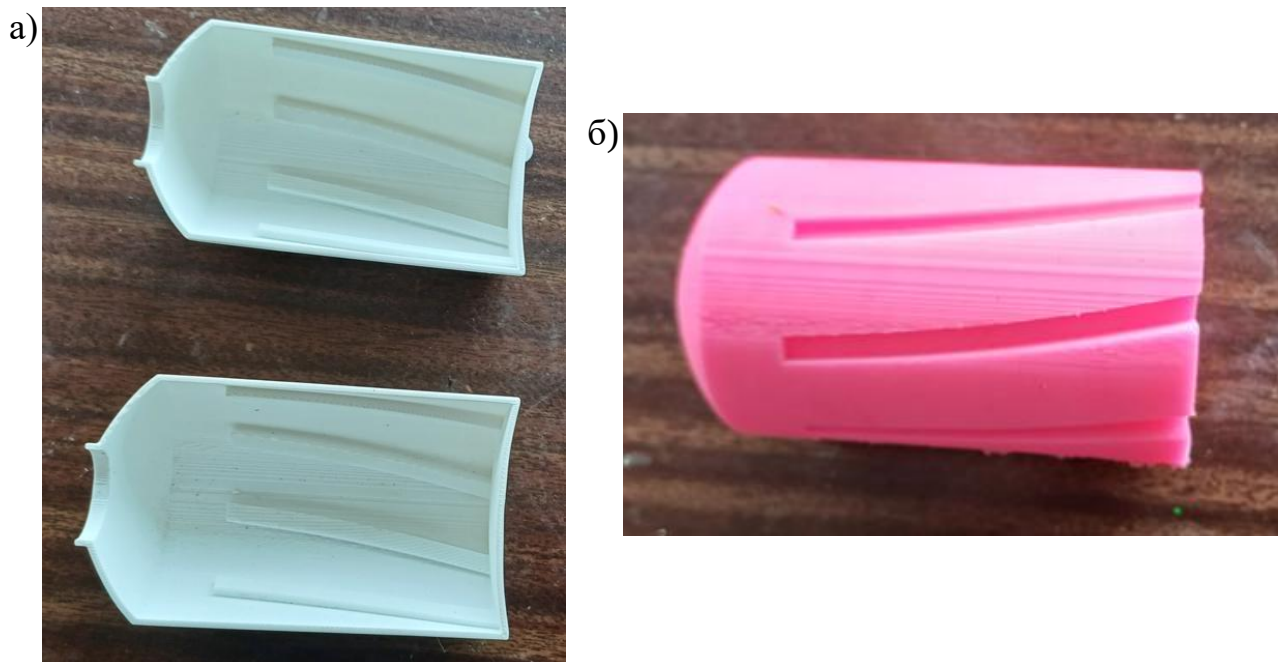


Рисунок 3.37 – Поршні із криволінійними пазами на бічній поверхні



а) – ливарна форма; б) – поршень

Рисунок 3.38 – Очисний поршень із криволінійними пазами на бічній поверхні

Висновки до розділу 3

1. Розроблено 3D моделі, технології виготовлення та виготовлено дослідні зразки очисних поршнів із силіконового компаунда твердості від 5 до 30 одиниць за шкалою Шор А та поліуретану твердості від 40 до 80 одиниць за шкалою Шор А (циліндричні, гантелеподібні, гантелеподібні трикулеві, гантелеподібні дискові, багатодискові, гантелеподібні-дводискові та манжетно-чашкові), пінополіуретану (циліндричний) та силіконового герметика (циліндричний). Найлегше виготовляти і найдешевшими є циліндричні поршні із пінополіуретану. Найкращими матеріалами для виготовлення очисних поршнів складної геометричної форми є силіконовий компаунд та поліуретан, які прості у використанні, є міцними і пружними. Ливарну форму для таких поршнів доцільно виготовляти 3D друком.

2. Пінополіуретан, пружно-полімерна композиція та силіконовий герметик не достатньо міцні та погано обтікають внутрішню поверхню форми тому з них доцільно виготовляти тільки циліндричні очисні поршні. Особливість виготовлення поршнів із пінополуретану є те, що вони застигають під впливом вологи повітря, тому щоб поршні були якісні, дно ливарної форми має бути

перфорованим і знаходиться у повітрі. Ливарна форма має бути заповнена на половину. Визначено фізико-механічні характеристики матеріалів із яких виготовлено дослідні зразки очисних поршнів, зокрема модулі пружності, густину, твердість за шкалою Шор А.

3. Експериментально встановлено, що під час руху трубопроводом через усі дослідні зразки поршнів у нижній частині труби відбувається перетікання рідини із передпоршневого простору у запоршневий, а у верхній – повітря з запоршневого у передпоршневий. При цьому чим більша жорсткість поршня за рахунок твердості матеріалу та геометричної форми, тим краще він утримує форму, що забезпечує щільніше та рівномірне прилягання до внутрішніх стінок трубопроводу і сприяє зменшенню перетікань та максимально ефективному очищенню. Так, при збільшенні твердості матеріалу циліндричних поршнів за шкалою Шор А від 5 одиниць до 80 одиниць, об'єм залишку води в горизонтальних ділянках експериментального трубопроводу зменшувався в 6 разів від $0,0031 \text{ м}^3$ до $0,0005 \text{ м}^3$, гантелеподібних-дводискових в 3,5 разів від $0,0042 \text{ м}^3$ до $0,0012 \text{ м}^3$, а манжетно-чашкових в 2,9 разів від $0,0069 \text{ м}^3$ до $0,0024 \text{ м}^3$. Найменш ефективними є циліндричні очисні поршні із пінополіуретану малої густини і пружно-полімерної композиції, які мають надзвичайно малу твердість за шкалою Шор А та із силіконового герметика, які містять борозни і впадини на бічній поверхні.

4. Тимчасові зупинки очисних поршнів у місцях незначних виступів у порожнину трубопроводів (напливи, зміщення кромek у місці зварних з'єднань, дефекти форми поперечного перерізу, інтенсивна корозія) призводять до зменшення ефективності очищення трубопроводу через значне збільшення швидкості їх руху після зрушення, що супроводжується посиленням перетікань. Здатність очисних поршнів проходити такі виступи без тимчасової зупинки визначає геометрична форма поршня та твердість матеріалу з якого він виготовлений, швидкість руху. Найбільшою прохідною здатністю характеризуються суцільнолиті манжетно-чашкові та багатодискові очисні поршні із силіконового компаунда твердістю від 5 до 30 одиниць за шкалою Шор А, циліндричні із пінополіуретану малої густини ($20\text{-}30 \text{ кг/м}^3$). Щоб ефективно

очищувати трубопроводи, які містять велику кількість незначних виступів у порожнину доцільно не тільки підібрати поршень, який має велику прохідною здатність, а й забезпечити таку витрату транспортованого середовища, щоб швидкість руху поршня була якомога більшою, але не перевищувала 5 м/с.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [57, 58, 64–67, 70, 78].

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПРУЖНИХ ПОРШНІВ ВІДВОДАМИ ТРУБОПРОВОДІВ

Розроблено механіко-математичну модель руху пружного поршня відводом трубопроводу. На основі аналітичного розв'язку задачі контакту пружного поршня з відводом досліджено вплив місцезнаходження поршня у відводі, пружних модулів матеріалу та геометричних розмірів поршня на розподіл поперечного контактного навантаження вздовж поршня та зміну запоршневого тиску під час його руху відводами трубопроводу різного радіусу вигину.

Визначено закономірності впливу модуля пружності матеріалу поршня на величину контактних сили нормальної реакції в місцях його притискання до внутрішньої стінки відводу трубопроводу та сил тертя. Отримано рівняння для розрахунку мінімально допустимої швидкості руху циліндричного поршня із пружного матеріалу на вході у відвід трубопроводу, щоб він його пройшов без зупинки і застрягання. Чисельним моделюванням досліджено закономірності впливу місцезнаходження поршня у відводі трубопроводу, геометричної форми його заднього торця та коефіцієнта динамічного тертя на розподіл еквівалентних напружень Мізеса в ньому, його деформації

Розроблено і змонтовано експериментальні установки із скляних і металевих труб та відводів. Експериментально досліджено динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів із пружних матеріалів відводами трубопроводів. Описано закономірності деформацій дослідних зразків очисних поршнів під час їх руху відводами, визначено причини і місця виникнення перетікань, які призводять до застрягання. Виміряно запоршневий тиск необхідний для проходження дослідних зразків поршнів відводами. Побудовано графічні залежності необхідного запоршневого тиску для проходження відводів трубопроводів від твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А, його геометричної форми для різних коефіцієнтів тертя.

4.1 Аналітичні дослідження контактної взаємодії пружного поршня з відводами трубопроводів

4.1.1 Постановка задачі та модель згинання поршня у відводі з урахуванням поперечного обтиснення

Відводи трубопроводів мають нелінійну геометричну форму, яка призводить до зміни напрямку руху потоку у їх внутрішній порожнині, що спричинює складну фізичну картину руху потоку [279–283], призводить до вигинання поршнів і збільшення контактних сил та сил тертя, посилення перетікань, що суттєво збільшує ризик їх застрягання.

Розглядаємо задачу про рух суцільного пружного циліндричного поршня відводом трубопроводу сталого кругового поперечного перерізу. Невелике відхилення осі труби від прямої лінії характеризуються функцією $Y_0(Z) \ll R$ (рисунок 4.1).

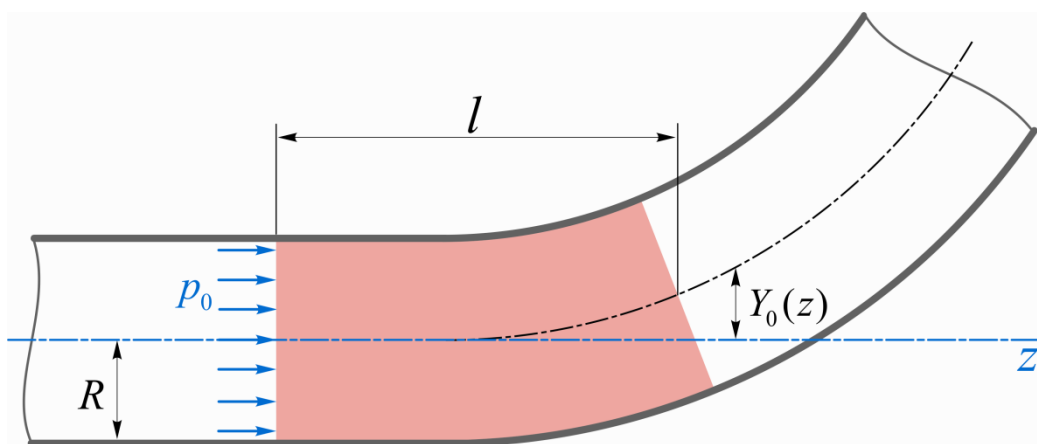


Рисунок 4.1 – Схема руху пружного циліндричного поршня відводом трубопроводу

Під дією запоршневого тиску p_0 пружний поршень рухається вправо і долає дотичні сили опору, спричинені проковзуванням на бічній поверхні.

Необхідно дослідити напружений стан поршня та величину запоршневого тиску для руху поршня відводом без зупинок.

Дослідження проводимо у квазістатичній постановці, нехтуючи силами

інерції. Деформації поршня вважаються малими, а стінка труби – абсолютно жорсткою.

Розміри поршня та рухому і нерухому системи координат показано на рисунку 4.1. Зв'язок між рухомою та нерухомою координатами

$$Z = z - l + s_0, \quad (4.1)$$

де s_0 – довжина частини поршня, яка зайшла у відвід трубопроводу.

Для отримання аналітичної оцінки основних ефектів контактної взаємодії побудували одновимірну інженерну модель деформівного поршня, яка включає:

– усереднені рівняння рівноваги

$$\sum Z_i = A \frac{d\sigma_z}{dz} + \int_{\Pi} \tau_{nz} d\Pi = 0, \quad z \in (0, l), \quad \sigma_z(l) = 0, \quad (4.2)$$

$$\sum Y_i = \int_0^l \int_{\Pi} \sigma_n \cos(n, y) d\Pi d\zeta = 0, \quad \sum m_i = \int_0^l \int_{\Pi} \sigma_n \cos(n, y) d\Pi \zeta d\zeta = 0; \quad (4.3)$$

– кінематичні припущення:

а) вісь поршня жорстка на згин

$$u_y^0 = \Delta + \Theta z; \quad (4.4)$$

б) поперечний переріз поршня не деформується в напрямку, перпендикулярному до площини рисунка

$$u_x = 0; \quad (4.5)$$

– усереднений закон Гука, який враховує поперечне обтиснення

$$\sigma_n(\theta) = \frac{E}{R} (u_y(R) - u_y^0) \cos(n, y), \quad (4.6)$$

– умови фрикційного контакту на бічній поверхні

$$u_y(R) - Y_0(z) = 0, \quad \tau_{nz} = (f - Y_0'(z) \cos(n, y)) \sigma_n, \quad \sigma_n < 0; \\ \sigma_n = 0, \quad \tau_{nz} = 0, \quad u_y(R) - Y_0(z) < 0. \quad (4.7)$$

Тут $\sigma_n(y) = \sigma_r(R, \theta)$, $\tau_{nz}(y) = \tau_{rz}(R, \theta)$ – нормальне та дотичне контактні напруження на бічній поверхні поршня, σ_z – середнє осьове напруження в поршні, $u_y(R)$ – переміщення бічної поверхні поршня в напрямку осі y , Δ, Θ –

переміщення та кут повороту осі поршня як жорсткого цілого, $A = \pi R^2$ та $II = 2\pi R$ – площа та периметр поперечного переріза поршня, l – довжина поршня, E – модуль Юнга матеріалу поршня, f – коефіцієнт тертя пари труба–поршень.

Пояснимо ключові елементи моделі (4.2)–(4.6) більш детально.

За припущенням вісь труби є плоскою кривою, отож, розглянемо згин поршня в площині yz .

Формули (4.2) є диференціальними рівняннями рівноваги поршня в проекції на вісь z за відсутності лобового опору. Інші два рівняння рівноваги плоскої системи сил (4.3) означають відсутність перерізувальної сили та згинального моменту на торцях циліндра.

Задля простоти вважаємо, що вісь поршня не згинається, а здійснює наперед невідомі переміщення та поворот (формула (4.4)). Крім того, враховуючи припущення (4.5), встановлюємо зв'язок між вертикальними та радіальними переміщеннями точок поперечного перерізу

$$u_r(r, \theta) = u_y(r, \theta) \cos(r, y) = u_y(r, \theta) \cos \theta. \quad (4.8)$$

Найскладнішим питанням у розглянутій моделі є формулювання фізичних співвідношень. Як уже згадувалось, ключовою ознакою моделі є урахування поперечного обтиснення поршня. Щоб не ускладнювати міркування, ефект Пуассона у цій задачі до уваги не беремо, $\nu = 0$.

Запишемо рівняння закону Гука для радіальних напружень

$$\sigma_r(r, \theta) = \sigma_r(R, \theta) = \sigma_n(\theta) = E \frac{\partial u_r}{\partial r}. \quad (4.9)$$

Інтегруючи це співвідношення від 0 до R , отримаємо

$$\sigma_n(\theta) = \frac{E}{R} (u_r(R, \theta) - u_r(0, \theta)). \quad (4.10)$$

Ця рівність фактично засвідчує виконання гіпотези Вінклера про пропорційність напруження різниці переміщень меж пружного шару.

Нарешті, враховуючи формулу (4.7), із виразу (4.8) остаточно отримуємо фізичне співвідношення (4.6), яке виражає контактне радіальне напруження через

різницю між відхиленням осі труби та вертикальним переміщенням осі поршня.

Як показано на рисунку 4.2, гіпотетично зони щільного контакту чергуються із ділянками відставання. Наприклад, якщо в присерединній ділянці поршня верхній півпериметр Π^+ контактує із стінкою труби, то на протилежному нижньому боці Π^- очікуємо відставання. І навпаки, в околі кінців поршня матимемо відставання на горішньому півпериметрі та контакт на долішньому. Невідомі координати розмежування цих ділянок визначаються в ході розв'язання задачі. Ураховуючи сказане, умови контакту бічної поверхні із стінкою викривленої труби записали у вигляді системи рівностей та нерівностей (4.7). Як і повинно бути на криволінійній ділянці вираз для дотичного контактного напруження містить фрикційну складову від кулонівського тертя та деформаційну складову, пов'язану з кутом атаки. [56]

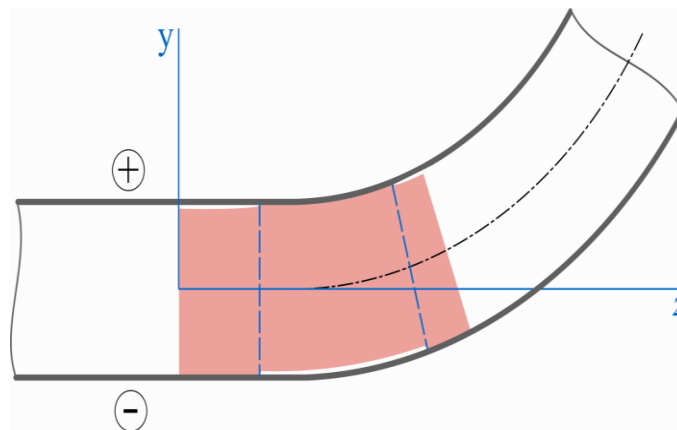


Рисунок 4.2 – Структура зон контакту та відставання

4.1.2 Побудова аналітичного розв'язку задачі згинання поршня у відводі трубопроводу

Здійснимо побудову аналітичного розв'язку сформульованої контактної задачі для довільного радіуса викривлення відводу трубопроводу.

Розрахуємо поверхневі інтеграли, які присутні у рівняннях рівноваги (4.2), (4.3). Враховуючи косинусний розподіл контактних напружень за периметром (4.6), поверхневі інтеграли можна виразити через поперечне навантаження

$$\int_{\Pi} \sigma_n d\Pi = \frac{\Pi}{2}(\sigma^+ + \sigma^-), \quad \int_{\Pi} \sigma_n \cos(n, y) d\Pi = \frac{\pi\Pi}{8}(\sigma^+ - \sigma^-), \quad (4.11)$$

де $\sigma^\pm = \frac{1}{\Pi^\pm} \int_{\Pi^\pm} \sigma_n d\Pi$ – середні контактні напруження на верхньому та нижньому півпериметрах.

Треба відзначити, що одна з величин σ^+ або σ^- завжди дорівнює нулеві (в зоні відставання), а різниця $\sigma^+ - \sigma^-$ є пропорційною до поперечного контактного навантаження на поршень.

Тепер рівняння рівноваги (4.2)–(4.6) можемо записати у формі

$$\frac{d\sigma_z}{dz} = \frac{\Pi}{A} \left(-f \frac{1}{2}(\sigma^+ + \sigma^-) + Y_0'(z) \frac{\pi}{8}(\sigma^+ - \sigma^-) \right), \quad z \in (0, l); \quad \sigma_z(l) = 0. \quad (4.12)$$

$$\int_0^l (\sigma^+ - \sigma^-) d\zeta = 0, \quad \int_0^l (\sigma^+ - \sigma^-) \zeta d\zeta = 0. \quad (4.13)$$

Скориставшись кінематичним рівнянням (4.4), фізичним співвідношенням (4.6) та умовами контакту (4.7), знайдемо середні контактні напруження на півпериметрах

$$\sigma^+ = 2 \frac{E}{R} (u_y(R) - u_y^0) = 2 \frac{E}{R} (Y_0(z) - (\Delta + \Theta z)), \quad \sigma^- = 0, \quad (4.14)$$

або

$$\sigma^+ = 0, \quad \sigma^- = -2 \frac{E}{R} (u_y(R) - u_y^0) = -2 \frac{E}{R} (Y_0(z) - (\Delta + \Theta z)). \quad (4.15)$$

Тоді

$$\sigma^+ + \sigma^- = -2 \frac{E}{R} |Y_0(z) - (\Delta + \Theta z)|, \quad (4.16)$$

$$\sigma^+ - \sigma^- = 2 \frac{E}{R} (Y_0(z) - (\Delta + \Theta z)). \quad (4.17)$$

Підставляємо результат (4.17) у рівняння (4.13) і отримуємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих констант жорсткого переміщення

$$\Delta l + \Theta \frac{l^2}{2} = \int_0^l Y_0(\zeta) d\zeta, \quad \Delta \frac{l^2}{2} + \Theta \frac{l^3}{3} = \int_0^l Y_0(\zeta) \zeta d\zeta. \quad (4.18)$$

Розв'язок цих рівнянь буде

$$\Delta = 4 \frac{1}{l} \int_0^l Y_0(\zeta) d\zeta - 3 \frac{1}{l^2} \int_0^l Y_0(\zeta) \zeta d\zeta, \quad (4.19)$$

$$\Theta = -6 \frac{1}{l^2} \int_0^l Y_0(\zeta) d\zeta + 12 \frac{1}{l^3} \int_0^l Y_0(\zeta) \zeta d\zeta. \quad (4.20)$$

Розв'язуючи задачу Коші знаходимо розподіл середнього осьового напруження вздовж поршня

$$\sigma_z(z) = \frac{1}{R} \left(f \int_z^l (\sigma^+ + \sigma^-) d\zeta - \frac{\pi}{4} \int_z^l Y_0'(\zeta) (\sigma^+ - \sigma^-) d\zeta \right) \quad (4.21)$$

Формула (4.21) разом з виразами (4.16), (4.17) та (4.19) і (4.20) дає аналітичний розв'язок сформульованої контактної задачі для довільного малого відхилення осі труби від прямої лінії.

Зокрема, для запоршневого тиску маємо вираз

$$p_0 = -\sigma_z(0) = \frac{1}{R} \left(-f \int_0^l (\sigma^+ + \sigma^-) d\zeta + \frac{\pi}{4} \int_0^l Y_0'(\zeta) (\sigma^+ - \sigma^-) d\zeta \right) \quad (4.22)$$

Перший доданок цього виразу характеризує фрикційну складову сил опору (від тертя), другий доданок – деформаційну складову (від кута атаки). [56]

4.1.3 Рух поршня відводом трубопроводу малого радіусу вигину

Розглянемо рух пружного поршня у циліндричній трубі зі зломом осі на невеликий кут α (рисунок 4.3). Фактично маємо зміну траєкторії з переходом через ділянку з безмежно малим радіусом вигину відводу.

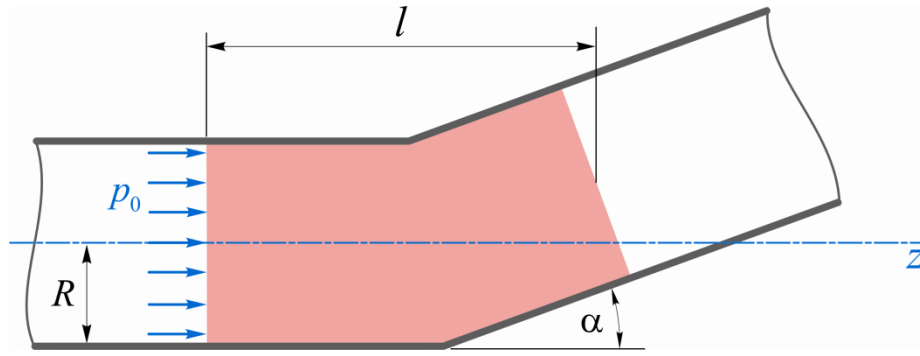


Рисунок 4.3 – Схема руху пружного поршня відводом трубопроводу малого радіуса вигину

Для цього випадку у результатах підпункту 4.1.2 треба прийняти кусково-лінійну функцію траєкторії

$$Y_0(z) = Y_0(z - l + s_0), \quad Y_0'(z) = Y_0'(z - l + s_0), \quad Y_0(Z) = \alpha Z H(Z), \quad Y_0'(Z) = \alpha H(Z), \quad (4.23)$$

де $H(Z)$ – функція Гевісайда.

Для розрахунку приймемо такі вихідні дані: $l = 4R$, $f = 0,2$, $\alpha = 0,2$.

Результати розрахунку контактної навантаження (4.17) для різних позицій правого торця поршня відносно точки зламу траєкторії (фіксовані s_0 з кроком у чверть довжини поршня) показано на рисунку 4.4. Тут видно, як змінюється навантаження на бічній поверхні, яке прагне вигнути поршень.

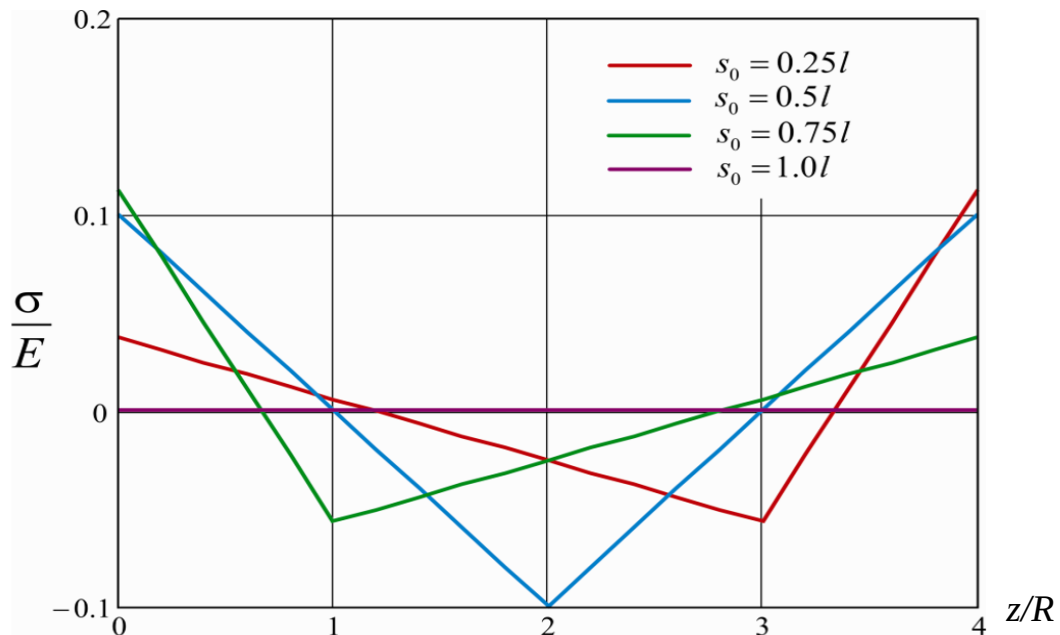


Рисунок 4.4 – Розподіл поперечного контактної навантаження вздовж поршня ($\sigma = \sigma^+ - \sigma^- = \pm \sigma^\pm$) для відводу трубопроводу малого радіуса вигину

У свою чергу закономірності зміни запоршневого тиску під час проходження поршнем зламу траєкторії трубопроводу проілюстровано на рисунку 4.5. При цьому окремо зображено фрикційну і деформаційну складову опору, а також їхню суму.

Спостерігаємо зміну знаку деформаційної складової при $s_0 > 0.5l$. Це явище пояснюється тим, що деформований стержень починає віддавати накопичену під час згинання потенціальну енергію. Максимальне значення сумарного опору досягається незадовго до того, як половина поршня проміне точку зламу траєкторії. При $s_0 \geq l$ увесь поршень знову опиняється у прямолінійній трубі і продовжує рух без контактних в'язей.

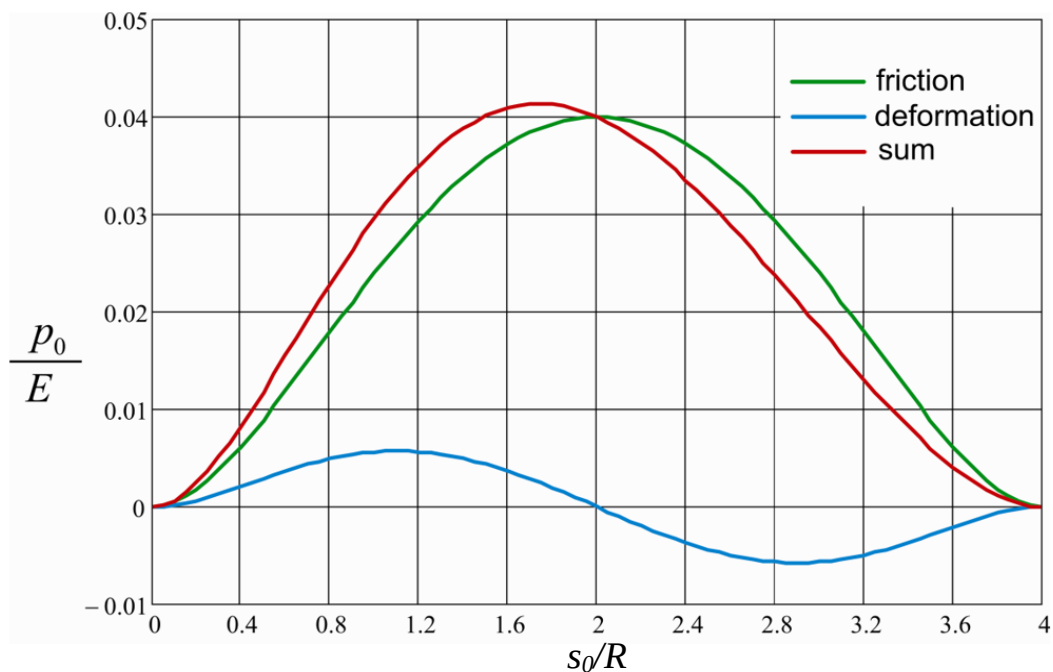


Рисунок 4.5 – Зміна запоршневого тиску при русі поршня відводом трубопроводу малого радіуса вигину

4.1.4 Рух поршня відводом трубопроводу великого радіусу вигину

Нехай очисний поршень з прямолінійної ділянки трубопроводу заходить у відвід великого радіуса вигину $\rho \gg R$ (рисунки 4.6).

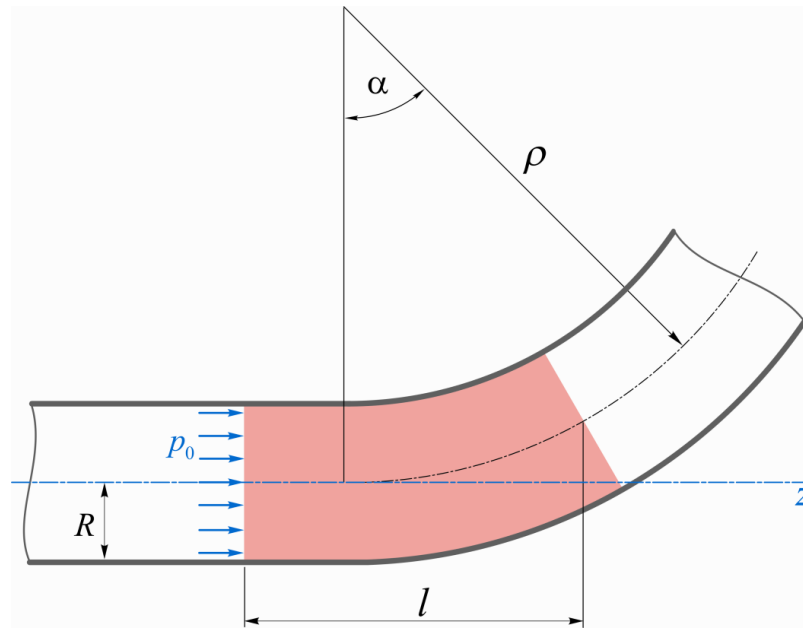


Рисунок 4.6 – Схема переходу поршня з прямолінійної ділянки трубопроводу у відвід великого радіуса вигину

У цьому разі маємо розривну зміну кривини від 0 до $1/\rho$, тому наведений у підпункті 4.1.2 розв’язок слід аналізувати, прийнявши

$$Y_0(z) = Y_0(z - l + s_0), \quad Y_0'(z) = Y_0'(z - l + s_0),$$

$$Y_0(Z) = \frac{Z^2}{2\rho} H(Z), \quad Y_0'(Z) = \frac{Z}{\rho} H(Z). \quad (4.24)$$

Розрахунок виконаєм за таких вихідних даних: $l = 4R$, $f = 0,2$, $\alpha = 0,4$, $\rho = l/\alpha = 10R$.

На рисунку 4.7 наведено розподіл контактних навантажень, які намагаються зігнути поршень підчас його входу у відвід трубопроводу. Ці графічні залежності складаються із дуг параболи, спряжених з прямими лініями.

На рисунку 4.8 проілюстровано зміну величини запоршневого тиску, необхідної для заходу поршня в відвід сталої кривини. Деформаційна компонента опору поводить не монотонно і пропадає після повного заходу поршня в дугу. Після цього поршень продовжує рух відводом із сталим фрикційним опором. Фрикційна компонента монотонно зростає із збільшенням шляху s_0 . Сумарний опір сягає максимального значення перед повним входом поршня в відвід, проте цей максимум не є виразним. [56]

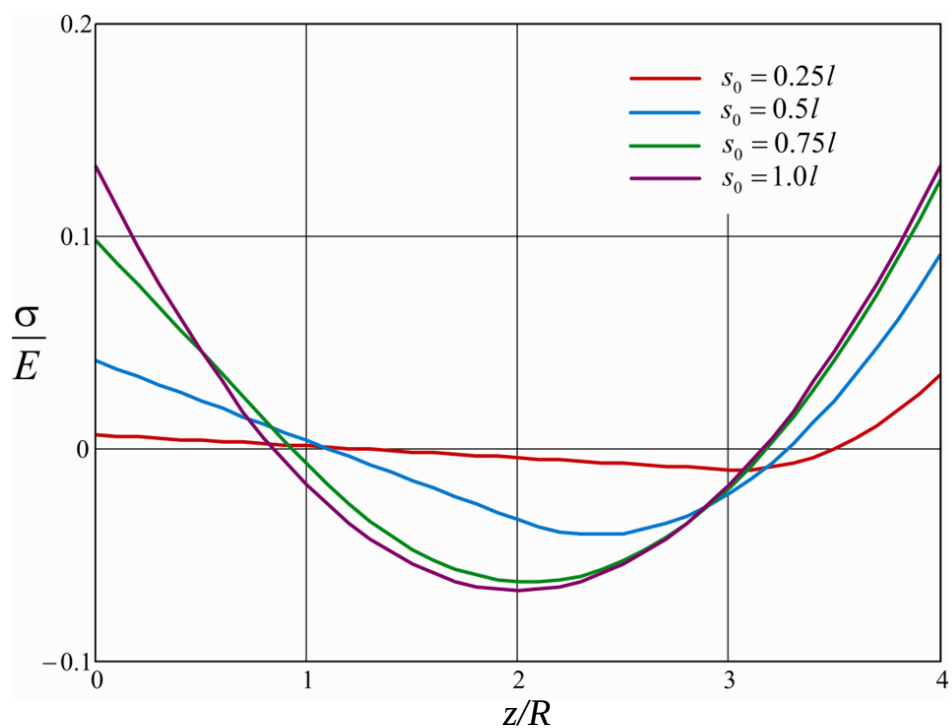


Рисунок 4.7 – Розподіл поперечного контактної навантаження вздовж поршня
 $(\sigma = \sigma^+ - \sigma^- = \pm \sigma^\pm)$

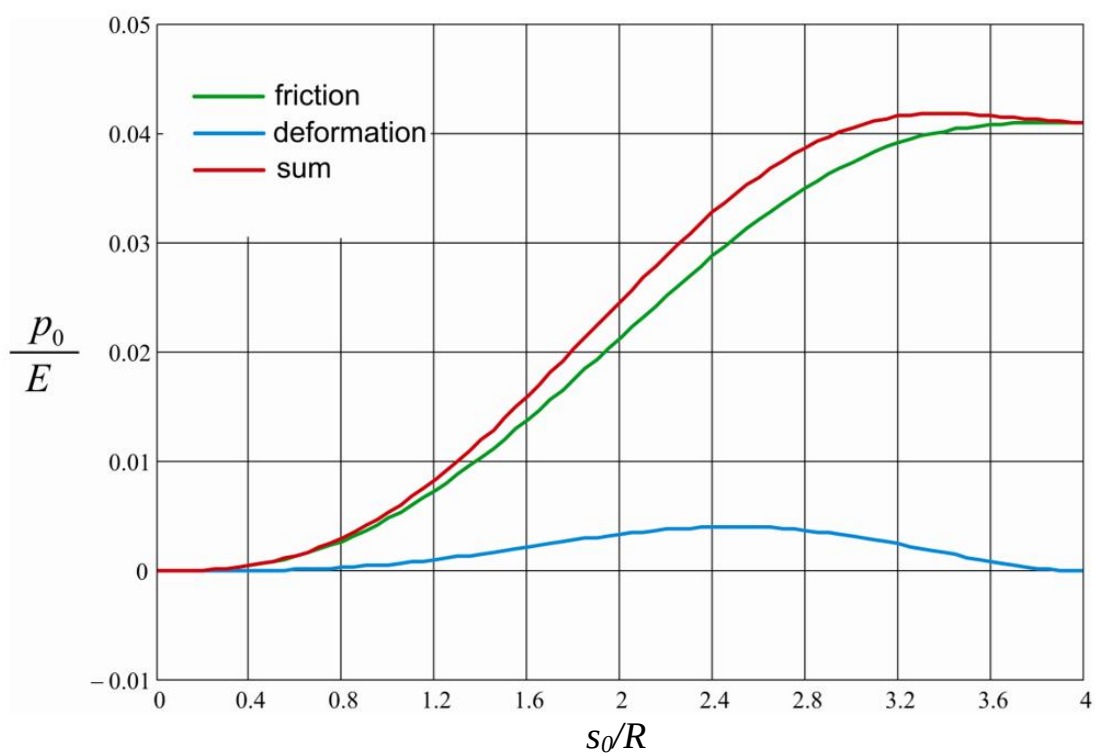


Рисунок 4.8 – Зміна запоршневого тиску при входженні поршня в відвід
трубопроводу

4.2 Дослідження динаміки руху пружних поршнів відводами трубопроводів

Різні пружні матеріали з яких можна виготовити суцільнолиті поршні для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж мають різну твердість, різні модулі пружності, густину тощо. Ці характеристики впливають на динаміку їх руху фасонними елементами трубопроводів, зокрема відводами. Відводи трубопроводів є додатковим опором руху поршнів, тому важливо встановити наскільки суттєвим є цей вплив, оскільки поршні з невдало підбраного матеріалу можуть зупинятись і застрягати під час проходження фасонних елементів трубопроводів. Для цього спочатку розглянемо рух поршня прямолінійною горизонтальною ділянкою трубопроводу (рисунок 4.9). Нехай поршень суцільнолитий циліндричний із пружного матеріалу діаметр якого рівний внутрішньому діаметру трубопроводу. Тоді рівняння руху поршня (1.1) можна записати наступним чином

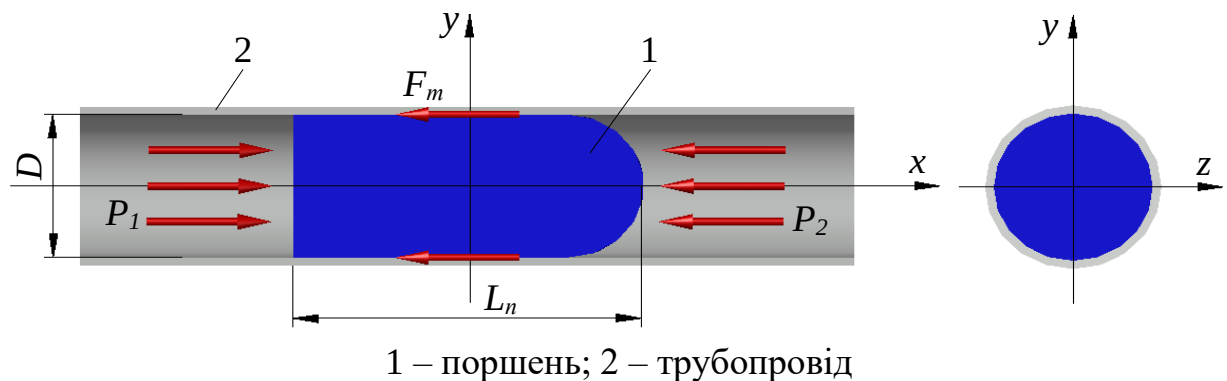


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема руху циліндричного поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу

$$m_n \frac{dV_n}{dt} = (P_1 - P_2) S_n - F_T. \quad (4.25)$$

Сила тертя ковзання між бічною поверхнею поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу

$$F_T = fN = fgm_n. \quad (4.26)$$

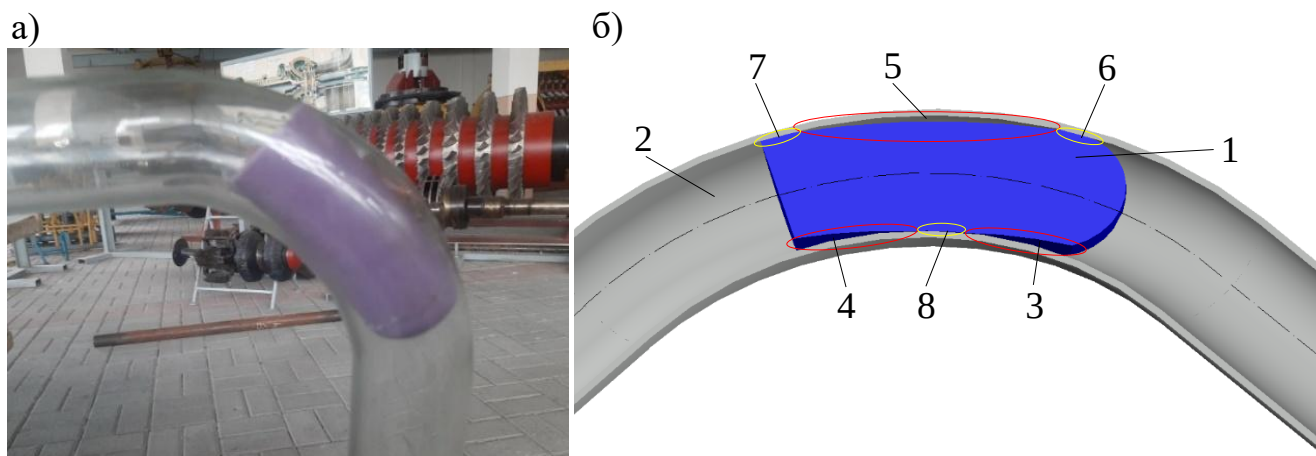
Під час рівномірного руху поршня горизонтальною прямолінійною ділянкою

з постійною швидкістю сила тиску та сила тертя ковзання між бічною поверхнею поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу врівноважені. Підставляємо (4.26) в (4.25) і отримаємо перепад тиску, який буде у такому випадку на поршні

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{f g m_n}{S_n} . \quad (4.27)$$

Коли суцільнолитий циліндричний поршень із пружного матеріалу рухається відводами трубопроводів геометрична форма таких фасонних елементів спричинює його деформування (вигинання). Під час експериментальних досліджень виявлено, що у результаті вигинання поршня 1 у відводі 2 відбувається часткове відокремлення його бічної поверхні від внутрішньої стінки (рисунок 4.10). Причому з вгнутого боку відводу поршень відокремлюється від стінки в передній (місце 3) і задній (місце 4) частині, а з опуклого боку – в середній (місце 5) (рисунок 4.10, б). Причинами цього є те, що коли поршень 1 рухається відводом 2 він з опуклого боку відводу в передній (місце 6) і задній (місце 7) частині сильно притискається до внутрішньої стінки, так як він хоче відновити свою форму під дією пружних сил, в результаті чого відбувається стискання матеріалу поршня в цьому місці і такі деформації призводять до відокремлення його від стінки в передній (місце 3) і задній (місце 4) частинах з вгнутого боку відводу. Також сильне притискання поршня 1 до внутрішньої стінки відбувається в його середній частині (місце 8) із вгнутого боку відводу 2. У результаті такого притискання матеріал поршня 1 в середній його частині біля вгнутого боку відводу 2 (місце 8) стискається і відбувається відокремлення середньої частини поршня 1 від стінки з опуклого боку відводу 2 (місце 5). До збільшення величини відокремлення поршня 1 від стінки в цьому місці призводить те, що в результаті притискання до внутрішньої стінки відводу 2 з опуклого його боку передньої (місце 6) і задньої (місце 7) частини поршня 1 відбувається розтягування матеріалу поршня 1 в середній його частині (місце 5) з цього ж боку відводу трубопроводу.

Вигинання суцільнолитих циліндричних поршнів із пружних матеріалів у відводах трубопроводів, нерівномірне їх притискання до внутрішньої стінки та відокремлення бічної поверхні поршня від внутрішньої стінки призводять до



1 – поршень; 2 – відвід; 3, 4, 5 – місце відокремлення поршня від стінки;
 6, 7, 8 – місце притискання поршня до стінки;
 а) – експериментальна установка; б) – схема

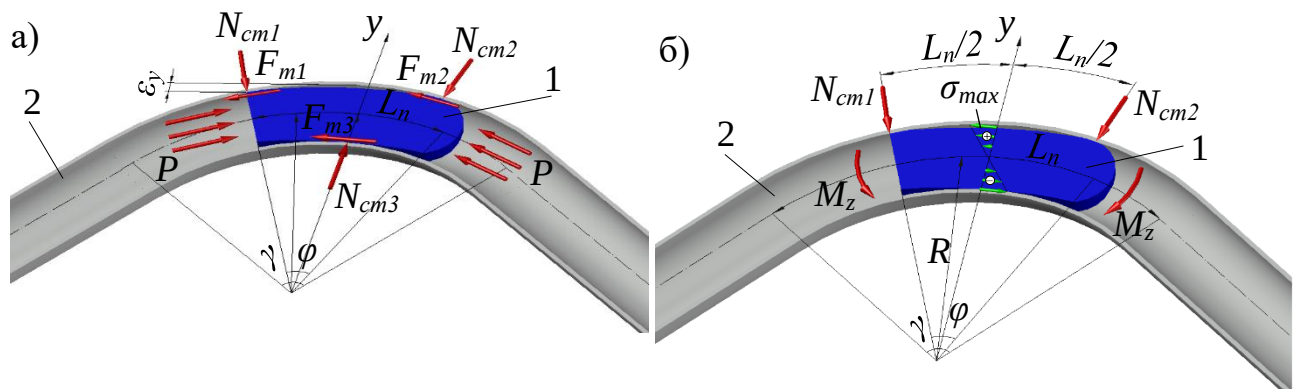
Рисунок 4.10 – Рух поршня із пружного матеріалу відводом трубопроводу

нерівномірний розподіл сил тертя. До того ж відокремлення поршня від внутрішньої стінки може призвести до виникнення перетікань потоку через поршень і зменшення перепаду тиску на ньому, зменшення зумовленої цим перепадом сили. Такі зміни динаміки руху поршня у відводі призводять до великої кількості невизначеностей, зокрема, експериментально встановлено, що може відбуватись уповільнення поршня або його повна зупинка і відновлення руху чи повна зупинка і застрягання. При цьому у разі застрягання поршня у відводі через перетікання зупинки транспортування продукту не відбудеться, але поршень буде великим гідравлічним опором і загрозою аварійної ситуації. Щоб цього уникнути перед застосуванням поршнів треба визначити за яких умов вони будуть проходити відводами трубопроводу, що суттєво залежить від їх фізико-механічних характеристик. Для цього треба дослідити динаміки руху поршня відводами трубопроводу, що є складною комплексною задачею, оскільки треба враховувати багато чинників, а саме криволінійну геометричну форму фасонного елемента, нерівномірне притискання бічної поверхні поршня до внутрішньої стінки, що впливає на величину сили тертя, характеристики матеріалу поршня, газодинамічні процеси.

Якщо циліндричний поршень виготовлено із жорсткого матеріалу, то його

максимально допустиму довжину для проходження відводу можна визначити методами аналітичної геометрії [223]. Якщо ж поршень виготовлено із пружного матеріалу то він вигинається у відводі трубопроводу і динаміка його руху суттєво залежить від фізико-механічних характеристик матеріалу та геометричних параметрів поршня.

Для визначення закономірностей руху циліндричного поршня із пружного матеріалу відводами трубопроводів треба визначити сили, які під час руху на нього діють. Рух поршня у відводі сповільнюється, припиняється більшими силами тертя, які зумовлені деформуванням (вигинанням) поршня на величину ε_y (рисунк 4.11, а). У результаті вигинання поршня 1 із пружних матеріалу у відводі 2 трубопроводу і його сильного притискання до внутрішньої стінки у передній (місце 6) і задній (місце 7) частині з опуклого боку відводу (рисунк 4.10, б) в цих місцях виникають значні контактні сили нормальної реакції N_{cm1} та N_{cm2} (рисунк 4.11, а) [68]. Ще сильніше притискання поршня до внутрішньої стінки відводу відбувається в середній його частині з вгнутого боку (місце 8) (рисунк 4.10, б), що призводить до виникнення контактної сили нормальної реакції N_{cm3} (рисунк 4.11, а). Контактні сили нормальної реакції призводять до виникнення значних сил тертя між зовнішньою поверхнею поршня та внутрішньою стінкою відводу у місцях притискання F_{m1} , F_{m2} та F_{m3} відповідно (рисунк 4.11, а).



1 – поршень; 2 – відвід;

а) – схема дії сил; б) – схема згину поршня

Рисунок 4.11 – Розрахункова схема руху циліндричного поршня із пружного матеріалу відводом трубопроводу

Також під час руху відводом на поршень діє відцентрова сила, яка призводить до несуттєвого збільшення сили його притискання до внутрішньої стінки у передній (місце 6) і задній (місце 7) частині з опуклого боку відводу (рисунк 4.10, б) і відповідно несуттєвого збільшення сил тертя F_{m1} та F_{m2} . Із вгнутого боку відводу відцентрова сила призводить до незначного зменшення сили його притискання до внутрішньої стінки у середній частині (місце 8) (рисунк 4.10, б) і відповідно несуттєвого зменшення сили тертя F_{m3} . Тому вплив відцентрової сили на динаміку руху поршня відводом трубопроводу не будемо враховувати.

Сила тяжіння залежно від просторового положення відводу та положення поршня у відводі може призводити як до несуттєвого пришвидшення поршня, так і до його несуттєвого сповільнення. Порівняно з впливом сил тертя величина впливу сили тяжіння є незначною. Тому вплив сили тяжіння також не будемо враховувати.

На основі аналізу сил, які діють на поршень у тангенціальному напрямку, під час його руху відводом трубопроводу, та другого закону Ньютона отримуємо рівняння руху поршня

$$(P_1 - P_2)S_n - F_{T1} - F_{T2} - F_{T3} = m_n a_m, \quad (4.28)$$

де a_m – тангенціальне прискорення поршня у відводі.

Щоб визначити сили тертя F_{T1} , F_{T2} та F_{T3} , які діють на циліндричний поршень із пружного матеріалу під час його руху відводом трубопроводу, треба визначити відповідні їм контактні сили нормальної реакції N_{cm1} , N_{cm2} та N_{cm3} (рисунк 4.11, а). Очевидно, що

$$N_{cm1} = N_{cm2}. \quad (4.29)$$

Спроектуємо сили, які діють на поршень на вісь у і на основі другого закону Ньютона отримуємо

$$N_{cm3} - N_{cm1} \cos \frac{\varphi}{2} - N_{cm2} \cos \frac{\varphi}{2} = -m_n a_o, \quad (4.30)$$

де a_o – доцентрове прискорення поршня;

φ – кут вигину поршня, який рівний

$$\varphi = \frac{L_n}{R}, \quad (4.31)$$

де R – радіус вигину відводу, який рівний радіусу вигину поршня.

Доцентрове прискорення поршня

$$a_o = \frac{V^2}{R}, \quad (4.32)$$

де V – швидкість руху поршня у відводі.

Підставляємо (4.29), (4.31) і (4.32) в (4.30). Отримаємо контактну силу нормальної реакції в місці притискання поршня до внутрішньої стінки відводу в середній його частині з вгнутого боку (місце 8) (рисунок 4.10, б)

$$N_{cm3} = 2N_{cm1} \cos \frac{L_n}{2R} - m_n \frac{V^2}{R}. \quad (4.33)$$

Для визначення контактної сили нормальної реакції N_{cm1} розглянемо згин циліндричного поршня у відводі трубопроводу (рисунок 4.11, б). Оскільки, згин відбувається відносно осі z , яка перпендикулярна до площини рисунка, то момент згину рівний

$$M_z = \frac{EI_z}{R}, \quad (4.34)$$

де E – модуль пружності матеріалу з якого виготовлений поршень;

I_z – момент інерції поршня відносно осі z . [284]

Момент інерції поршня відносно осі z

$$I_z = \frac{\pi \cdot D_n^4}{64}. \quad (4.35)$$

Згинальний момент також можна визначити за розрахунковою схемою (рисунок 4.11, б)

$$M_z = N_{cm1} \frac{L_n}{2}. \quad (4.36)$$

Підставляємо (4.36) в (4.34) і з урахуванням (4.35) отримуємо рівняння для визначення контактних сил нормальної реакції в місцях притискання поршня до внутрішньої стінки у передній (місце 6) і задній (місце 7) частині з опуклого боку відводу (рисунок 4.11, б)

$$N_{cm1} = N_{cm2} = \frac{\pi D_n^4 E}{32 R L_n} . \quad (4.37)$$

Рівняння (4.37) підставляємо в (4.33) і отримуємо рівняння для визначення контактної сили нормальної реакції в місцях притискання поршня до внутрішньої стінки у середній його частині (місце 8) з вгнутого боку відводу (рисунк 4.11, б)

$$N_{cm3} = \frac{\pi D_n^4 E}{16 R L_n} \cos \frac{L_n}{2R} - m_n \frac{V^2}{R} . \quad (4.38)$$

За контактними силами нормальної реакції N_{cm1} та N_{cm2} визначаємо силу тертя в місцях їх виникнення

$$F_{m1} = F_{m2} = f N_{cm1} = f \frac{\pi D_n^4 E}{32 R L_n} . \quad (4.39)$$

Сила тертя в місці виникнення контактної сили нормальної реакції N_{cm3}

$$F_{m3} = f N_{cm3} = f \left(\frac{\pi D_n^4 E}{16 R L_n} \cos \frac{L_n}{2R} - m_n \frac{V^2}{R} \right) . \quad (4.40)$$

Підставимо (4.39) та (4.40) у рівняння руху поршня (4.28) і визначимо тангенціальне прискорення поршня у відводі

$$a_m = \frac{\pi D_n^2 (P_1 - P_2)}{4 m_n} - f \left(\frac{\pi D_n^4 E}{16 m_n R L_n} \left(1 + \cos \frac{L_n}{2R} \right) - \frac{V^2}{R} \right) . \quad (4.41)$$

Контактні сили нормальної реакції в місцях притискання поршня до внутрішньої стінки у відводі і відповідно сили тертя суттєво залежить від характеристик матеріалу з якого виготовлено поршень, а саме модуля пружності. Так, для поршнів виготовлених із матеріалу модуль пружності якого складає 0,2 МПа, контактні сили нормальної реакції N_{cm1} і N_{cm2} є незначні і рівні 19,8 Н. Натомість для поршнів виготовлених із матеріалу модуль пружності якого складає 0,6 МПа, контактні сили нормальної реакції N_{cm1} і N_{cm2} в 3 рази більші і рівні 59,3 Н, а для поршнів виготовлених із матеріалу модуль пружності якого складає 4 МПа в 20 раз більші і рівні 395,7 Н (розрахунок виконано за рівнянням (4.37) для відводу трубопроводу внутрішнім діаметром 54 мм, радіусом вигину 80 мм і кутом вигину 90° яким рухаються поршні із досліджуваних матеріалів діаметром 54 мм і довжиною

110 мм). Такі великі контактні сили нормальної реакції можуть призвести до швидкого уповільнення у відводі поршня із матеріалів модуль пружності яких складає 4 МПа, зупинки і у разі значного перетікання через нього транспортованого середовища він застрягне. Тому необхідно визначити за яких умов відбудеться зупинка поршня у відводі трубопроводу.

На скільки швидко поршень уповільнюється у відводі трубопроводу (зміну швидкості руху поршня у відводі) визначає його тангенціальне прискорення. Рівняння, які визначають рівноуповільнений рух поршня відводом

$$L = V_n t + \frac{a_m t^2}{2}, \quad (4.42)$$

$$V_\kappa = V_n + a_m t, \quad (4.43)$$

де L – віддаль;

t – час;

V_n – швидкість руху поршня на вході у відвід;

V_κ – кінцева швидкість руху поршня.

З (4.43) отримаємо

$$t = \frac{V_\kappa - V_n}{a_m}. \quad (4.44)$$

Підставляємо (2.44) в (4.42) і отримуємо

$$L = \frac{V_\kappa^2 - V_n^2}{2a_m}. \quad (4.45)$$

Якщо кінцеву швидкість руху поршня прирівняти до нуля ($V_\kappa = 0$), тоді віддаль, яку пройде поршень до повної зупинки

$$L = -\frac{V_n^2}{2a_m}. \quad (4.46)$$

У свою чергу довжина відрізка побудованого вздовж осі відводу L_s (рисунок 4.11, б) залежить від кута вигину відводу γ і його радіусу вигину R . Між цими величинами є наступна залежність

$$\gamma = \frac{L_s}{R}. \quad (4.47)$$

Тоді

$$L_g = \gamma R. \quad (4.48)$$

Отже, якщо за результатами розрахунку буде встановлено, що умова

$$L \geq L_g \quad (4.49)$$

виконується, то циліндричний поршень пройде відвід трубопроводу і його застрягання не відбудеться. Якщо ж умова (4.49) не виконується, то поршень зупиниться у відводі і можливе його застрягання.

Щоб розрахувати за рівнянням (4.46) віддаль, яку пройде поршень до повної зупинки потрібно попередньо визначити за рівнянням (4.41) тангенціальне прискорення поршня у відводі. Однак, у рівнянні (4.41) невідомим є перепад тиску на поршні під час його руху відводом $P_1 - P_2$. Оскільки, час руху поршня відводом трубопроводу є незначний, то у разі короткочасного уповільнення руху поршня перепад тиску на ньому під час руху відводом $P_1 - P_2$ наближено рівний перепаду тиску на поршні під час його руху з постійною швидкістю прилеглою до відводу прямолінійною ділянкою трубопроводу. Тому підставимо (4.27) у рівняння (4.41). Тоді тангенціальне прискорення поршня у відводі рівне

$$a_m = f \left(g + \frac{V^2}{R} - \frac{\pi D_n^4 E}{16 m_n R L_n} \left(1 + \cos \frac{L_n}{2R} \right) \right). \quad (4.50)$$

Перед застосуванням поршнів треба визначити за яких умов вони будуть проходити усіма елементами трубопроводу, у тому числі відводами. Для цього за одержаною математичною моделлю руху циліндричного поршня із пружного матеріалу відводом трубопроводу доцільно визначити мінімально допустиму швидкість руху поршня на вході у відвід, щоб він його пройшов без зупинки і застрягання. Для цього треба прирівняти довжину L_g і віддаль L . Прирівняємо (4.48) і (4.46)

$$\gamma R = - \frac{V_n^2}{2a_m}. \quad (4.51)$$

Із (4.51) визначимо тангенціальне прискорення поршня у відводі

$$a_m = -\frac{V_n^2}{2\gamma R} \cdot \quad (4.52)$$

Прирівняємо (4.50) і (4.52) і виразимо швидкість руху поршня. Тоді мінімально допустима швидкість руху поршня на вході у відвід

$$V_{n \min} = \sqrt{\frac{2f\gamma R}{1+2f\gamma} \left(\frac{\pi D_n^4 E}{16m_n R L_n} \left(1 + \cos \frac{L_n}{2R} \right) - g \right)}. [73] \quad (4.53)$$

Отже, якщо швидкість руху поршня на вході у відвід буде меншою $V_{n \min}$, то відбудеться зупинка поршня у відводі трубопроводу і можливе його застрягання у разі значного перетікання через нього потоку.

Для експериментального дослідження динаміки руху циліндричних поршнів відводами трубопроводів, верифікації одержаних математичних моделей розроблено і змонтовано лабораторну експериментальну установку, яка складається із обладнаної манометром та лічильником камери запускання поршнів, та трубопроводу із двох труб між якими поміщений відвід. Змонтовано три різних трубопроводи. Два із скляних труб довжиною 2,4 м і внутрішнім діаметром 38 мм та довжиною 3,4 м і внутрішнім діаметром 54 мм (рисунок 4.20) і один із сталевих труб довжиною 4 м і 1,2 м та внутрішнім діаметром 47 мм (рисунок 4.21). Між трубами поміщали скляні та сталеві відводи кутом вигину 60°, 90° та 120° і радіусом вигину рівним DN, 1,5DN та 2DN. Внутрішній діаметр відводів був такий ж, як внутрішній діаметр труб між якими їх монтували.

Розрахунково за рівнянням (4.53) та експериментально визначено мінімально допустиму швидкість руху поршнів із досліджуваних матеріалів на вході у відвід. Така швидкість суттєво збільшується зі збільшенням модуля пружності матеріалу поршня (рисунок 4.12). Якщо модуль пружності матеріалу поршня збільшується від 0,2 МПа до 4 МПа то мінімально допустима швидкість руху поршнів на вході у відвід збільшується у 4 рази – від 1,7 м/с до 6,8 м/с (розрахунок виконано для відводу трубопроводу внутрішнім діаметром 54 мм, радіусом вигину 80 мм і кутом вигину 90° яким рухаються поршні із досліджуваних матеріалів діаметром 54 мм і довжиною 110 мм). Експериментальні дані на від 0,3 м/с до 1 м/с менші розрахункових. Відхилення складає до 15 %, що підтверджує достовірність

розроблених моделей. [73]

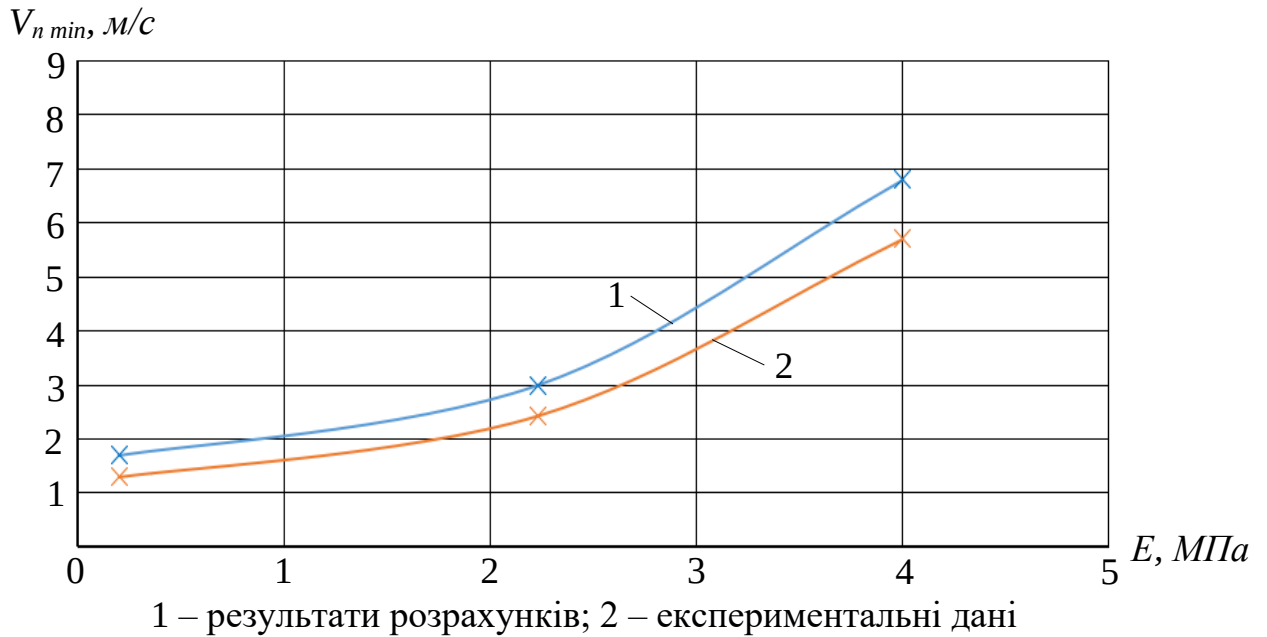


Рисунок 4.11 – Залежність мінімально допустимої швидкості руху поршня на вході у відвід від модуля пружності на згин матеріалу з якого він виготовлений

Експериментально встановлено, що ефективність очищення трубопроводів є найкращою, коли вони рухаються з швидкістю від 2 м/с до 5 м/с (підрозділ 3.2.2). Оскільки, для поршнів виготовлених із матеріалів модуль пружності яких складає 4 МПа мінімально допустима швидкість руху поршня на вході у відвід за результатами розрахунків складає 6,7 м/с, то за швидкості до 5 м/с такі поршні будуть зупинятись у відводах трубопроводу і можливе їх застрягання. Так як не рекомендовано щоб довжина очисного поршня була більша 2DN [285] то для такої довжини змінювали модуль пружності матеріалу поршня і визначено, що якщо він буде менший 2,9 МПа мінімально допустима швидкість руху поршня на вході у відвід буде до 5 м/с. За таких значень модуля пружності поршні довжиною 2DN і діаметром 54 мм будуть проходити без зупинки усіма відводами трубопроводу радіусом вигину 1,5 DN і більше і при цьому ефективно очищувати трубопровід.

4.3 Чисельний аналіз руху поршнів відводами трубопроводів

Рух поршня відводами трубопроводів є складною комплексною нелінійною

задачею, яка містить геометричну нелінійність, нелінійність гіперпружних властивостей його матеріалу та контактну нелінійність. Поєднання таких нелінійностей суттєво ускладнює опис динаміки руху поршнів із гіперпружних матеріалів, оскільки виникає велика кількість невизначеностей. Дослідити динаміку руху поршня відводами трубопроводу із урахуванням нелінійних властивостей його матеріалу та сил тертя можна чисельним моделюванням. Верифікувати моделювання можна експериментальними дослідженнями.

Під час руху виготовленого із гіперпружного матеріалу поршня відводом трубопроводу відбувається його вигинання і динаміка руху суттєво залежить від фізико-механічних характеристик матеріалу та геометричних параметрів поршня і відводу. Тому задачу в якій поєднано геометричну нелінійність, нелінійність властивостей матеріалу поршня та контактну нелінійність можна вирішити в тривимірній постановці з застосування чисельного моделювання методом скінчених елементів у відповідному програмному забезпеченні. Такий метод дає змогу зрозуміти закономірності процесу деформування поршня у відводі трубопроводу, розподілу напружень під час його руху.

Чисельне моделювання динаміки руху поршнів із різних гіперпружних матеріалів відводами трубопроводу виконано в програмному комплексі ANSYS, який на сьогодні широко використовується для вирішення будь-яких складних як лінійних, так і нелінійних задач.

Надзвичайно важливу роль у моделюванні відіграє модель матеріалу з якого виготовлений поршень. Під час створення моделі матеріалу треба враховувати нелінійність властивостей гіперпружного матеріалу поршня, оскільки вони сильно впливають на процес деформування.

Бібліотека матеріалів у програмному комплексі дає змогу моделювати більшість гіперпружних матеріалів, включно з матеріалами з яких виготовляють очисні поршні.

Нелінійну поведінку гіперпружних матеріалів у чисельному моделюванні можна описати моделями потенціальної енергії деформації Муні-Рівліна (Mooney-Rivlin), Йео (Yeoh) та Огдена (Ogden). Ці моделі базуються на функції густини

енергії деформації, яка визначає величину накопиченої в матеріалі енергії деформації на одиницю його об'єму. Функція густини енергії деформації визначається напружено-деформованим станом матеріалу.

Для ізотропного матеріалу функція густини енергії може бути виражена як функція тензорних інваріантів деформацій

$$W = W(\bar{I}_1, \bar{I}_2, \bar{I}_3) = W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3), \quad (4.54)$$

де $\bar{I}_1, \bar{I}_2, \bar{I}_3$ – три інваріанти тензора деформацій Гріна, які визначаються за принципом коефіцієнтів розширення λ_1, λ_2 і λ_3 за рівняннями

$$\bar{I}_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2, \quad (4.55)$$

$$\bar{I}_2 = \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \cdot \lambda_1^2, \quad (4.56)$$

$$\bar{I}_3 = \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2. \quad [286] \quad (4.57)$$

Функцію густини енергії деформації будь-якого гіперпружного матеріалу можна розкласти як нескінченний ряд перших і других головних інваріантів $\bar{I}_1$ і $\bar{I}_2$. Поліноміальна форма функції енергії деформації є феноменологічною моделлю і її можна подати таким чином

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i (\bar{I}_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{D_k} (J - 1)^{2k}, \quad (4.58)$$

де C_{ij} – константи матеріалу для “ N ” кількості наближень;

J – загальний об'ємний коефіцієнт;

D_k – коефіцієнт, який враховує параметри нестисливості матеріалу.

Чим більше значення N тим розв'язок буде точніший. Однак, із збільшенням N збільшується складність визначення констант матеріалу через недостатність даних, щоб охопити усі деформації. Тому дуже велике значення N не рекомендоване.

Початковий модуль зсуву μ_0 і об'ємний модуль K_0 можна визначити за формулами

$$\mu_0 = 2(C_{10} + C_{01}), \quad (4.59)$$

$$K_0 = \frac{2}{D_1}. \quad (4.60)$$

Якщо номінальні деформації малі або помірно великі перший член в поліномі зазвичай забезпечує досить точну модель. [286]

Для точного чисельного моделювання великих деформації з кулонівським тертям між твердим та гіперпружним тілом застосовують модель Йео [287] Це найкраща конститутивна модель для моделювання руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів відводами трубопроводів.

Густина енергії деформації для моделі Йео записується наступним чином

$$W = \sum_{i=1}^3 C_{i0} (\bar{I}_1 - 3)^i, \quad [286] \quad (4.61)$$

де $\bar{I}_1$ – перший інваріант Гріна.

За [288] для силікону найдоцільніше застосовувати модель Йео 3-го порядку, яку можна записати наступним рівнянням

$$W = C_{10}(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) + C_{20}(\lambda_1^4 + \lambda_2^4 + \lambda_3^4 - 3) + C_{30}(\lambda_1^6 + \lambda_2^6 + \lambda_3^6 - 3), \quad (4.62)$$

де λ_1^2 , λ_2^2 , λ_3^2 – коефіцієнти розширення;

C_{10} , C_{20} і C_{30} – константи матеріалу.

Визначені експериментально значення констант матеріалу для гіперпружного матеріалу, а саме силіконового компаунда, з якого було виготовлено поршні для експериментальних досліджень подані в таблиці 4.1 [288].

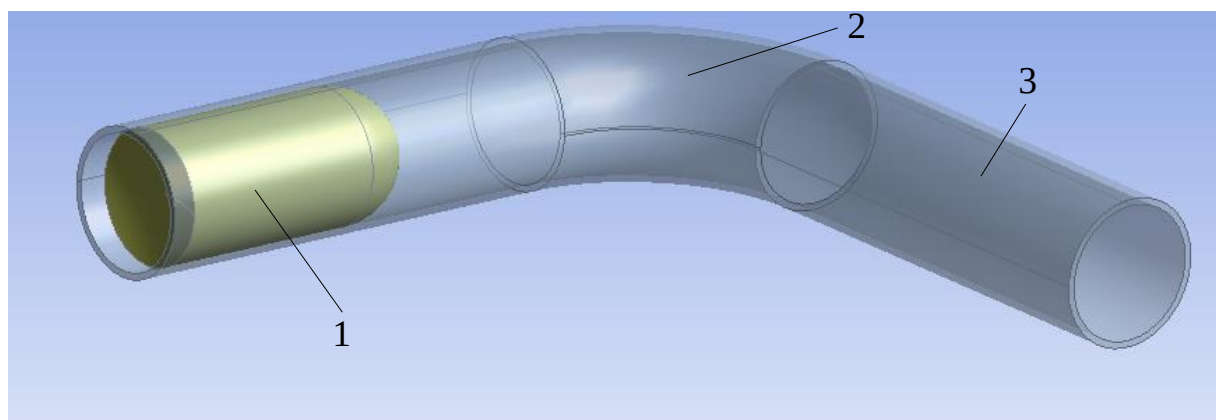
Таблиця 4.1 – Константи матеріалу силіконового компаунда моделі Йео

C_{10} , МПа	C_{20} , МПа	C_{30} , МПа
0,196259775	0,009010431	-0,000105654

Для задання характеристики матеріалу поршня у бібліотеці матеріалів програмного комплексу ANSYS вибрано Hyperelastic Materials де задано Yeoh 3rd

Order модель і введено подані в таблиці 4.1 константи матеріалу C10, C20 і C30.

Суттєвий вплив на динаміку руху поршня відводом має його геометрична форма. Чим простіша геометрична форма поршня тим його легше виготовити, він є міцніший і надійніший. Тому для чисельного моделювання усі поршні змодельовано циліндричної геометричної форми з заокругленою опуклою кулеподібною передньою частиною та вгнутою задньою (рисунок 4.13). Такі заокруглення підвищують прохідність поршня трубопроводом, що має важливе значення у разі їх застосування для очищення трубопровідних систем збору газу газових родовищ та газових мереж, які містять різноманітні перешкоди у внутрішній порожнині. Для досліджень виготовлено та змодельовано поршні різної довжини. Довжина циліндричної частини поршнів – 60 мм, 75 мм та 90 мм.



1 – очисний поршень; 2 – відвід; 3 – пряма труба

Рисунок 4.13 – Геометрична модель

Геометричними параметрами, які характеризують відводи трубопроводів є кут та радіус вигину, діаметр. Найпоширенішими в трубопровідних системах збору та транспортування газу газових родовищ та газових і теплових мережах є відводи кутом вигину 90° . Також застосовують відводи кутом вигину 30° , 45° і 60° . Найбільший ризик застрягання поршня у відводі коли його кут вигину складає 90° . Що стосується радіусу вигину відводів то він може бути рівним 1,5DN, 2DN, 3DN, 5DN, 10DN. Найбільший ризик застрягання поршнів буде коли радіус вигину відводу мінімальний. Тому для експериментальних досліджень підібрано відвід кутом вигину 90° і радіусом вигину 1,5DN. Відвід з двох сторін містив прилеглі прямолінійні ділянки труби довжиною 0,15 м кожна. Геометричні параметри

відводу подані в таблиці 4.2. За геометричними параметрами створено геометричну модель відводу в яку поміщено геометричну модель поршня (рисунок 4.13). Трубі присвоєно матеріал сталь, а поршню модель Йоо 3-го порядку з константами матеріалу поданими в таблиці 4.1.

Таблиця 4.2 – Геометричні параметри відводу

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Кут вигину, °	Радіус вигину, мм
57	4	90	75

Під час руху поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу та відводом між його бічною поверхнею і стінкою труби виникає контакт поверхні до поверхні в результаті чого виникають контактні сили. У відводі поршень сильно вигинається і приймає його форму, що спричинює суттєве нелінійне збільшення контактних сил. Від величини контактних сил залежить величина сил тертя. Для додання збільшеної сили тертя необхідний більший запоршневий тиск, ніж для руху поршня прямолінійною ділянкою. Тому щоб визначити необхідний запоршневий тиск для проходження поршня відводом трубопроводу треба визначити величину контактних сил.

Для чисельного опису процесів контактної взаємодії поршня з внутрішньою стінкою відводу між ними змодельовано контакт поверхня-поверхня. Зовнішня поверхня поршня задана як контактна поверхня (contact), а внутрішня стінка відводу і прилеглих прямих ділянок труби – як головна спрямовуюча поверхня (target) (рисунок 4.14).

Щоб достовірно моделювати процес руху поршня відводом треба враховувати коефіцієнт тертя. Він залежить від матеріалу з якого виготовлено поршень, стану внутрішньої стінки труби (шорсткість, вологість) та швидкості руху поршня. Тому для опису взаємодії між контактною поверхнею та головною спрямовуючою поверхнею задано контактну модель тертя Кулона Frictional, а коефіцієнт динамічного тертя між поршнем та стінкою відводу і прилеглим до нього

труб задано рівним 0,1, 0,2 та 0,3.

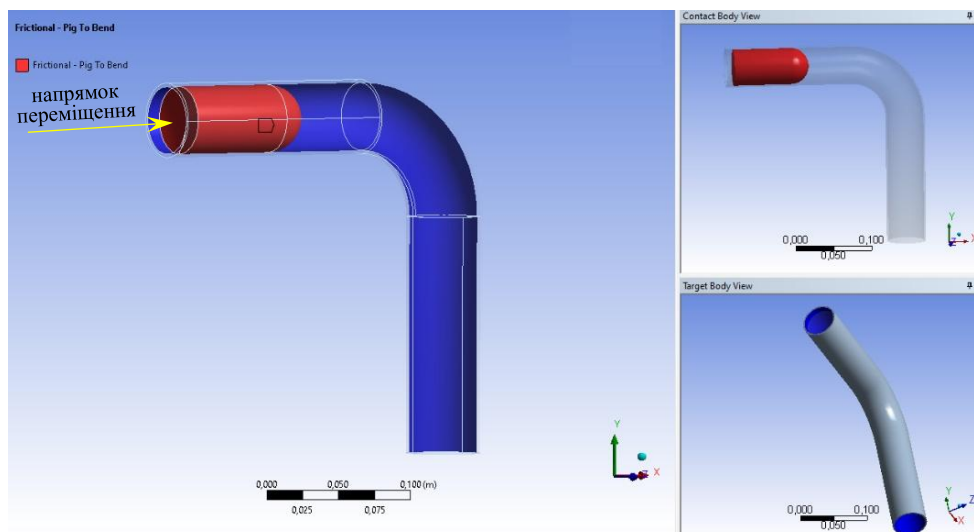


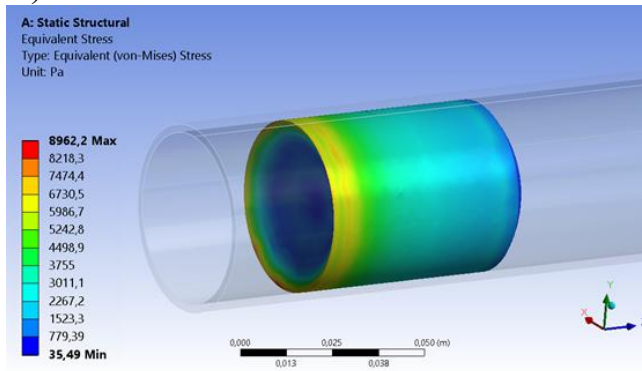
Рисунок 4.14 – Моделювання контактних поверхонь

На зовнішню стінку відводу та прилеглих прямих ділянок труб накладено контакт тіло-грунт (Body-Ground), який моделює жорстку зовнішню контактну поверхню.

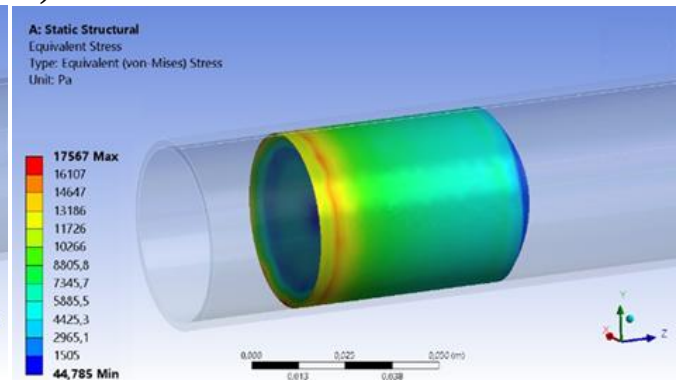
Для забезпечення переміщення поршня прямими ділянками і відводом трубопроводу задано переміщення заднього торця поршня в напрямку осі трубопроводу. Максимальне задане переміщення рівне 400 мм.

Результати моделювання візуалізовано побудовою тривимірних кольорових полів еквівалентних напружень Мізеса на контурах та в повздовжньому перерізі очисного поршня. Під час руху поршня прямою ділянкою трубопроводу сила тиску та сила тертя ковзання врівноважені, а еквівалентні напруження Мізеса на контурах поршня розподілені рівномірно (рисунок 4.15). Виконання заднього торця поршня вгнутим призводить до збільшення еквівалентних напружень Мізеса біля задньої його частини, що свідчить про виникнення в цьому місці більших контактних сил між поршнем і внутрішньою стінкою труби. Тому, якщо поршень містить вгнуту задню частину, то перетікання через нього буде мінімальним, а прохідна його здатність великою. Зі збільшенням коефіцієнта динамічного тертя еквівалентні напруження біля задньої частини поршня збільшуються (рисунок 4.15), а отже і збільшуються контактні сили і зменшується перетікання через поршень. [69]

а)



б)



а) – коефіцієнт динамічного тертя 0,2; б) – коефіцієнт динамічного тертя 0,3

Рисунок 4.15 – Розподіл еквівалентних напружень Мізеса на контурах очисного поршня під час його руху прямолінійною ділянкою трубопроводу

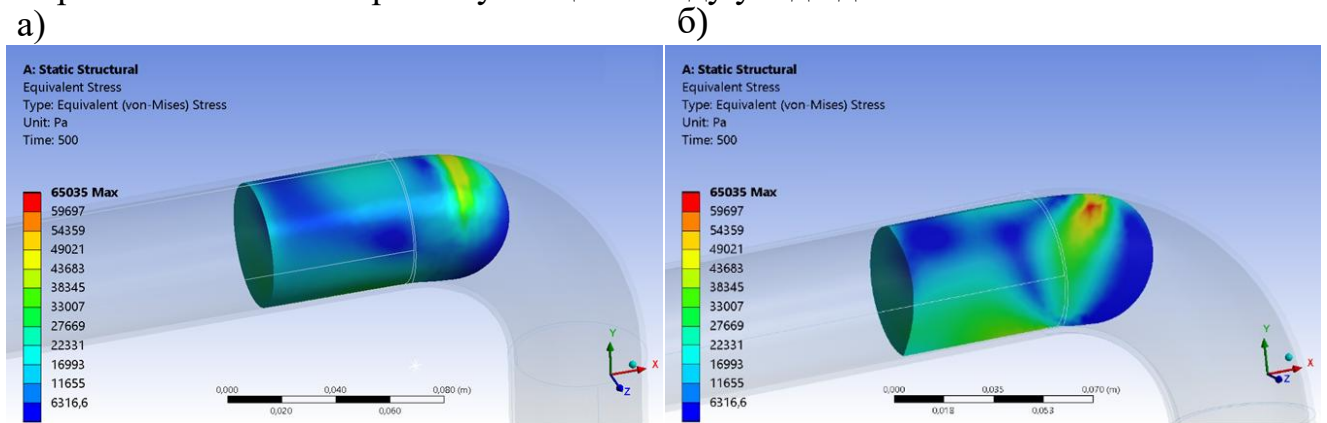
Під час експериментальних досліджень встановлено, що очисні поршні з вгнутою задньою частиною мають велику прохідну здатність, а перетікання через них є мінімальним.

Рух очисного поршня відводом трубопроводу розділено на три етапи:

- вхід поршня у відвід;
- рух поршня середньою частиною відводу;
- вихід поршня з відводу.

Коли очисний поршень входить у відвід трубопроводу передня його частина починає зазнавати великих деформацій вигину, що призводить до нерівномірного розподілу еквівалентних напружень Мізеса в ній (рисунок 4.16). У середній і задній частині поршня розподіл напружень рівномірний. Область концентрації максимальних еквівалентних напружень Мізеса є круговою дугою в передній частині поршня з опуклого боку відводу. Величина максимальних еквівалентних напружень Мізеса при коефіцієнті динамічного тертя 0,2 складає 65035 Па. Найбільші еквівалентні напруження Мізеса в цьому місці свідчать про збільшення контактних сил між бічною поверхнею поршня і внутрішньою стінкою труби та відповідно збільшення сил тертя під час входу очисного поршня у відвід. При цьому чим більший коефіцієнт динамічного тертя, тим більшими є максимальні напруження в цьому місці, а відповідно і сили тертя. Також із збільшенням

коефіцієнта тертя зона максимальних напружень все більше зміщується до зовнішньої контактної поверхні поршня. Максимальне еквівалентне напруження Мізеса при коефіцієнті динамічного тертя 0,1 складає 61823 Па, а при коефіцієнті динамічного тертя 0,3 – 105660 Па. Підтверджує достовірність моделювання те, що під час експериментальних досліджень за малої швидкості руху відбувалось застрягання очисних поршнів у місці їх входу у відвід.

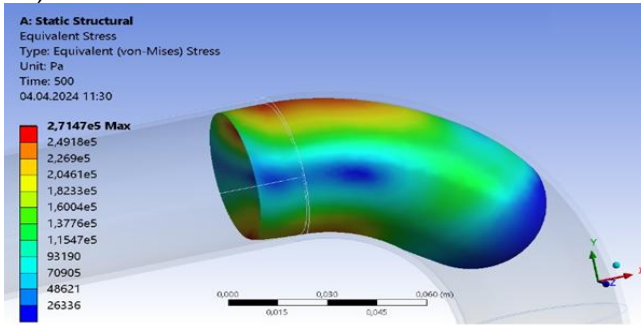


а) – на контурах; б) – у повздовжньому перерізі

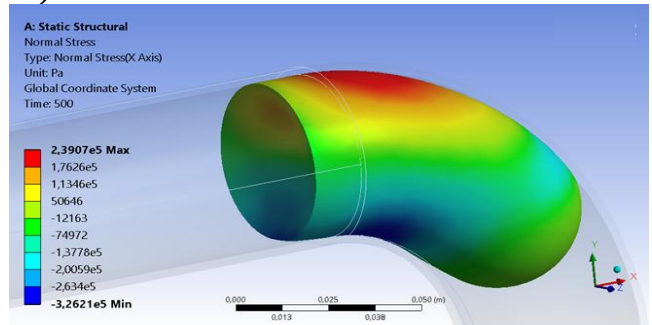
Рисунок 4.16 – Розподіл еквівалентних напружень Мізеса в очисному поршні під час його входу у відвід трубопроводу (коефіцієнт динамічного тертя 0,2)

Коли очисний поршень рухається середньою частиною відводу трубопроводу відбувається його сильне вигинання і він набуває форми відводу. Радіус його вигину рівний радіусу вигину відводу. У результаті такого вигинання область концентрації максимальних еквівалентних напружень Мізеса є круговою і зосереджуються в середній частині поршня (з деяким зміщенням у сторону заднього торця) з опуклого та вгнутого боку відводу (рисунок 4.17, а). Величина максимальних еквівалентних напружень Мізеса при коефіцієнті динамічного тертя 0,2 складає 271470 Па. При цьому розподіл нормальних напружень на контурах очисного поршня свідчить, що з опуклого боку відводу у поршні виникають напруження розтягу, які складають 239070 Па, а з вгнутого боку напруження стиску, які рівні -326210 Па (рисунок 4.17, б). Коефіцієнт динамічного тертя на величину максимальних еквівалентних напружень Мізеса під час руху очисного поршня середньою частиною відводу трубопроводу сильного впливу не чинить.

а)



б)

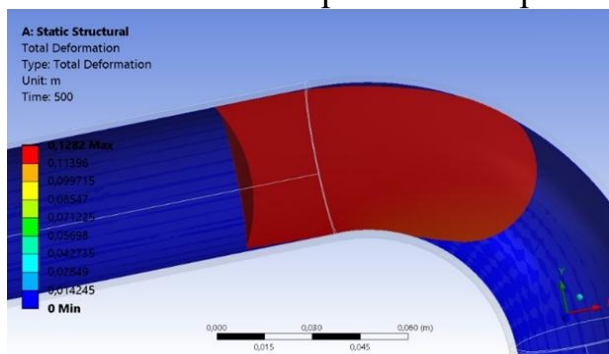


а) – еквівалентні напруження Мізеса; б) – нормальні напруження

Рисунок 4.17 – Розподіл напружень на контурах очисного поршня під час його руху середньою частиною відводу трубопроводу (коефіцієнт динамічного тертя 0,2)

Візуалізуванням повних деформацій (рисунок 4.18, а) та експериментально (рисунок 4.18, б) виявлено, що під час руху очисного поршня середньою частиною відводу трубопроводу у результаті вигинання відбувається часткове відокремлення його бічної поверхні від внутрішньої стінки відводу. Із вгнутого боку відводу поршень відокремлюється від стінки в передній і задній частині, а з опуклого боку – в середній частині. Таке відокремлення бічної поверхні поршня від внутрішньої стінки відводу призводить до утворення зазору і перетікань через поршень, зменшення перепаду тиску на ньому, що може призвести до його застрягання. Експериментально встановлено, що під час руху середньою частиною відводу відбувається уповільнення поршня або його повна зупинка і відновлення руху після збільшення тиску в запоршневому просторі чи повна зупинка і застрягання у разі наявності сильного перетікання через поршень.

а)



б)



а) – моделювання; б) – експериментальні дослідження

Рисунок 4.18 – Порівняння деформацій очисного поршня під час його руху середньою частиною відводу трубопроводу

Під час виходу очисного поршня з відводу трубопроводу деформацій вигину зазнає задня його частина. Тому область концентрації максимальних еквівалентних напружень Мізеса зосереджена в задній частині поршня з опуклого боку відводу (рисунок 4.19). У цьому місці контактні сили і сили тертя є найбільшими. Величина максимальних еквівалентних напружень Мізеса при коефіцієнті динамічного тертя 0,2 складає 65635 Па. При чому чим більший коефіцієнт динамічного тертя, тим більшими є максимальні напруження в цьому місці, а відповідно і сили тертя. Максимальне еквівалентне напруження Мізеса при коефіцієнті динамічного тертя 0,1 складає 62263 Па, а при коефіцієнті динамічного тертя 0,3 – 131870 Па. [53]

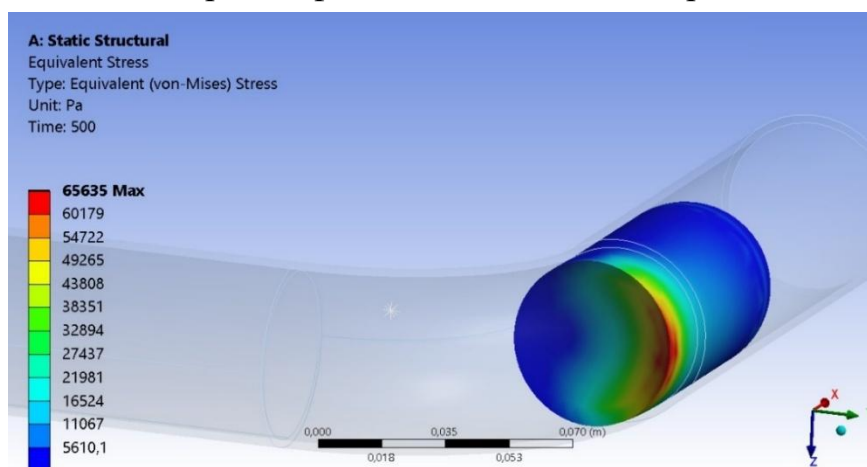


Рисунок 4.19 – Розподіл напружень на контурах очисного поршня під час його виходу з відводу трубопроводу (коефіцієнт динамічного тертя 0,2)

4.4 Експериментальні дослідження руху пружних поршнів відводами трубопроводів

Дослідні зразки очисних поршнів виготовлено різної геометричної форми із різних гіперпружних матеріалів (підрозділ 3.1). Різні гіперпружні матеріали мають різні пружні властивості, твердість, густину тощо. Тому такі поршні мають різну прохідну здатність. Щоб запобігти застряганню очисних поршнів у відводах трубопроводів, особливо у крутовигнутих, яких у великій кількості містять системи збору та транспортування газу газових родовищ, газові та теплові мережі, треба мати потрібну інформацію для прогнозування. Одним із найкращих підходів для отримання такої інформації є експериментальні дослідження. Такі дослідження

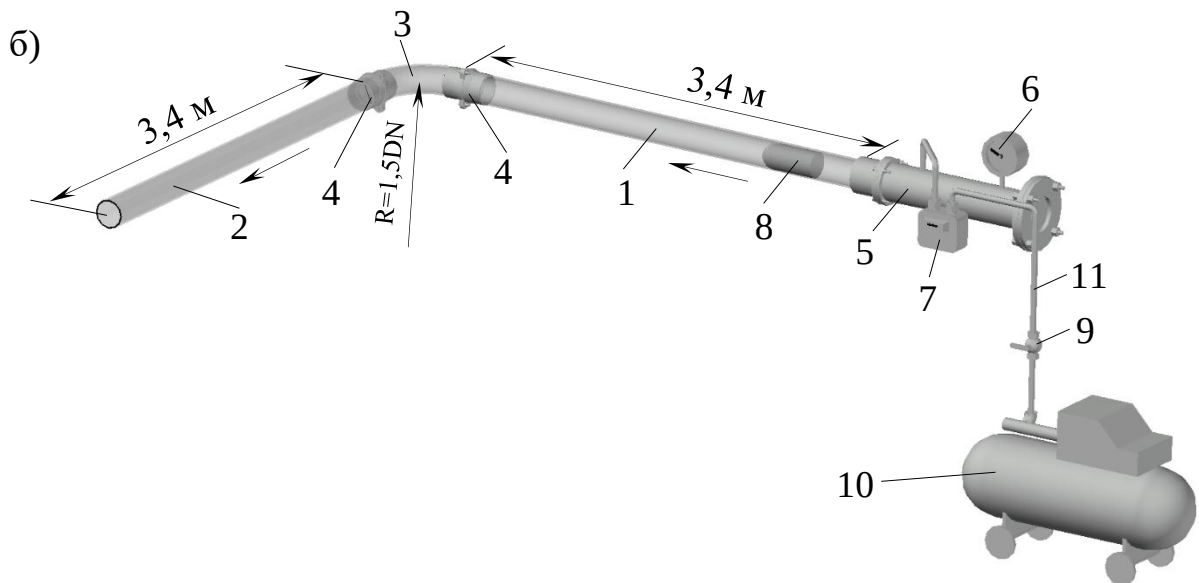
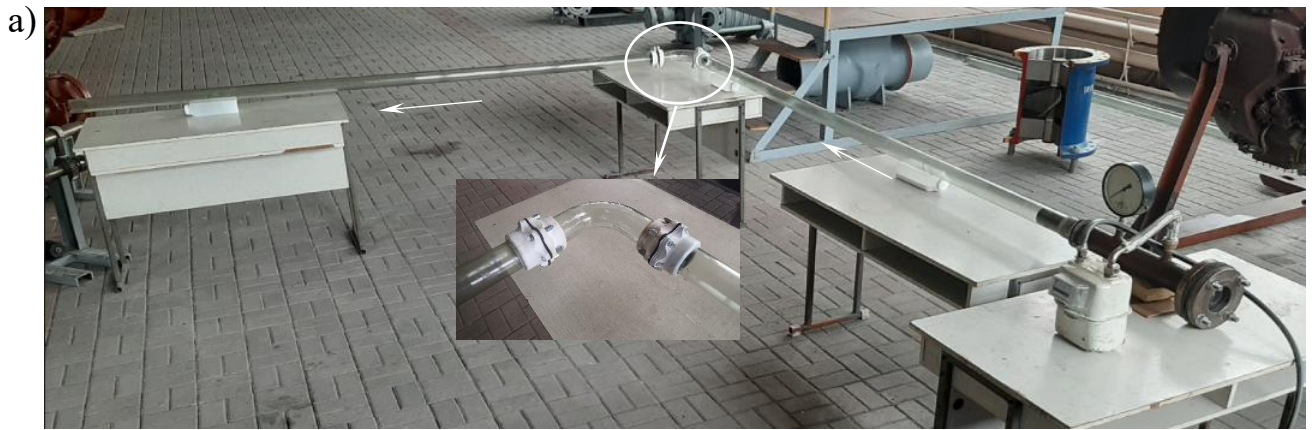
дають змогу отримати розуміння закономірностей руху поршнів відводами трубопроводу, особливо якщо вони мають складну геометричну форму. Експериментально треба дослідити динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів крутовигнутими відводами мінімальний радіус вигину яких складає $1,5DN$, визначити необхідний тиск у запоршневому просторі за якого кожен із них буде проходити такі трубопровідні елементи.

4.4.1 Розроблення експериментальних установок для досліджень руху дослідних зразків очисних поршнів відводами трубопроводів

Експериментальні установки для дослідження динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів крутовигнутим відводом трубопроводу розроблено і змонтовано з скла. Їх перевагою є можливість візуального спостереження за динамікою руху поршнів, можна наглядно бачити деформації поршня.

Для експериментальних досліджень застосовано експериментальну установку із двома пониженими ділянками (рисунок 3.28), яка містить один відвід кутом вигину 120° та два відводи 9 кутом вигину 90° . Радіус вигину усіх відводів рівний $2DN$. [74]

Також розроблено експериментальну установку, яка складається з двох скляних труб 1 та 2 (рисунок 4.20) зовнішнім діаметром 65 мм, товщиною стінки 5 мм і довжиною 3,4 м кожна, між якими поміщено скляний відвід 3 кутом вигину 90° і радіусом вигину рівним $1,5DN$. Скляні труби 1, 2 та відвід 3 з'єднані між собою надрукованими на 3D принтері фланцями 4, які приклеєні до труб і ущільнені резиновими прокладками. Експериментальна установка комплектувана камерою запускання очисних поршнів 5, яка приєднана до скляної труби 1. Камера запускання очисних поршнів 5 містить манометр 6 та газовий лічильник 7. Поршень 8 запасовували в камеру запускання 5, тоді відкривали кран 9 і із ресивера компресора 10 сухе стиснене повітря шлангом 11 надходило в запоршневий простір. У результаті дії тиску очисний поршень 8 починав рухатись трубопроводом. Під час руху поршня 8 прямими трубами 1, 2 та відводом 3



а) – фото; б) – схема; 1, 2 – скляна труба; 3 – відвід; 4 – фланець; 5 – камера запускання очисних поршнів; 6 – манометр; 7 – газовий лічильник; 8 – очисний поршень; 9 – кран; 10 – компресор; 11 – шланг

Рисунок 4.20 – Експериментальна установка для дослідження динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів крутовигнутим скляним відводом трубопроводу

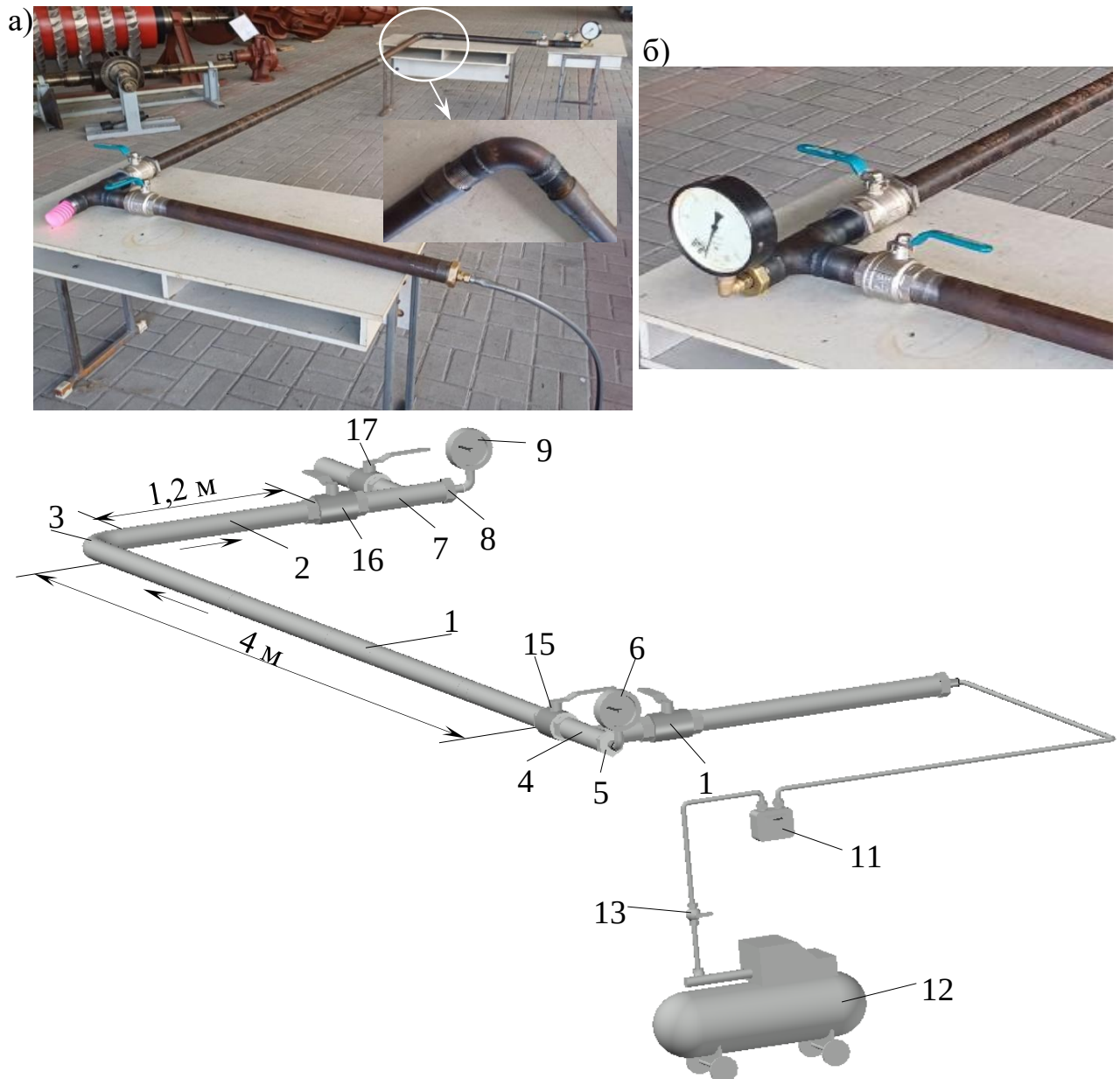
експериментальної установки фіксували тиск у запоршневому просторі манометром 6 та витрату повітря газовим лічильником 7. Витрату повітря і, відповідно, швидкість руху поршня регулювали краном 9 на лінії подавання повітря від компресора 10. Через відкритий торець скляної труби 2 відбувався вільний вихід очисного поршня і повітря. Виконано відеозапис руху поршня 8 скляним відводом 3.

Для визначення швидкості руху поршня на скляні труби 1 та 2 через кожні

0,5 м наносили білі відмітки. За відеозаписом руху поршня скляним трубопроводом визначали час проходження ним віддалі між білими відмітками, що дало змогу розрахувати швидкість руху поршня.

Однією із основних проблем виснажених газових родовищ є суттєве зниження робочого тиску і він може складати тільки декілька атмосфер. Також під малим тиском експлуатуються газові мережі низького тиску. Такого тиску може бути недостатньо, щоб поршень пройшов усім трубопроводом. Особливо якщо трубопровід містить різноманітні крутовигнуті відводи, перехідники з більшого на менший діаметр труб, які є найбільшим місцевим опором руху очисних поршнів. За недостатнього тиску у запоршневому просторі у таких елементах поршні будуть застрягати. Тому перед застосуванням очисних поршнів необхідно знати який повинен бути тиск у запоршневому просторі, щоб не відбулось застрягання поршня у крутовигнутому відводі. [72]

Для вимірювання тиску у запоршневому просторі під час руху дослідних зразків поршнів прямолінійними ділянками та крутовигнутим відводом трубопроводу розроблено і змонтовано експериментальну установку із металевих труб (рисунок 4.21). Установка складається із двох металевих труб 1 довжиною 4 м та 2 довжиною 1,2 м і внутрішнім діаметром 49 мм між якими поміщений такого ж внутрішнього діаметра металевий відвід 3. Відвід 3 має кут вигину 90° і радіус вигину рівний $1,5DN$. Труби 1 та 2 з відводом 3 з'єднані різьбовим з'єднанням за допомогою муфт. Експериментальна установка обладнана виконаною у вигляді трійника камерою запускання поршнів 4 до заглушки 5 якої приєднано манометр 6 (рисунок 4.21, б) та аналогічною камерою приймання поршнів 7 до заглушки 8 якої приєднано манометр 9. Відгалуження трійника камери запускання поршнів 4 шлангом 10 приєднано до газового лічильника 11 та компресора 12, а з відгалуження трійника камери приймання поршнів 7 відбувається вільний вихід повітря. Поршні запасовували в камеру запускання 4 після чого закручували заглушку 5 з манометром 9. Після відкривання крану 13 та рівнопрохідних сферичних кранів 14, 15, 16 і 17 із ресивера компресора 12 відбувалась подача сухого стисненого повітря в запоршневий простір. У результаті дії тиску очисний



1, 2 – металева труба; 3 – відвід; 4 – камера запускання поршнів; 5, 8 – заглушка;
 6, 9 – манометр; 7 – камера приймання поршнів; 11 – лічильник;
 12 – компресор; 13 – кран; 14, 15, 16, 17 – рівнопрохідний сферичний кран

Рисунок 4.21 – Експериментальна установка для вимірювання тиску у запоршневому просторі під час руху дослідних зразків поршнів металевим відводом

поршень починав рухатись трубопроводом. У процесі руху поршня манометром 9 фіксували тиск в запоршневому просторі, а газовим лічильником 11 витрату повітря. Витрату повітря і, відповідно, швидкість руху поршня регулювали краном 13 на лінії подавання повітря від компресора 12. Виконано відеозапис показів

вимірюваних приладів під час руху поршня. [72, 77] Експериментальні дослідження виконано за кімнатної температури від 16°C до 22°C.

4.4.2 Результати експериментальних досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів відводами трубопроводів

До відводу поршні рухались із постійною швидкістю і сила тиску та сила тертя ковзання врівноважені. У відводі динаміку руху поршнів із пружних матеріалів визначає сила тертя між бічною поверхнею поршнів і внутрішньою стінкою відводу та сила інерції. У результаті вигинання поршнів із пружних матеріалів у відводі виникають значні контактні сили. Контактні сили призводять до збільшення сили тертя між поршнем та внутрішньою стінкою відводу. Тому коли поршні входили у відвід і рухались середньою його частиною відбувалось різке зменшення швидкості їх руху і збільшення тиску у запоршневому просторі. Після виходу з відводу поршні різко прискорювались, що призводило до суттєвого зменшення тиску у запоршневому просторі. Далі у результаті дії сили тертя поршень поступово сповільнюється. Графічну залежність тиску у запоршневому просторі P та швидкості руху v манжетно-чашкового очисного поршня із силіконового компаунда від його положення x в скляному трубопроводі експериментальної установки, яка містить крутовигнутий відвід (рисунк 4.20), за витрати повітря на вході 0,001 м³/с, подано на рисунку 4.22.

Щоб описати динаміку руху очисних поршнів крутовигнутими відводами виконано серію експериментальних запусків дослідних зразків поршнів у трубопровід, який містить скляний відвід радіусом вигину 1,5DN (рисунк 4.20).

Під час руху суцільнолитих манжетно-чашкових очисних поршнів із силіконового компаунда скляним відводом трубопроводу відбувались суттєві деформації поршня (рисунк 4.23), що обумовлено надзвичайною пружністю, гнучкістю матеріалу із якого виготовлений поршень та силою тертя між передньою чашкою поршня і внутрішньою стінкою відводу. Коли манжетно-чашковий очисний поршень із силіконового компаунда входить у відвід (рисунк 4.23, а) згин

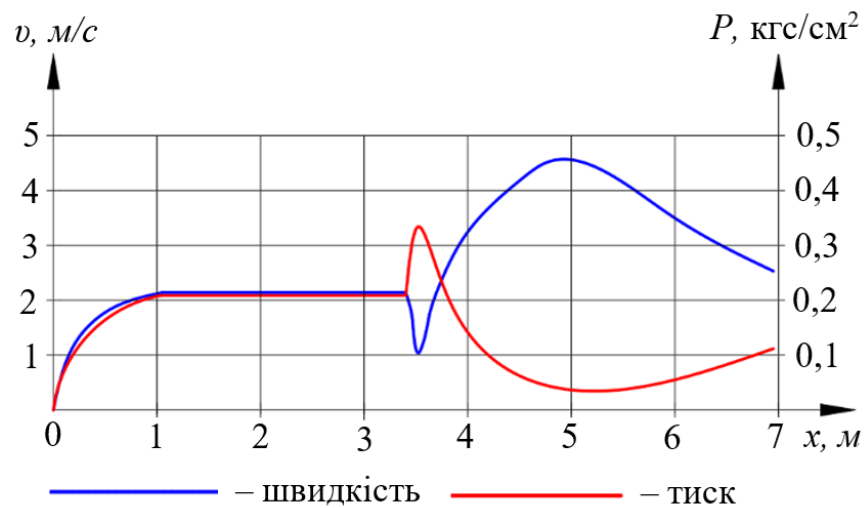
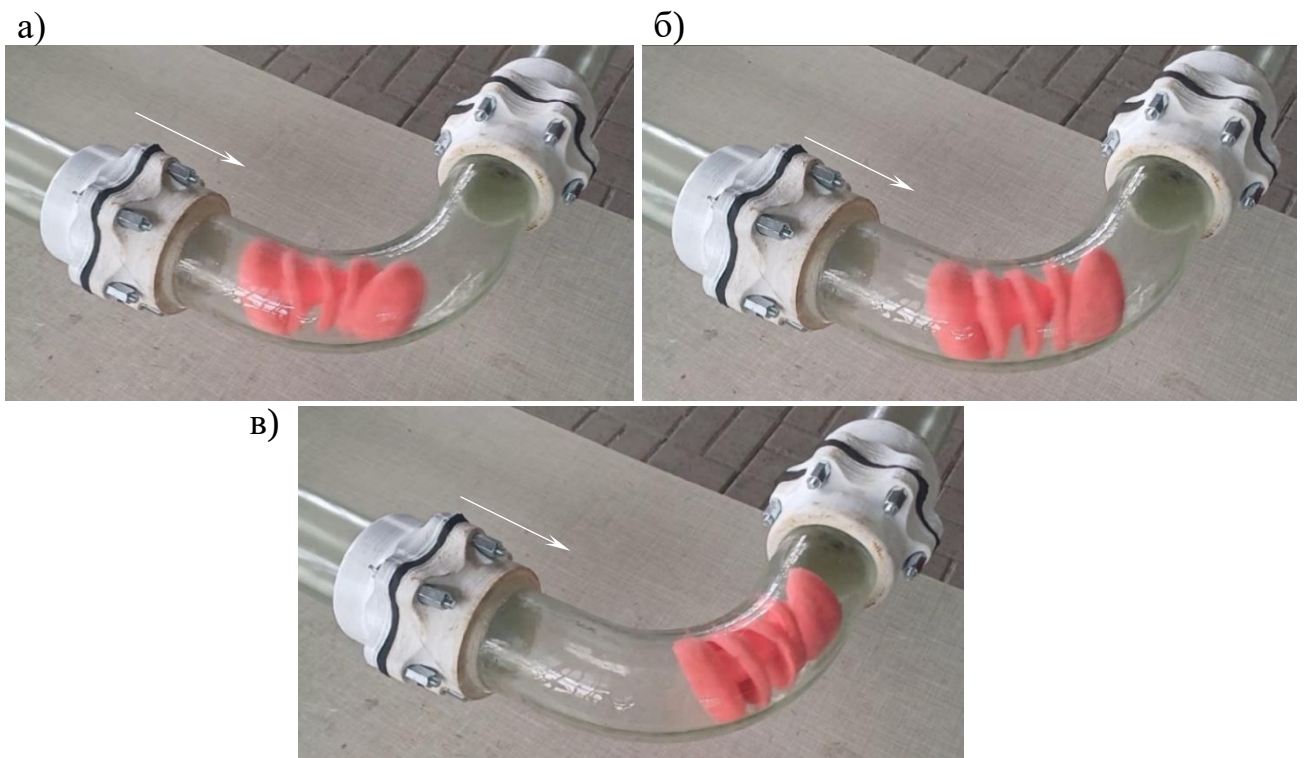


Рисунок 4.22 – Залежність тиску у запоршневому просторі та швидкості руху манжетно-чашкового очисного поршня із силіконового компаунда від його положення в скляному трубопроводі експериментальної установки, яка містить крутовигнутий відвід



а) – вхід у відвід; б) – рух середньою частиною відводу; в) – вихід із відводу

Рисунок 4.23 – Рух манжетно-чашкового очисного поршня із силіконового компаунда скляним відводом трубопроводу

трубопроводу та сила тертя призводять до значного викривлення передньої чашки поршня в сторону опуклого боку відводу. У результаті такого викривлення відбувається вигинання осердя поршня в сторону вгнутого боку відводу. Як

наслідок, усі три манжети поршня сильно притискаються до вгнутого боку відводу і відходять від внутрішньої стінки опуклого боку відводу, а задня чашка поршня перекошується. Таке деформування манжетно-чашкових поршнів у момент їх входу у відвід призводить до повної втрати герметичності передньої чашки і усіх манжет поршня та часткової втрати герметичності задньої чашки і посилення перетікань через поршень, що може призвести до його застрягання. Під час руху поршня середньою частиною відводу (рисунок 4.23, б) продовжується викривлення передньої чашки поршня в сторону опуклого боку відводу і втрата нею герметичності. При цьому кривизна відводу і сильне притискання манжет поршня до вгнутого боку відводу призводять до вирівнювання осердя манжетно-чашкового поршня і відновлення герметичності усіх манжет поршня. Коли поршень знаходиться в місці виходу з відводу (рисунок 4.23, в) і кривизна відводу зменшується, до викривлення передньої чашки поршня знову додається незначне вигинання осердя поршня в сторону опуклого боку відводу. У результаті такого вигинання осердя поршня у місці його виходу з відводу втрачається герметичність передньої чашки і першої манжети. Такі деформації поршня із силіконового компаунда у відводі, втрата герметичності передньої чашки і манжет можуть бути причинами недостатнього перепаду тиску на поршні і його застрягання у відводі.

Експериментально встановлено, що суттєвий вплив на деформації суцільнолитих манжетно-чашкових поршнів із силіконового компаунда у відводах трубопроводу, втрату герметичності чашок і манжет має коефіцієнт тертя ковзання між передньою чашкою поршня і внутрішньою стінкою відводу. Щоб суттєво зменшити його величину, яка для сухого тертя є досить великою і складала від 0,61 до 0,71, перед запусканням поршень і внутрішню стінку трубопроводу змочували водою. У результаті коефіцієнт тертя зменшувався до величини від 0,2 до 0,3. За такого коефіцієнта тертя відбувалось незначне викривлення передньої чашки поршня в сторону опуклого боку відводу, а осердя поршня не вигиналось. Як наслідок, у змоченому відводі втрачалась герметичність тільки передньої чашки. Тому для запобігання застрягань манжетно-чашкових очисних поршнів із силіконового компаунда їх треба застосовувати коли внутрішня стінка

трубопроводу є змоченою. [72]

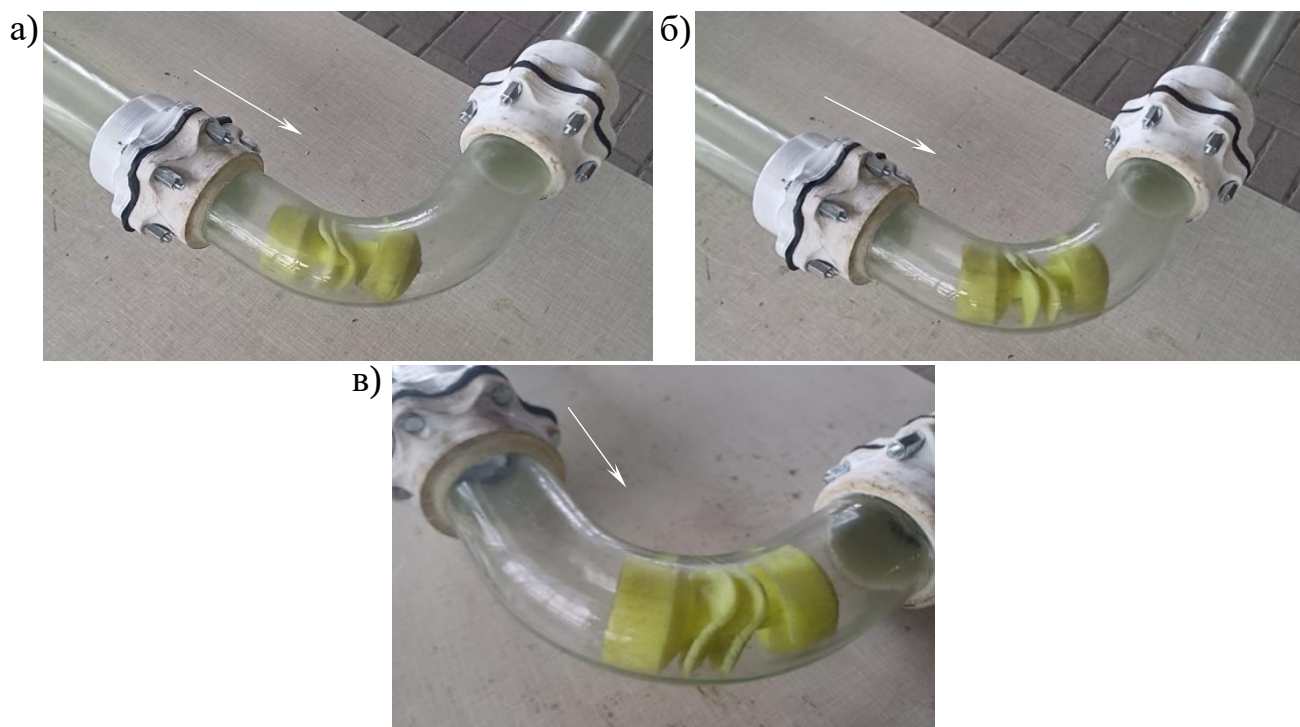
Що стосується манжетно-чашкових очисних поршнів із поліуретану, то такий матеріал має більшу твердість за силіконовий компаунд, відповідно він має більшу жорсткість. Тому коли манжетно-чашковий очисний поршень із поліуретану рухається на вході у відвід вигинання його осердя, так як у поршнів із силіконового компаунда (рисунок 4.24, а), не відбувається (рисунок 4.24, а). Відбувається тільки незначне викривлення передньої чашки поршня в сторону опуклого боку відводу, що призводить до втрати нею герметичності. Манжети і задня чашка під час руху поршня відводом герметичність не втрачають. Коли манжетно-чашковий поршень із поліуретану рухається середньою частиною відводу відбувається тільки незначне викривлення передньої чашки поршня (рисунок 4.24, б). Причому проходження таким поршнем середньої частини відводу, яка має найбільшу кривизну, відбувається не за рахунок вигинання жорсткого осердя поршня, а за рахунок деформації манжет з вгнутого боку відводу.



а) – вхід у відвід; б) – рух середньою частиною відводу

Рисунок 4.24 – Рух манжетно-чашкового очисного поршня із поліуретану скляним відводом трубопроводу

Коли гантелеподібний-дводисковий очисний поршень із силіконового компаунда рухається скляним відводом трубопроводу відбуваються значні деформації дисків поршня (рисунок 4.25), що обумовлено гнучкістю матеріалу із якого виготовлений поршень, кривизною відводу трубопроводу та перетіканням через поршень повітря з запоршневого простору. Коли поршень входить у відвід (рисунок 4.25, а) згин трубопроводу призводить до вигинання поршня, у результаті



а) – рух прямою трубою; б) – вхід у відвід; в) – рух середньою частиною відводу;
г) – вихід із відводу

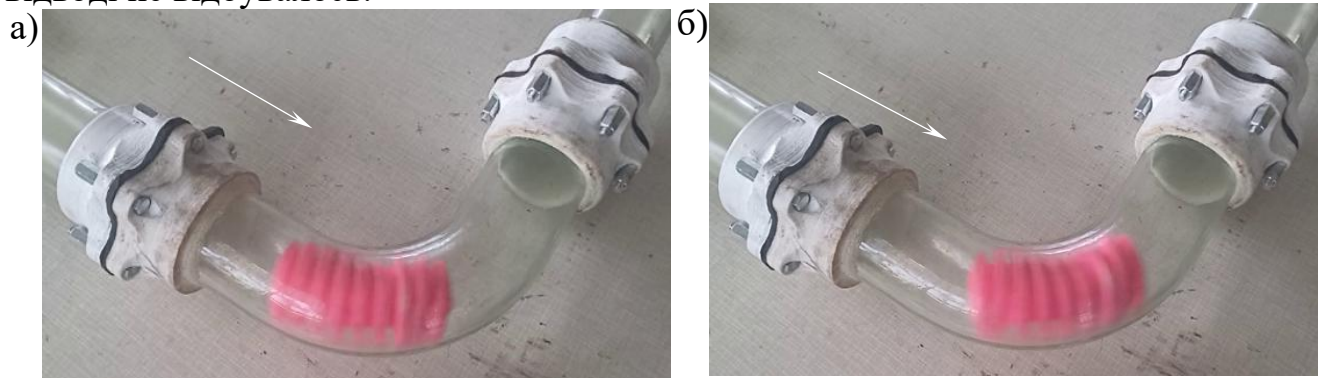
Рисунок 4.25 – Рух гантелеподібного-дводискового очисного поршня із силіконового компаунда скляним відводом трубопроводу

чого передній і задній циліндр поршня відокремлюються від внутрішньої стінки відводу з вгнутого його боку, що призводить до виникнення перетікання повітря через поршень. Перетікання повітря через задній циліндр поршня призводить до вигинання двох дисків очисного поршня з опуклого боку відводу вперед, у результаті чого втрачається герметичність і виникає перетікання повітря через поршень. Під час руху гантелеподібного-дводискового поршня середньою частиною відводу, де кривизна трубопроводу найбільша (рисунок 4.25, б), відокремлення переднього і заднього циліндра поршня від внутрішньої стінки відводу з вгнутого його боку збільшується, що в свою чергу, призводить до збільшення величини перетікання повітря через поршень і ще більшого вигинання двох дисків очисного поршня вперед. Коли гантелеподібний-дводисковий поршень із силіконового компаунда виходить із відводу (рисунок 4.25, в) кривизна трубопроводу зменшується у результаті чого зменшується відокремлення переднього і заднього циліндра поршня від внутрішньої стінки відводу, що

призводить до зменшення величини перетікання повітря через поршень. Тому два диски очисного поршня у місці його виходу з відводу трубопроводу починають повертатись назад, до положення, яке в них було під час руху поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу, і герметичність поршня відновлюється. [76]

Втрата герметичності гантелеподібного-дводискового очисного поршня із силіконового компаунда під час його руху відводом не є значною і призвести до застрягання поршня не може. Що стосується гантелеподібного-дводискового очисного поршня із поліуретану, то за рахунок твердості матеріалу диски поршня є жорсткими і вигинання їх вперед у відводі є мінімальним, що забезпечує герметичність поршня. Під час експериментальних досліджень застрягань гантелеподібних-дводискових поршнів із силіконового компаунда та поліуретану у відводі не відбувалось.

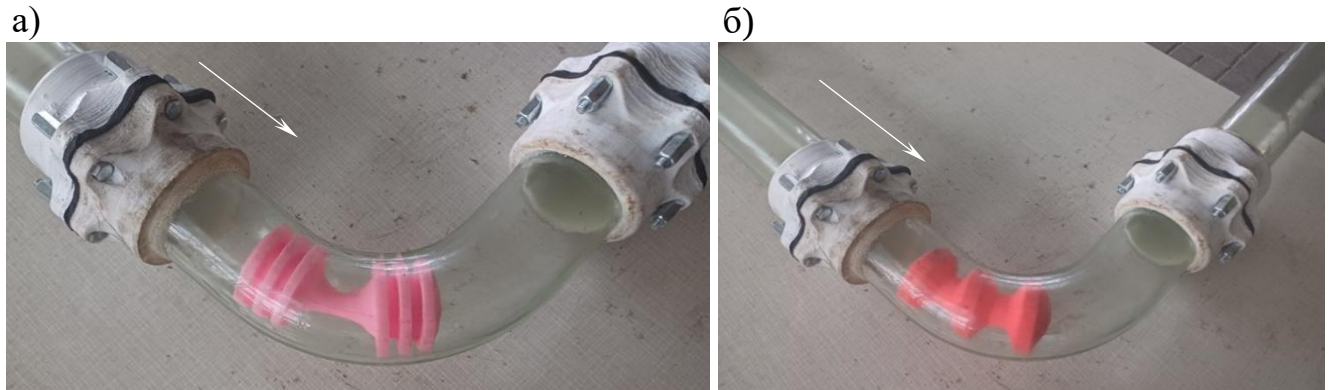
Коли багатодисковий очисний поршень рухається відводом викривлення трубопроводу призводить до вигинання поршня і радіального стискання крайніх дисків поршня з опуклого боку відводу, а середніх – із вгнутого (рисунок 4.26). У результаті чого диски деформуються в місці стискання, що призводить до відокремлення крайніх дисків від внутрішньої стінки трубопроводу з вгнутого боку відводу, а середніх – з опуклого. Такі відокремлення дисків від внутрішньої стінки трубопроводу призводять до виникнення незначних перетікань через поршень і часткового зменшення його герметичності. Застрягань багатодискових поршнів у відводі не відбувалось.



а) – вхід у відвід; б) – рух середньою частиною відводу

Рисунок 4.26 – Рух багатодискового очисного поршня із силіконового компаунда скляним відводом трубопроводу

Гантелеподібний дисковий та гантелеподібний трикулений поршні за рахунок вигинання їх осердя легко проходили скляний відвід експериментальної установки без відокремлення від внутрішньої стінки та втрати герметичності їх ущільнювальних елементів (рисунок 4.27).



а) – гантелеподібний дисковий; б) – гантелеподібний трикулений

Рисунок 4.27 – Рух гантельних очисних поршнів із силіконового компаунда скляним відводом трубопроводу

Під час руху циліндричного очисного поршня із силіконового компаунда та поліуретану середньою частиною відводу трубопроводу у результаті вигинання відбувається часткове відокремлення їх бічної поверхні від внутрішньої стінки відводу (рисунок 4.28). Із вгнутого боку відводу поршень відокремлюється від стінки в передній і задній частині, а з опуклого боку – в середній. Таке відокремлення бічної поверхні поршня від внутрішньої стінки відводу призводить до утворення зазору і перетікань через поршень, зменшення перепаду тиску на ньому, що може призвести до його застрягання за недостатнього запоршневого тиску. [72]



Рисунок 4.28 – Рух циліндричного поршня із силіконового компаунда відводом трубопроводу

Найчастіше у відводах усіх експериментальних установок застрягали поршні із пінополіуретану більшої густини (рисунок 4.29). Причинами цього є велика жорсткість таких поршнів, мала маса та перетікання потоку, яке посилювалось коли вони знаходились у середній частині відводу через утворення зазорів зумовлених вигинанням поршня. [74, 77]



Рисунок 4.29 – Застрягання поршня із пінополіуретану більшої густини у відводі

4.4.3 Результати досліджень впливу відводів трубопроводів на величину запоршневого тиску

Для вимірювання тиску у запоршневому просторі під час руху дослідних зразків очисних поршнів крутовигнутим відводом трубопроводу виконано серію експериментальних запусків дослідних зразків поршнів у трубопровід змонтований з металевих прямих труб 1, 2 та крутовигнутого відводу 3 радіусом вигину $1,5DN$ (рисунок 4.21). Запускання кожного дослідного зразка очисного поршня здійснювали три рази і визначали середнє значення тиску на вході трубопроводу під час руху кожного дослідного зразка очисного поршня прямою трубою 1 та крутовигнутим відводом 3, яке подано в таблиці 4.3. До відводу 3 усі дослідні зразки поршнів рухалися прямою трубою 1 з постійним тиском у запоршневому просторі. При цьому сила тиску, яка діє на поршень, та сила тертя ковзання врівноважені. Коли поршні проходили відвід відбувалось збільшення запоршневого тиску під час входу поршня у відвід і руху середньою його частиною, та зменшення – під час виходу із відводу і руху прилеглою до нього прямою трубою.

Таблиця 4.3 – Результати вимірювання тиску на вході трубопроводу під час руху дослідних зразків очисних поршнів прямолінійною ділянкою та крутовигнутим відводом трубопроводу

№ п/п	Матеріал зразка	Форма зразка	Твердість за шкалою Шор А	Довжина зразка, мм	Маса зразка, г	Тиск на вході, МПа		
						Рух поршня прямолінійною ділянкою трубопроводу	Рух поршня крутовигнутим відводом (внутрішня стінка трубопроводу суха)	Рух поршня крутовигнутим відводом (внутрішня стінка трубопроводу мокра)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	силіконовий компаунд	циліндричний	5	110	295	0,015	0,117	0,109
2			10			0,016	0,126	0,119
3			30			0,018	0,174	0,152
4		гантелеподібний-дводисковий	5	110	242	0,035	0,041	0,029
5			10			0,038	0,046	0,035
6			30			0,041	0,081	0,070
7		гантелеподібний	5	90	189	0,009	0,025	0,017
8			10			0,009	0,028	0,021
9			30			0,010	0,048	0,042
10		гантелеподібний трикулевий	5	110	216	0,007	0,031	0,024
11			10			0,008	0,036	0,029
12			30			0,008	0,062	0,056
13		манжетно-чашковий	5	110	205	0,009	0,031	0,012
14			10			0,013	0,034	0,013
15			30			0,024	0,070	0,032
16		багатодисковий	5	110	242	0,009	0,077	0,059
17			10			0,009	0,083	0,066
18			30			0,010	0,112	0,101
19		гантелеподібний дисковий	5	110	205	0,005	0,013	0,013
20			10			0,005	0,018	0,018
21			30			0,006	0,042	0,037

Кінець таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
22	поліуретан	циліндричний	40	110	295	0,012	0,206	0,197
23			60			0,012	0,343	0,328
24			80			0,013	0,570	0,559
25		гантелеподібний -дводисковий	40	110	242	0,068	0,112	0,107
26			60			0,123	0,223	0,211
27			80			0,150	0,382	0,366
28		гантелеподібний	40	90	189	0,006	0,074	0,065
29			60			0,007	0,140	0,128
30			80			0,007	0,221	0,217
31		гантелеподібний трикулевий	40	110	216	0,006	0,092	0,084
32			60			0,006	0,173	0,169
33			80			0,007	0,280	0,271
34		манжетно- чашковий	40	110	205	0,029	0,082	0,039
35			60			0,040	0,105	0,059
36			80			0,061	0,120	0,092
37		багатодисковий	40	110	242	0,007	0,158	0,143
38			60			0,007	0,273	0,262
39			80			0,008	0,471	0,452
40		гантелеподібний дисковий	40	110	205	0,004	0,059	0,048
41			60			0,005	0,081	0,072
42			80			0,005	0,104	0,101
43	силіконовий герметик	циліндричний	15	110	287	0,021	0,135	0,126
44	пінополіуретан	циліндричний	2	110	23	0,004	0,011	0,010
45	пінополіуретан	циліндричний	35	110	39	0,006	0,164	0,155
46	пружнополіме- рна композиція	циліндричний	3	110	283	0,019	0,057	0,051

За результатами виконаних досліджень побудовано графічні залежності тиску на вході трубопроводу під час руху поршня крутовигнутим відводом трубопроводу від твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А для різних геометричних форм поршнів. Такі залежності побудовано для різних коефіцієнтів тертя між бічною поверхнею поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу, яка була в сухому (рисунк 4.30) та мокрому (рисунк 4.31) станах. Чим більша твердість матеріалу поршня за шкалою Шор А, тим більший тиск необхідний для його проходження крутовигнутим відводом трубопроводу, оскільки збільшується

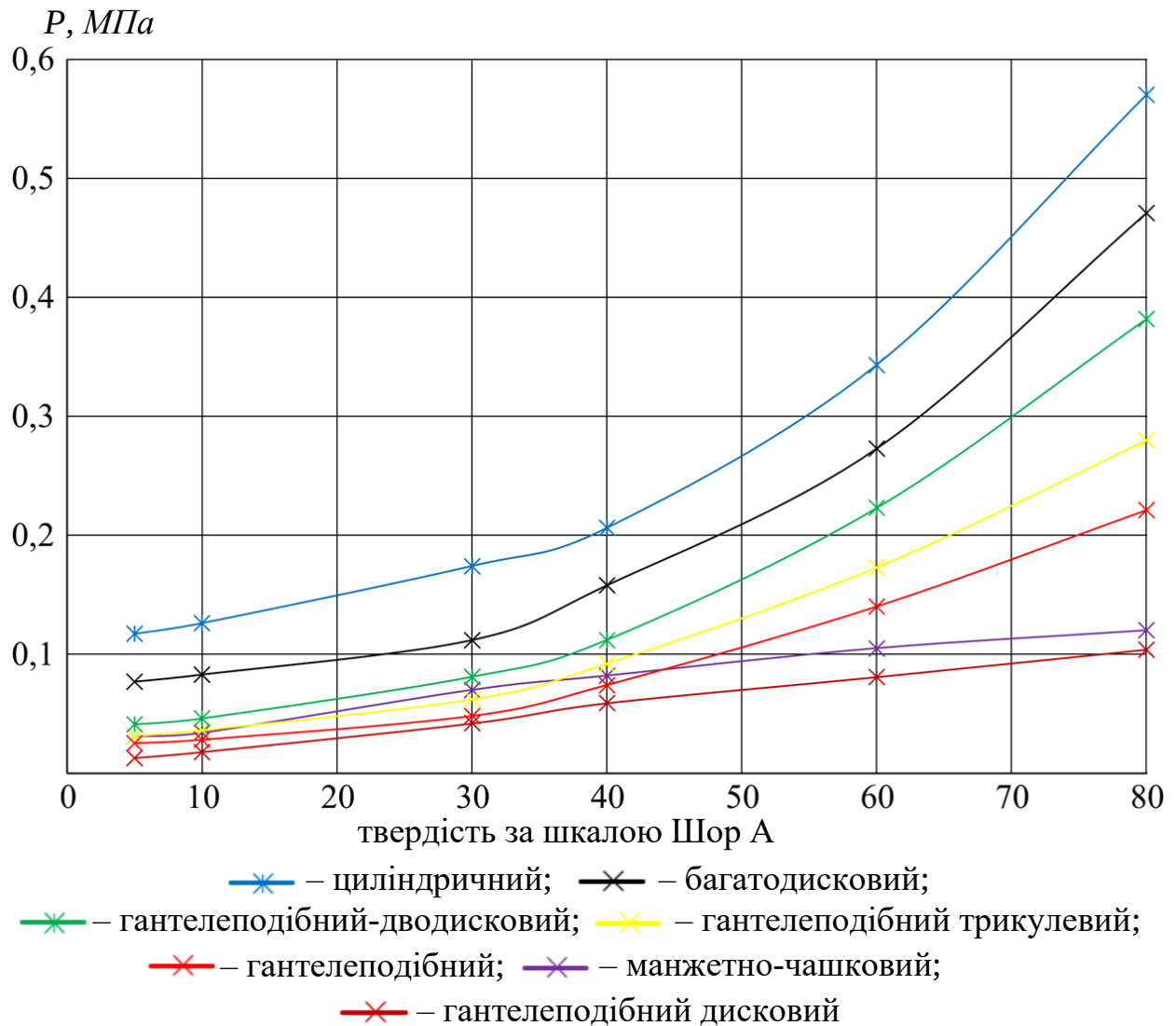


Рисунок 4.30 – Залежність тиску на вході трубопроводу під час руху поршня крутовигнутим відводом трубопроводу від твердості матеріалу за шкалою Шор А (внутрішня стінка трубопроводу суха)

сила тертя через збільшення контактних сил. Контактні сили збільшуються так як зі збільшенням твердості матеріалу поршень стає жорсткішим і менш гнучким, що призводить до підвищення сили нормального тиску на стінки відводу. Так, у разі збільшення твердості матеріалу циліндричних поршнів за шкалою Шор А від 5 одиниць до 80 одиниць, необхідний запоршневий тиск для їх проходження крутовигнутим відводом трубопроводу збільшується в 4,9 разів від 0,117 МПа до 0,57 МПа, гантелеподібних-дводисковий в 9,3 разів від 0,041 МПа до 0,383 МПа, а манжетно-чашкових в 3,9 разів від 0,031 МПа до 0,12 МПа. Таким чином, геометрична форма очисного поршня також суттєво впливає на необхідний тиск

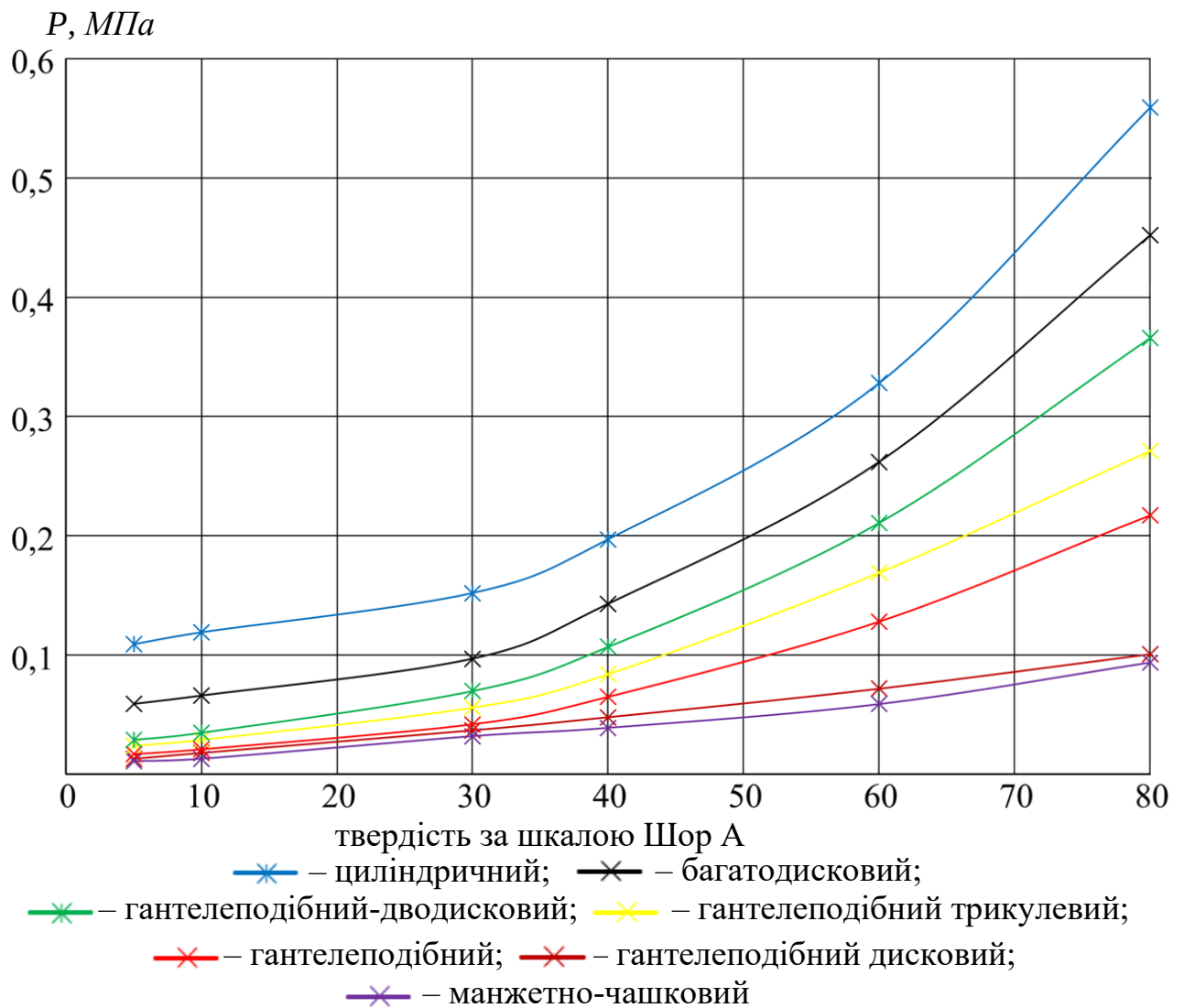


Рисунок 4.31 – Залежність тиску на вході трубопроводу під час руху поршня крутовигнутим відводом трубопроводу від твердості матеріалу за шкалою Шор А (внутрішня стінка трубопроводу мокра)

для його проходження крутовигнутим відводом трубопроводу, оскільки вона має суттєвий вплив на його жорсткість. Найбільшу жорсткість мають циліндричні багатодискові очисні поршні, а тому потрібний найбільший тиск, щоб вони проходили відводи трубопроводів. Натомість циліндричні із пінополіуретану малої густини є надзвичайно м'якими, гнучкими і мають малу масу тому для їх проходження прямолінійними ділянками і відводами трубопроводів потрібний найменший тиск у запоршневому просторі. Гантелеподібні поршнів (гантелеподібний-дводисковий, гантелеподібний, гантелеподібний трикулевий, гантелеподібний дисковий) мають дві (три) циліндричні частини з'єднані між

собою звуженою центральною частиною меншого діаметра. Центральна частина таких поршнів суттєво збільшує їх гнучкість, порівняно із циліндричними, а тому потрібен значно менший тиск, щоб вони проходили відводи трубопроводів. Серед гантелеподібних поршнів найбільший тиск для проходження крутовигнутих відводів трубопроводів необхідний для гантелеподібних-дводискових. Причиною цього є ущільнювальні диски, діаметр яких більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу. Такі диски чинять додатковий опір руху поршня, як прямолінійними ділянками трубопроводу, так і відводами.

Одними з поршнів, для яких потрібен був найменший тиск у запоршневому просторі для руху прямолінійними ділянками трубопроводу є манжетно-чашкові із силіконового компаунда (таблиця 4.3). Однак, коли манжетно-чашкові поршні із силіконового компаунда рухалися крутовигнутим відводом, а внутрішня стінка трубопроводу була сухою, тиск у запоршневому просторі суттєво збільшувався в більше ніж 3 рази, що обумовлено значним викривленням передньої чашки поршня в сторону опуклого боку відводу і вигинанням осердя поршня в сторону вгнутого боку відводу (рисунок 4.23, а). Таке деформування манжетно-чашкових поршнів із силіконового компаунда на вході у відвід призводило до різкого зменшення швидкості їх руху і збільшення тиску у запоршневому просторі (рисунок 4.22).

Найменший тиск у запоршневому просторі для руху поршнів із силіконового компаунда та поліуретану крутовигнутим відводом при сухій внутрішній стінці трубопроводу був потрібний для гантелеподібних дискових та гантелеподібних трикулевих очисних поршнів із силіконового компаунда (таблиця 4.3, рисунок 4.30), які легко проходять відводи за рахунок вигинання їх осердя (рисунок 4.27).

Коли внутрішня стінка трубопроводу мокра і коефіцієнт тертя малий, найменший тиск у запоршневому просторі для проходження крутовигнутих відводів потрібний для манжетно-чашкових очисних поршнів із силіконового компаунда (таблиця 4.3, рисунок 4.31). Таке суттєве зменшення тиску у запоршневому просторі, порівняно з його величиною для сухої внутрішньої стінки трубопроводу, обумовлено тим, що коли манжетно-чашкові поршні із силіконового компаунда рухалися змоченим відводом трубопроводу відбувалось тільки незначне

їх деформування (незначне викривлення передньої чашки поршня в сторону опуклого боку відводу).

Що стосується дослідних зразків очисних поршнів із поліуретану, то вони мають більшу жорсткість, ніж поршні із силіконового компаунда, так як твердість поліуретану більша, ніж твердість силіконового компаунда. За рахунок цього тиск у запоршневому просторі під час їх руху відводом трубопроводу у рази більший, ніж під час руху поршнів із силіконового компаунда (таблиця 4.3). Також жорсткість манжетно-чашкових і гантелеподібно-дводискових поршнів із поліуретану призводить до того, що під час їх руху прямолінійними ділянками трубопроводу тиск у запоршневому просторі у рази більший, ніж під час руху таких поршнів із силіконового компаунда. Причиною цього є те, що діаметр ущільнювальних елементів поршнів таких геометричних форм є більшим внутрішнього діаметра трубопроводу, і вони стискаються в трубопроводі. Натомість під час руху прямолінійними ділянками трубопроводу циліндричних, багатодискових, гантелеподібних дискових та гантелеподібних трикулевих поршнів із поліуретану тиск у запоршневому просторі є менший, ніж під час руху поршнів із силіконового компаунда. Причиною цього є те, що коефіцієнт тертя ковзання між поліуретаном і металом є менший, ніж коефіцієнт тертя ковзання між силіконовим компаундом і металом.

Для циліндричних очисних поршнів із силіконового компаунда твердістю 30 одиниць за шкалою Шор А досліджено вплив довжини поршня на величину тиску в запоршневому просторі під час їх руху прямолінійними ділянками та крутовигнутим відводом експериментальної установки (рисунок 4.21). Результати досліджень подано в таблиці 4.4 та на рисунку 4.32. Із збільшенням довжини циліндричного поршня запоршневий тиск збільшується. При цьому чим більша довжина поршня тим збільшення необхідного запоршневого тиску є інтенсивніше. Щоб циліндричні очисні поршні із силіконового компаунда твердістю 30 одиниць за шкалою Шор А проходили відводи трубопроводів кутом вигину рівним 90° і радіусом вигину рівним $1,5DN$ тиск на вході повинен бути не менше ніж в два рази більший, ніж тиск необхідний для руху поршня прямолінійною ділянкою

трубопроводу.

Таблиця 4.4 – Результати вимірювання тиску на вході трубопроводу під час руху циліндричних очисних поршнів із силіконового компаунда прямолінійною ділянкою та крутовигнутим відводом трубопроводу

№	Довжина поршня, мм	Тиск на вході під час руху поршня прямолінійною ділянкою, МПа	Тиск на вході під час руху поршня відводом, МПа
1	60	0,010	0,022
2	75	0,019	0,038
3	90	0,042	0,077
4	110	0,074	0,152

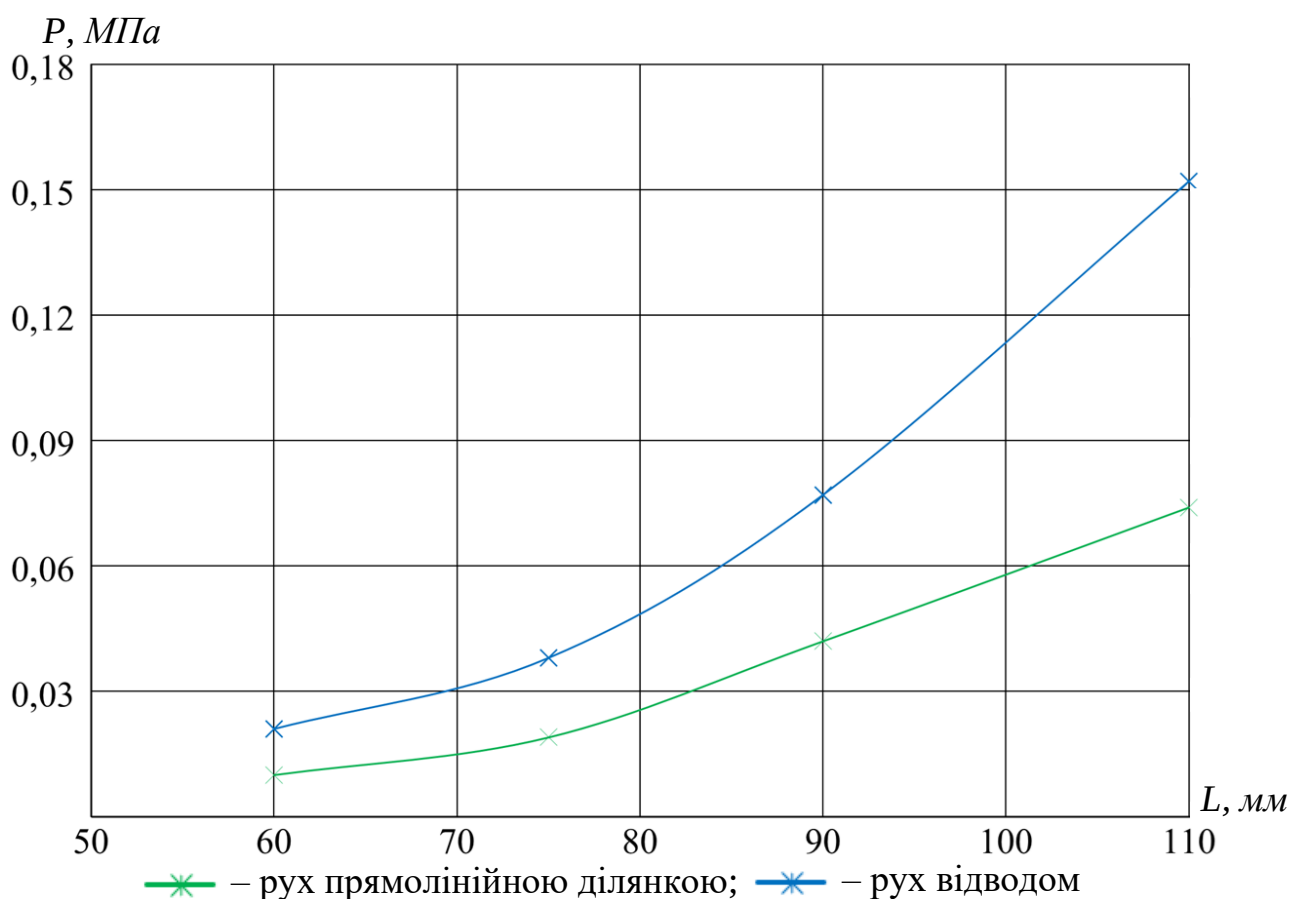


Рисунок 4.32 – Залежність тиску на вході трубопроводу від довжини поршня із силіконового компаунда твердістю 30 одиниць за шкалою Шор А

Щоб мінімізувати ризик застрягання поршнів у трубопроводах систем збору та транспортування газу виснажених газових родовищ, трубопроводах газових та

теплових мереж, які експлуатуються під низьким тиском, найперше треба запускати тестові очисні поршні, які здатні проходити прямолінійні ділянки, крутовигнуті відводи за найменшого тиску у запоршневому просторі. Такими поршнями є манжетно-чашкові, гантелеподібні дискові, гантелеподібні із силіконового компаунда та циліндричні із пінополіуретану і пружно-полімерної композиції (таблиця 4.3). Якщо трубопровід можна якісно очистити тільки циліндричними поршнями то твердість їх матеріалу і довжина поршнів повинна бути якомога меншою.

Під час експериментальних досліджень руху дослідних зразків поршнів відводами трубопроводів їх руйнувань, пошкоджень не виявлено.

Висновки до розділу 4

1. Побудовано аналітичний розв'язок задачі контакту пружного поршня з відводом трубопроводу, який враховує фрикційну та деформаційну (від зміни кривизни трубопроводу) складові опору. Встановлено, що деформаційна компонента опору поводить себе немонотонно і фактично зникає після повного заходу поршня в нього. Тоді поршень продовжує рух відводом із сталим фрикційним опором. Сумарний опір сягає максимального значення перед повним заходом поршня в відвід. Під час виходу з відводу деформований поршень починає віддавати накопичену під час згинання потенціальну енергію, що зменшує опір руху.

2. Аналітичним та експериментальним методами встановлено, що вигинання циліндричних суцільнолитих поршнів із пружних матеріалів у крутовигнутих відводах трубопроводів призводить до суттєвого збільшення контактних сил і сил тертя, є причиною їх гальмування і може призвести до тимчасової зупинки та застрягання. Показано, що визначальним чинником є модуль пружності матеріалу з якого виготовлений поршень. Зі зростанням модуля пружності від 0,2 МПа до 4 МПа нормальна контактна сила зростає у 20 разів, що значно погіршує прохідність. Розроблено алгоритм визначення мінімально допустимої швидкості руху поршня на вході у відвід трубопроводу, яка зростає пропорційно до модуля

пружності матеріалу поршня (збільшується у 4 рази від 1,7 м/с до 6,8 м/с при збільшенні модуля пружності від 0,2 МПа до 4 МПа).

3. Аналітично та чисельним моделюванням виявлено закономірності розподілу контактних навантажень вздовж поршня і напружень Мізеса в поршні залежно від його положення у відводі та коефіцієнта динамічного тертя. Встановлено, що максимальні напруження концентруються поперемінно в передній, середній та задній частинах поршня на відповідних етапах руху відводу. Так, на етапі входу поршня у відвід, коли коефіцієнт тертя збільшується від 0,1 до 0,3, максимальні контактні напруження збільшуються в 1,7 рази, а на етапі виходу в 2,1 рази, що разом із жорсткістю матеріалу та зменшенням швидкості збільшує ймовірність застрягання.

4. Чисельним моделюванням і експериментально виявлено, що у відводах із малим радіусом вигину циліндричні пружні поршні частково відокремлюються від внутрішньої стінки труби (з опуклого боку у передній та задній частинах, а з вгнутого – у середній). Це призводить до утворення зазорів, перетікань і зменшення перепаду тиску, що за низьких швидкостей та тисків може викликати зупинку поршня та застрягання.

5. Експериментально встановлено вплив твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А та їх геометричної форми на деформації, щільність прилягання до стінки відводів і необхідний запоршневий тиск. Із підвищенням твердості деформації та перетікання зменшуються, але суттєво зростає тиск, потрібний для проходження таких фасонних елементів. Так, у разі збільшення твердості матеріалу циліндричних поршнів за шкалою Шор А від 5 одиниць до 80 одиниць, необхідний запоршневий тиск для їх проходження крутовигнутим відводом трубопроводу збільшувався в 4,9 разів від 0,117 МПа до 0,57 МПа, гантелеподібних-дводискових в 9,3 рази від 0,041 МПа до 0,383 МПа, а манжетно-чашкових в 3,9 разів від 0,031 МПа до 0,12 МПа.

6. Гантельні та манжетно-чашкові поршні з гнучкими осердями здатні проходити відводи за найменшого запоршневого тиску, однак прохідна здатність останніх залежить від умов тертя. У сухих трубах манжетно-чашкові поршні

втрачають герметичність через деформацію передньої чашки і осердя поршня, що підвищує ризик застрягання. Гантельні поршні завдяки гнучкій центральній частині зберігають герметичність, хоча для руху відводами гантелеподібних-дводискових потрібен вищий тиск у запоршневому просторі через ущільнювальні елементи більшого діаметра ніж внутрішній діаметр трубопроводу.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [53, 56, 68, 69, 72–74, 76, 77].

РОЗДІЛ 5

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПРУЖНИХ ПОРШНІВ ПЕРЕХІДНИКАМИ І ТРІЙНИКАМИ ТРУБОПРОВОДІВ

На основі аналітичного розв'язку задачі про контактну взаємодію пружного поршня з осесиметричним звуженням труби отримано окреме аналітичне рішення для випадку руху пружного поршня конічним перехідником трубопроводу з більшого на менший діаметр труб. Досліджено вплив місцезнаходження поршня у перехіднику, тертя, пружних модулів матеріалу на його напружений стан та величину запоршневого тиску.

Розроблено і змонтовано експериментальні установки із скляних і металевих труб та рівнопрохідних трійників, металевих перехідників із більшого на менший діаметр труб). Експериментально досліджено динаміку руху дослідних зразків очисних поршнів із пружних матеріалів трійниками і перехідниками трубопроводів. Описано закономірності деформацій дослідних зразків очисних поршнів під час їх руху трійниками трубопроводів, виявлено місця їх сильного стискання, розтягування, вигинання, притискання та відокремлення від внутрішньої стінки. Визначено причини і місця виникнення перетікань, які призводять до застрягання поршнів у трійниками. Описано чинники, які призводять до зупинки, застрягання поршнів та руйнування пружних поршнів у перехідниках. Експериментально визначено закономірності впливу напрямів руху потоків трійниками, довжини і матеріалу поршня та витрати потоку на динаміку руху поршнів трійниками.

Виміряно запоршневий тиск необхідний для проходження дослідних зразків поршнів трійниками і перехідниками трубопроводів. Дослідження виконано для різних коефіцієнтів тертя між бічною поверхнею поршня та внутрішньою стінкою трубопроводу (микрої та сухої стінки).

5.1 Аналітичні дослідження контактної взаємодії пружного поршня з перехідниками трубопроводів з більшого на менший діаметр труб

Розглянемо перешкоду у вигляді конічного переходу завдовжки a із труби внутрішнього радіуса R у трубу меншого внутрішнього радіуса $R - \delta_{\max}$. (рисунок 5.1). Вважаємо, що $\delta_{\max} / R \ll 1$, а отже кут атаки є малим. Розглядаємо випадок, який найчастіше зустрічається на практиці – довжина поршня перевищує довжину конічної ділянки: $l > a$.

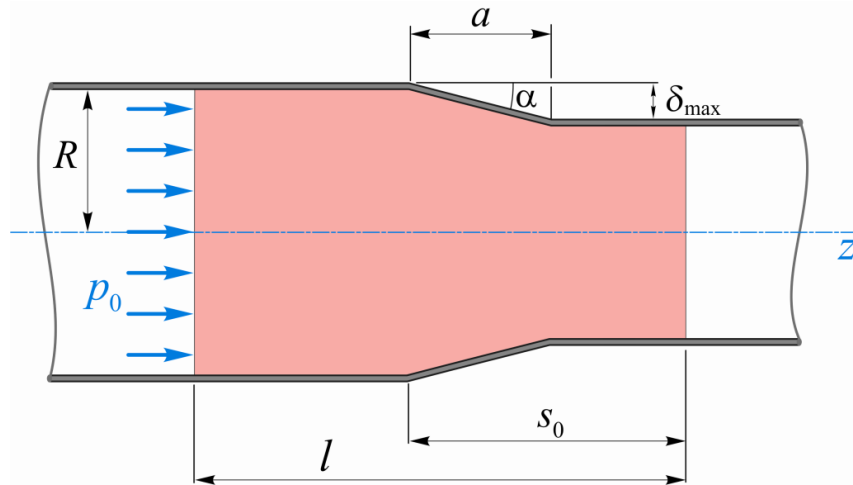


Рисунок 5.1 – Схема проходження поршня через конічний перехідник

Насправді перешкода у цій задачі складається з двох ділянок: спочатку, власне, конічне звуження $0 \leq Z \leq a$, а тоді стає звуження просвіту $Z \geq a$.

У загальні квадратури (2.23) та (2.26) відповідно для $\sigma_z(z)$ та p_0 слід підставити кусково-лінійну функцію натягу

$$\begin{aligned} \delta(z) &= \delta_0(z - l + s), \quad \delta'(z) = \delta'_0(z - l + s), \\ \delta_0(Z) &= \frac{\delta_{\max}}{a} (ZH(Z) - (Z - a)H(Z - a)), \\ \delta'_0(Z) &= \frac{\delta_{\max}}{a} (H(Z) - H(Z - a)), \end{aligned} \quad (5.1)$$

де $H(Z) = \begin{cases} 1, & Z > 0 \\ 0, & Z < 0 \end{cases}$ – одинична функція Гевісайда. [55]

Кінцевий результат можна отримати в аналітичній формі.

Справді, конкретизація виразів (2.23) та (2.26) з урахуванням формул (5.1) зводиться до обчислення інтегралів виду

$$\int e^{\gamma\zeta} d\zeta = \frac{1}{\gamma} e^{\gamma\zeta}, \quad \int e^{\gamma\zeta} \zeta d\zeta = \left(\frac{\zeta}{\gamma} - \frac{1}{\gamma^2} \right) e^{\gamma\zeta}. \quad (5.2)$$

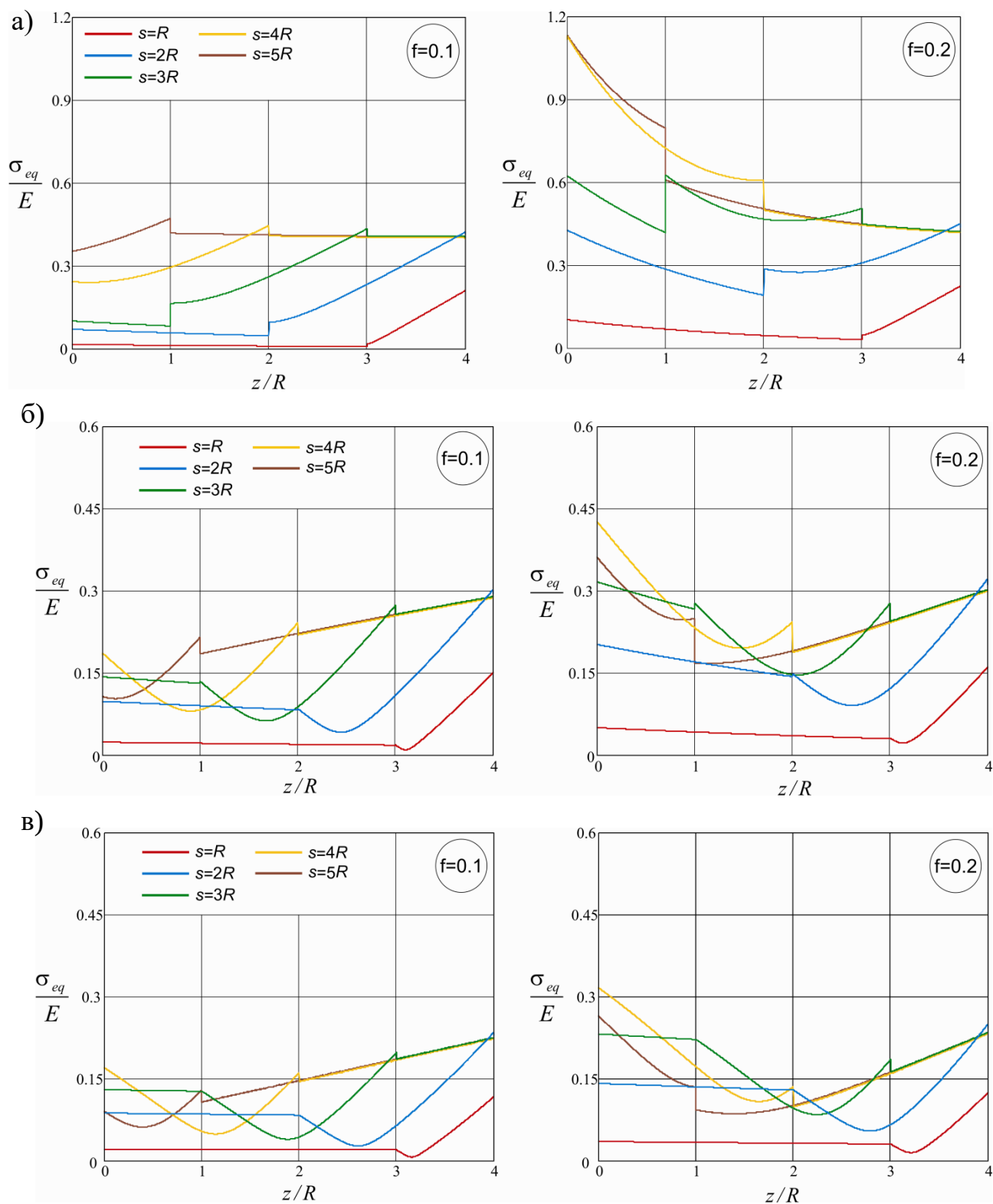
Межі інтегрування будуть визначатися аргументами функції Гевісайда і залежатимуть від розташування поршня відносно перешкоди, яке контролюється параметром s_0 . У разі $0 \leq s_0 \leq a$ передня частина поршня потрапляє у конус, а задня частина залишається у номінальній трубі. Якщо $a \leq s_0 \leq l$, то голова поршня переходить у звужену трубу, середня частина заповнює конус, а задня частина – у номінальній трубі. Нарешті, при $l \leq s_0 \leq l + a$ значна частина поршня уже пройшла у звужений циліндр, а хвостова частина ще залишається у конусі.

Однак, такий підхід призводить до занадто громіздких аналітичних виразів, структура яких є різною на різних ділянках поршня, до того ж залежних від шляху s_0 . Тому детальний результатів для конічного звуження виконано в середовищі MATCAD, числово табулюючи інтеграли (2.23) та (2.26) та вирази (2.25) з урахуванням форми перешкоди (5.1).

Обчислення проведено для реальних пропорцій перехідника, показаних на рисунку 5.2, а саме: $l = 4R$, $a = 2R$, $\delta_{max} = 0,1R$. Крім того, фіксували різні значення коефіцієнта тертя та коефіцієнта Пуассона.

Результати розрахунку безрозмірних напружень Мізеса проілюстровано графіками на рисунку 5.2.

На цих графіках спостерігаємо розриви першого роду функції $\sigma_{eq}(z)$. Це явище спричинено наявністю розривів у дотичному контактному напруженні (тут не показано), які у свою чергу викликані розривами $\delta'_0(Z)$ у місцях спряження перехідника з трубами (5.1).



а) – $\nu = 0,5$; б) – $\nu = 0,3$; в) – $\nu = 0,1$

Рисунок 5.2 – Розподіл еквівалентних напружень вздовж поршня під час проходження конічного перехідника

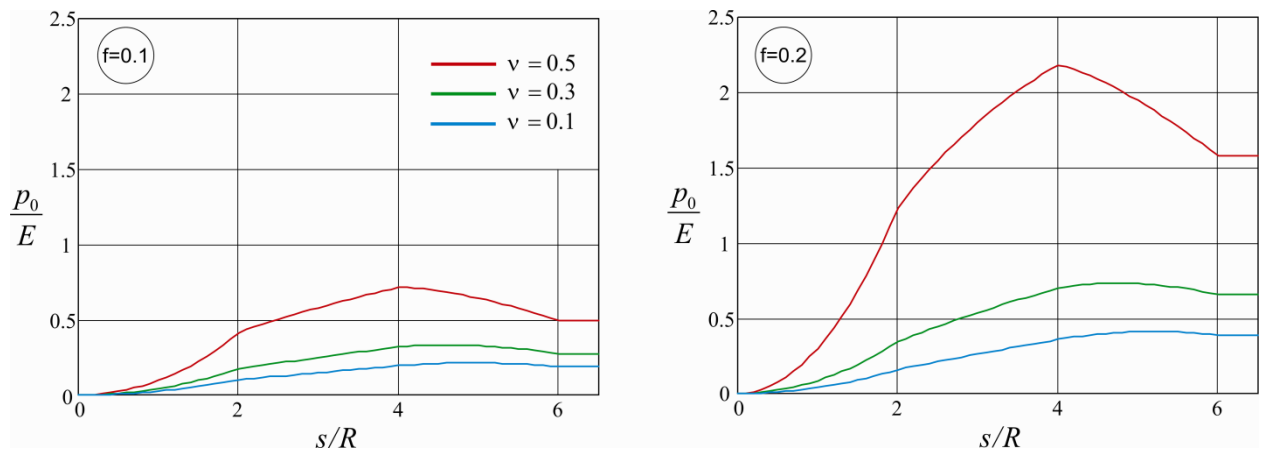


Рисунок 5.3 – Зміна запоршневого тиску під час проходження конічного звуження

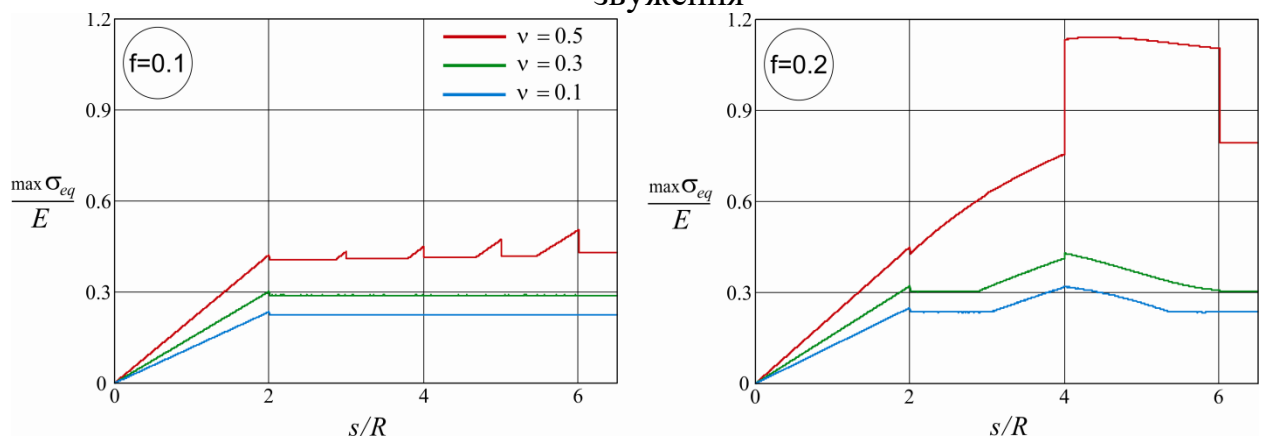


Рисунок 5.4 – Зміна максимальних еквівалентних напружень у поршні під час проходження конічного звуження

Найбільший опір руху конічним перехідником трубопроводу спостерігається, коли значна частина поршня уже перебуває у перехіднику, а менша задня частина ще розташована в конусі.

Для нестисливого поршня $\max p_0 \approx 0,7E$. Таке значення є дуже велике. При $E = 20 \text{ МПа}$ отримаємо $\max p_0 \approx 14 \text{ МПа} = 140 \text{ атм}$. Це є недосяжна величина. Зменшення коефіцієнта Пуассона до 0,1 дає результат $\max p_0 \approx 0,2E = 4 \text{ МПа} = 40 \text{ атм}$ і не має значного впливу на таку велику величину.

Це означає, що циліндричні суцільнолиті поршні із пружних матеріалів будуть застрягати у перехідниках із більшого на менший діаметр труб і з неможливістю їх подальшого руху без пошкоджень. [55]

Ситуацію можна змінити кардинально, на порядок зменшивши ефективний

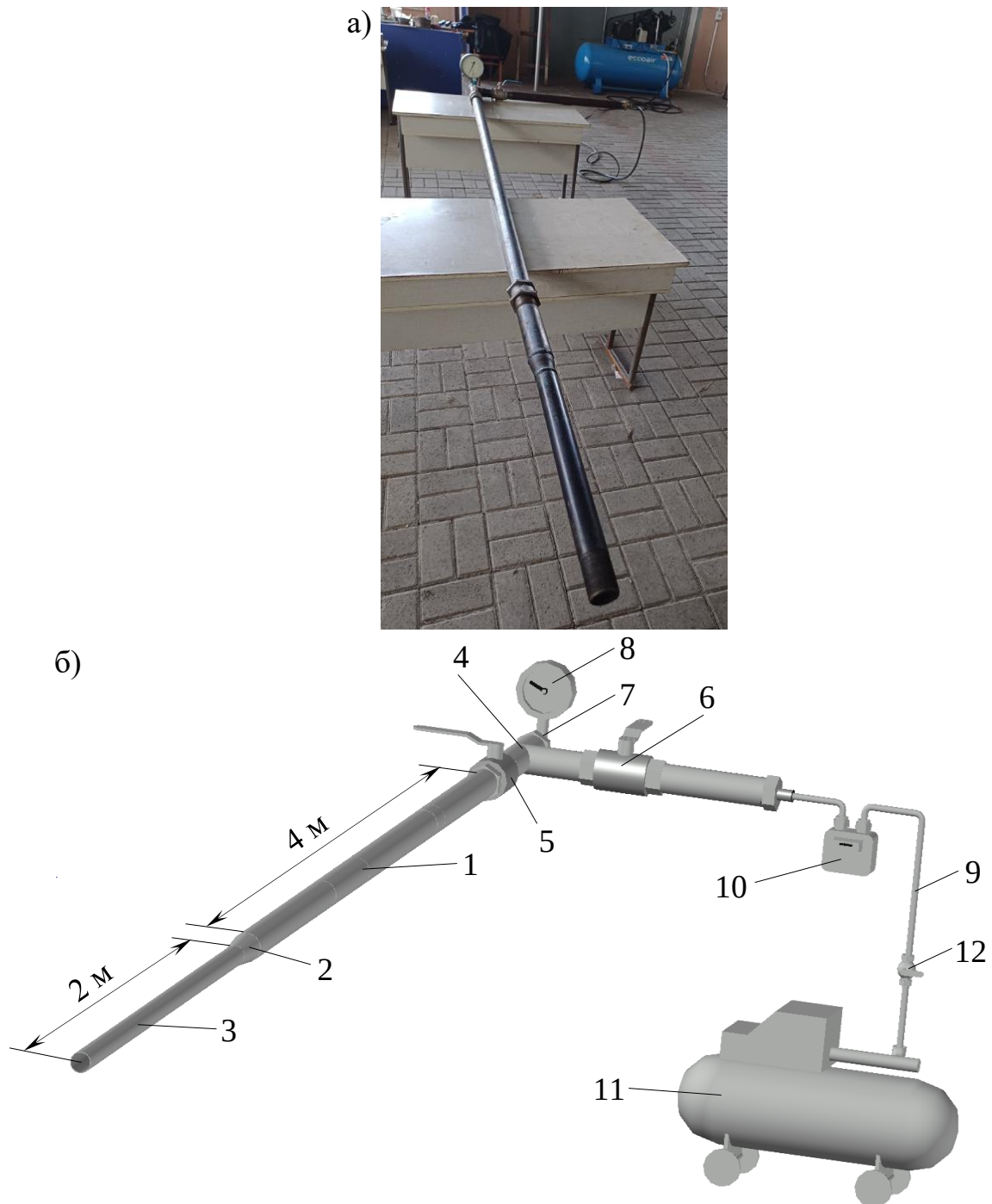
модуль пружності поршня за рахунок використання пористого стисливого матеріалу або за рахунок зміни геометричної форми поршня.

5.2 Експериментальні дослідження руху пружних поршнів перехідниками трубопроводу з більшого на менший діаметр труб

Деякі трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж промислові газопроводи, трубопроводи водопровідних та теплових мереж містять перехідники з більшого на менший діаметр труб. У таких фасонних елементах трубопроводів відбувається збільшення швидкості потоку та зменшення тиску [289–291]. Так як перехідники трубопроводів є поступовим зменшенням діаметра труб, то поршні у таких елементах зазнають дії радіального тиску, який призводить до їх деформацій та еластичного стискання. Рівень цього стискання залежить від матеріалу поршня та геометричної форми поршня. Жорсткі поршні за недостатнього запоршневого тиску можуть застрягнути або пошкодитись у таких фасонних елементах. Тому необхідно визначити які дослідні зразки поршнів здатні проходити перехідники трубопроводів із більшого на менший діаметр труб та за яких значень запоршневих тисків.

Експериментальну установку для дослідження руху дослідних зразків очисних поршнів перехідником трубопроводу розроблено і змонтовано з металу. Її перевагою є можливість виконання досліджень за значних тисків.

Розроблено експериментальну установку, яка складається з металевої труби 1 внутрішнім діаметром 49 мм і довжиною 4 м, металевого концентричного перехідника 2 (49/38) довжиною 50 мм та металевої труби 3 внутрішнім діаметром 38 мм і довжиною 2 м (рисунок 5.5). Труби 1, 3 та перехідник 2 з'єднані між собою зварюванням. Експериментальна установка обладнана виконаною у вигляді трійника камерою запускання поршнів 4, яка містить рівнопрохідні сферичні крани 5 та 6. До заглушки 7 камери запускання поршнів 4 приєднано манометр 8. Відгалуження трійника камери запускання поршнів 4 шлангом 9 приєднано до газового лічильника 10 та компресора 11. Поршні запасовували в камеру



а) – фото; б) – схема; 1, 3 – труба; 2 – перехідник; 4 – камера запускання очисних поршнів; 5, 6 – рівнопрохідний сферичний кран; 7 – заглушка; 8 – манометр; 9 – шланг; 10 – газовий лічильник; 11 – компресор; 12 – кран

Рисунок 5.5 – Експериментальна установка для дослідження руху дослідних зразків поршнів металевим перехідником із більшого на менший діаметр труб

запускання 4 тоді відкривали кран 12 та рівнопрохідні крани 5 і 6 і із ресивера компресора 11 сухе стиснене повітря шлангом 9 подавали в запоршневий простір.

У результаті дії тиску очисний поршень починав рухатись трубопроводом. Під час руху поршня прямими трубами 1 та 3 і перехідником 2 експериментальної установки фіксували тиск у запоршневому просторі манометром 8 та витрату повітря газовим лічильником 10. Через відкритий торець труби 3 відбувався вільний вихід очисного поршня і повітря. Виконано відеозапис показів вимірюваних приладів під час руху поршня.

До перехідника дослідні зразки поршнів рухалися з постійною швидкістю і сила тиску та сила тертя ковзання були врівноважені. У перехіднику у результаті поступового зменшення внутрішнього діаметра трубопроводу відбувається поступове суттєве стискання поршнів і значне збільшення контактних сил і сили тертя між поршнем і внутрішньою стінкою перехідника. Збільшення сил тертя настільки суттєве, що не залежно від величини сили інерції, яка діє на поршень, усі поршні зупинялись у перехіднику. Після зупинки поршня у перехіднику відбувалось збільшення тиску у запоршневому просторі. Щоб подолати надзвичайно велике тертя спокою зумовлене суттєвим збільшенням контактних сил через стискання поршня потрібен надзвичайно великий тиск, який не усі пружні матеріали можуть витримати. Поршні із пінополіуретану, пружно-полімерної композиції мають невелику міцність. Тому під час експериментальних досліджень вони руйнувались у перехідниках. Причому руйнування поршня із пружно-полімерної композиції відбувалось таким чином, що відривалась та частина поршня, яка протиснулась в трубу меншого діаметра. Шматок відірваний від поршня мав циліндричну форму. Далі незруйнована частина поршня знову тиском вже на меншу величину затискалась у трубу меншого діаметра і знову відривалась циліндрична частина поршня. Очисні поршні із силіконового компаунда та поліуретану застрягали у перехідниках. За максимально можливого тиску який може забезпечити компресор (до 1,5 МПа) проходити перехідник були здатні тільки манжетно-чашкові очисні поршні із силіконового компаунда. При цьому вони проходили перехідник за тиску у запоршневому просторі від 0,8 МПа до 1,0 МПа. Після проходження перехідника швидкість поршня суттєво збільшувалась. Причинами цього є додання сил тертя спокою та суттєве

збільшення швидкості потоку в ділянці трубопроводу меншого діаметра. [72, 74]

5.3 Експериментальні дослідження руху пружних поршнів трійниками трубопроводів

Так як і у відводах трубопроводів у трійниках відбувається зміна напрямку руху потоку (перетікання з магістралі у відгалуження або навпаки), що також спричинює складну фізичну картину руху потоку [292–296], призводить до вигинання поршнів і збільшення контактних сил та сил тертя, що суттєво збільшує ризик застрягання, пошкодження поршнів.

Фізичні процеси, які відбуваються під час руху поршнів трійниками трубопроводів на сьогодні не вивчені. Вони залежать від великої кількості різноманітних чинників. Якими є геометрія трійників, напрямки руху потоку трійником, газодинамічні процеси зумовлені зміною напрямку потоку, нерівномірне притискання поршня до стінки у різних місцях, що впливає на коефіцієнт тертя тощо. Крім того суттєвий вплив чинить фізико-механічні властивості матеріалу поршня та його геометрична параметри і форма.

На практиці зустрічаються трійники в яких потік може рухатись в різних напрямках, зокрема:

- потік з двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження;
- потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі і виходить із другої сторони магістралі;
- потік входить у одну із сторін магістралі трійника і повністю перетікає в його відгалуження;
- потік входить у відгалуження трійника і повністю перетікає в одну із сторін його магістралі.

Для таких напрямів руху потоку трійниками на сьогодні мало інформації про закономірності руху поршнів у кожному випадку. Через надмірний згин поршнів у трійниках може відбуватись їх зупинка, застрягання, пошкодження тощо. Зупинка

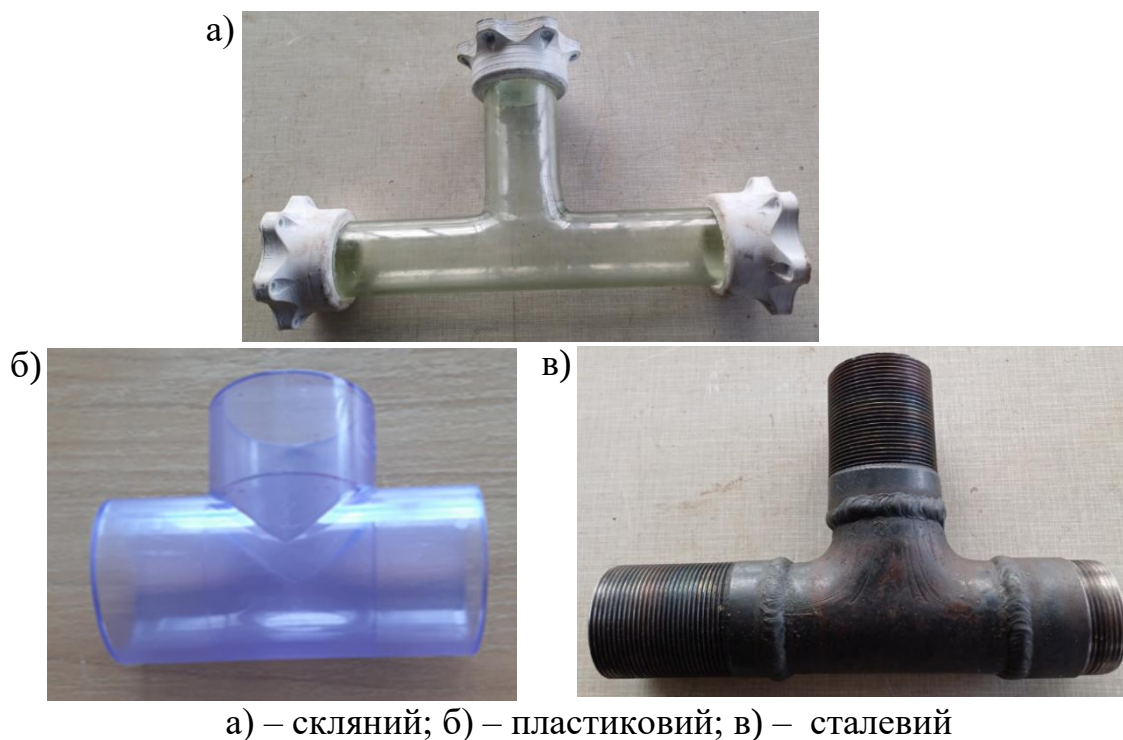
поршня із пружного матеріалу у трійнику може призвести до виникнення перетікань і його застрягання або підвищення тиску за ним і тоді відбудеться або його руйнування чи зрушення, в результаті чого він розвине велику швидкість, що також є небезпечним.

Відсутність інформації про закономірності руху поршнів трійниками ускладнює планування, аналіз, визначення маршруту руху поршнів, створює велику кількість невизначеностей, унеможлиблює достовірне оцінювання придатності трубопроводів які мають такі фасонні елементи до застосування поршнів. Тому необхідні ґрунтовні дослідження динаміки руху дослідних зразків поршнів трійниками, які б дали змогу впевненіше використовувати поршні на практиці, планувати їх маршрути руху. Найкращим підходом до вирішення таких задач є експериментальні дослідження. Експериментально треба встановити закономірності руху дослідних зразків очисних поршнів трійниками трубопроводів для різних напрямів руху потоків у їх внутрішній порожнині.

5.3.1 Розроблення експериментальних установок для досліджень руху дослідних зразків очисних поршнів трійниками трубопроводів

Для виконання експериментальних досліджень підібрано скляний рівнопрохідний трійники внутрішнім діаметром 55 мм з приклеєними надрукованими на 3D принтері буртовими фланцями (рисунок 5.6, а), сталевий рівнопрохідний штампований трійник внутрішнім діаметром 47 мм (рисунок 5.6, в) з приварними різьбами, два прозорих пластикових рівнопрохідних трійники внутрішнім діаметром 39 мм та 47 мм (рисунок 5.6, б).

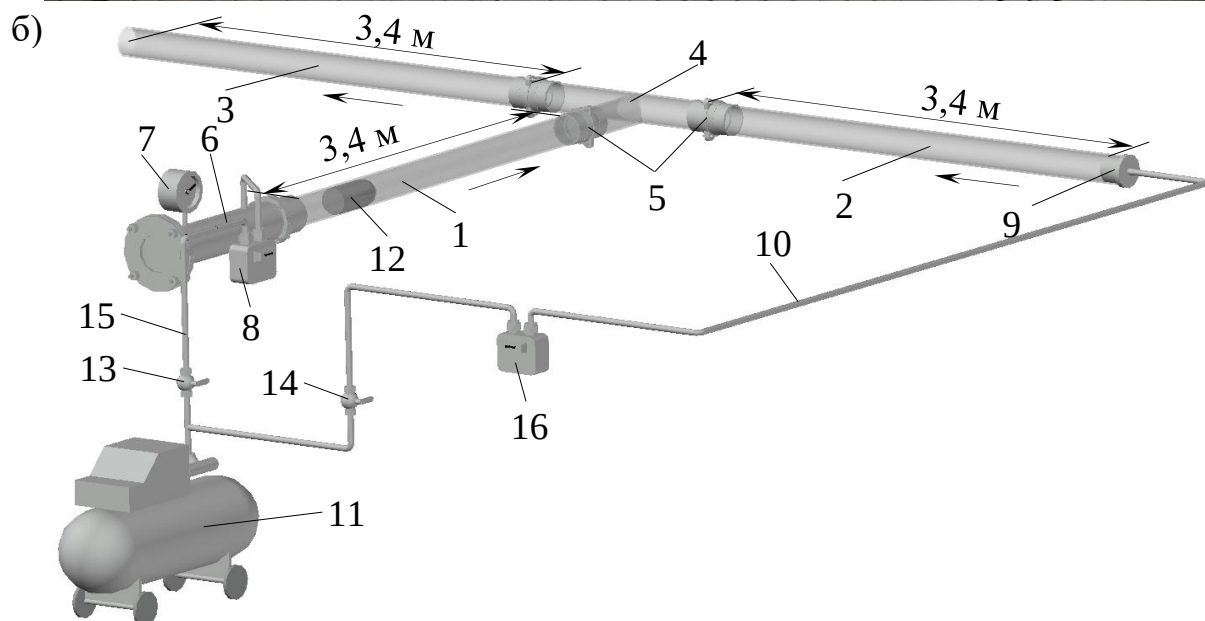
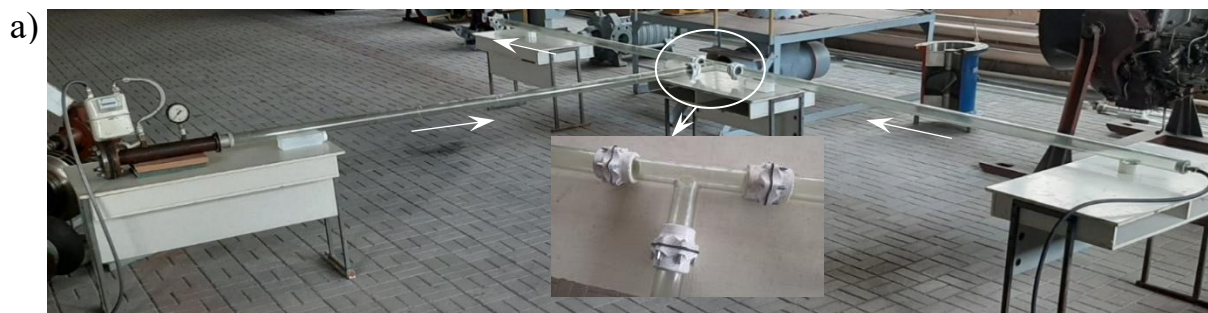
Експериментальна установка із скляних труб і скляного трійника призначена для візуального спостереження за рухом дослідних зразків поршнів трійником, фото фіксування їх деформацій. Вона складається з трьох скляних труб 1, 2 та 3 (рисунок 5.7) зовнішнім діаметром 65 мм, товщиною стінки 5 мм і довжиною 3,4 м кожна між якими поміщено скляний рівнопрохідний трійник 4. Скляні труби 1, 2 та 3 і трійник 4 з'єднані між собою надрукованими на 3D принтері буртовими



а) – скляний; б) – пластиковий; в) – сталевий

Рисунок 5.6 – Трійники

фланцями 5. Експериментальна установка комплектувана камерою запускання очисних поршнів 6, яка містить манометр 7 та газовий лічильник 8. Камеру запускання очисних поршнів 6 приєднана до скляної труби 1. Складна труба 2 заглушена заглушкою 9, яка містить патрубок до якого приєднано шланг 10 від компресора 11. Поршень 12 запасовували в камеру запускання очисних поршнів 6 тоді відкривали крани 13 і 14 і із ресивера компресора 11 сухе стиснене повітря шлангом 15 через газовий лічильник 8 подавали в запоршневий простір, а шлангом 10 через газовий лічильник 16 в трубу 2. У результаті дії тиску очисний поршень 12 починав рухатись трубопроводом. Під час руху поршня 12 прямими трубами 1 і 3 та трійником 4 експериментальної установки фіксували тиск у запоршневому просторі манометром 7. Витрату повітря, яке подавали у запоршневий простір фіксували газовими лічильником 8, а в трубу 2 – газовими лічильником 16. Через відкритий торець скляної труби 3 відбувався вільний вихід повітря і очисного поршня 12. [75]



а) – фото; б) – схема; 1, 2, 3 – скляна труба; 4 – трійник; 5 – фланець;
 6 – камера запускання очисних поршнів; 7 – манометр; 8, 16 – газовий лічильник;
 9 – заглушка; 10, 15 – шланг; 11 – компресор; 12 – поршень; 13, 14 – кран
Рисунок 5.7 – Експериментальна установка для дослідження динаміки руху
 дослідних зразків очисних поршнів скляним трійником трубопроводу (потік
 повітря входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а
 поршень входить у відгалуження трійника)

При цьому в одних випадках до заглушки 9 приєднували шланг 10 від компресора 11, а в інших ні. Коли шланг 10 не був приєднаний до заглушки 9 потік у трійнику 4 входив у відгалуження трійника і повністю виходив тільки у відкриту сторону його магістралі.

Виконано відеозапис руху поршня 12 скляним трійником 4.

Для виснажених газових родовищ характерним є значне зменшення робочого тиску, і він може складати тільки декілька атмосфер. Також під невеликим тиском

експлуатуються газові мережі низького тиску. Такого тиску може бути недостатньо, щоб поршень пройшов трійник трубопроводу. Тому крім досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів трійниками трубопроводів треба визначити який тиск має бути у запоршневому просторі, щоб поршень пройшов трійник і не відбулось його застрягання.

Експериментальну установку для вимірювання тиску у запоршневому просторі під час руху дослідних зразків поршнів трійником змонтовано з металевих труб і металевого трійника. Установка складається із трьох металевих труб 1, 2 та 3 між якими поміщений металевий рівнопрохідний трійник 4 (рисунок 5.8). Довжина труби 1 рівна 4 м, а труб 2 та 3 – 1,2 м. Внутрішній діаметр труб 1, 2 та 3 і рівнопрохідного трійника 4 складає 49 мм. Труби 1, 2 та 3 з трійником 4 з'єднані різьбовими муфтами. Експериментальна установка обладнана виконаною у вигляді трійника камерою запускання поршнів 5, яка містить рівнопрохідні крани 6 та 7. До заглушки 8 камери запускання поршнів 5 приєднано манометр 9. Відгалуження трійника камери запускання поршнів 5 шлангом 10 приєднано до газового лічильника 11 та компресора 12. Трубу 2 заглушували заглушкою 13, яка містить патрубок до якого приєднано шланг 14 від компресора 12. Поршні запасовували в камеру запускання очисних поршнів 5, тоді відкривали крани 15 і 16 та рівнопрохідні крани 6 і 7 і із ресивера компресора 12 сухе стиснене повітря шлангом 14 подавали в трубу 2, а шлангом 10 в запоршневий простір. У результаті дії тиску очисний поршень починав рухатись трубопроводом. Під час руху поршня прямими трубами 1 та 2 і трійником 4 експериментальної установки фіксували тиск у запоршневому просторі манометром 9 та витрату повітря, яке подавали у запоршневий простір газовими лічильником 11, а в трубу 2 газовими лічильником 9. Через відкритий торець труби 3 відбувався вільний вихід очисного поршня і повітря. Виконано відеозапис показів вимірюваних приладів під час руху поршня.

Щоб циліндричні дослідні зразки очисних поршнів проходили трійники трубопроводів потрібен значний запоршневий тиск. Тому експериментальні дослідження динаміки руху таких поршнів скляними трійникам є небезпечним і їх із застосуванням експериментальної установки поданої на рисунку 5.7 не

виконували. Щоб дослідити динаміку руху циліндричних дослідних зразків очисних поршнів трійниками сталевий трійник експериментальної установки поданої на рисунку 5.8 замінювали на пластиковий (рисунок 5.9). Пластиковий трійники із трубами з'єднували липкою стрічкою (скотчем), коли треба було забезпечити більшу міцність з'єднання – армованою стрічкою. Стрічка надавала можливість швидко монтувати і демонтувати трійники та слугувала запобіжником великого тиску.



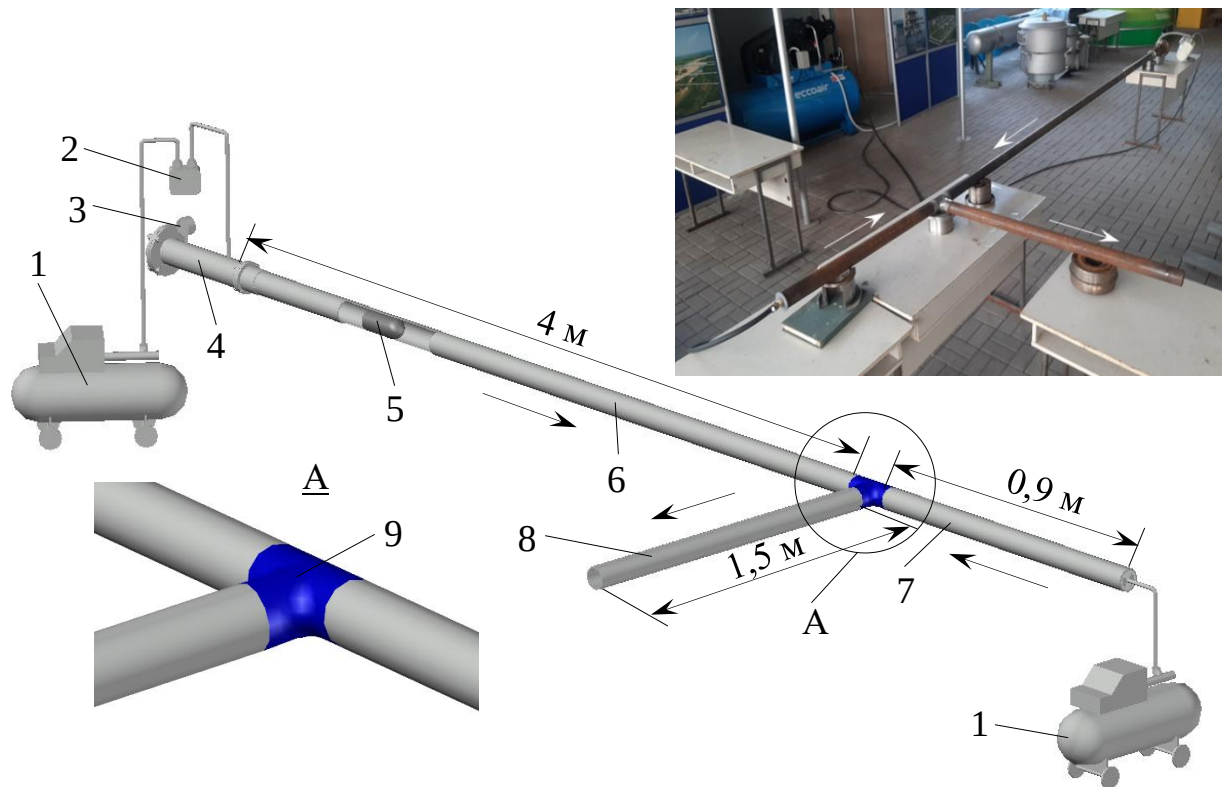
Рисунок 5.9 – Змонтований пластиковий трійник на сталевому трубопроводі

Щоб виконати дослідження для різних напрямків руху потоків трійниками змінювали місця подавання і випускання повітря, місця заглушення приєднаних до трійників труб.

Експериментальна установка для дослідження динаміки руху дослідних зразків поршнів трійниками, у яких потік із двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження (рисунок 5.10), складається з трійника 9 до якого приєднано три сталеві труби 6, 7, 8 внутрішнім діаметром 47 мм. До труби 6 приєднано камеру запускання 4 поршнів 5. Повітря від компресорів 1 подається в труби 6 і 7 і виходить із труби 8.

Щоб потік із відгалуження трійника перетікав тільки в одну сторону його магістралі або тільки з однієї сторони магістралі трійника у його відгалуження одну з приєднаних до трійника труб заглушували заглушкою. Так, у експериментальній установці, у якій потік входить у відгалуження трійника і повністю перетікає в одну з сторін його магістралі (рисунок 5.11) заглушкою 10 заглушена труба 8, яка приєднана до другої сторони магістралі трійника 9. Повітря від компресора 1

подається в трубу 6 і виходить із труби 7.



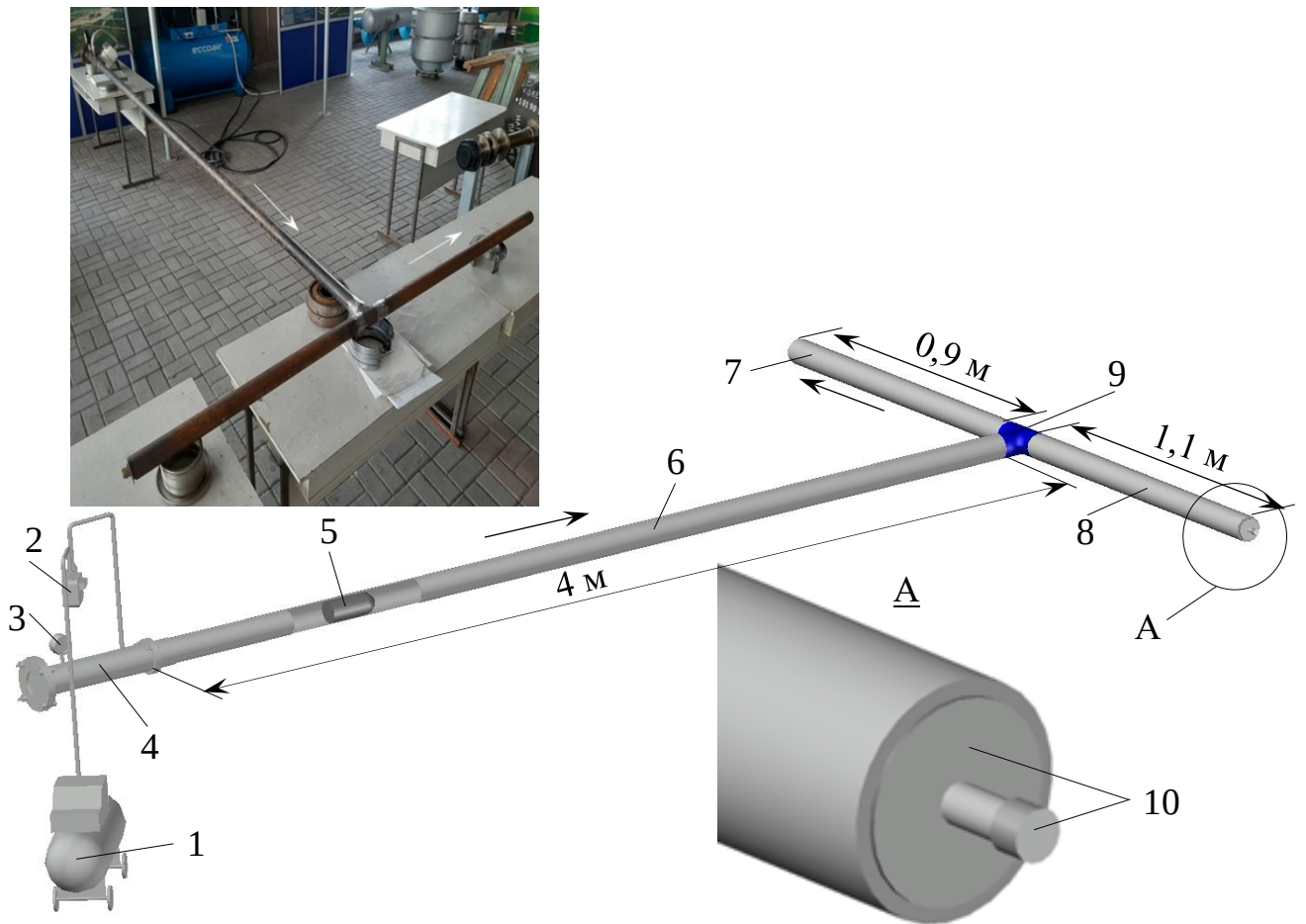
1 – компресор; 2 – лічильник; 3 – манометр; 4 – камера запускання поршнів;
5 – поршень; 6, 7, 8 – труба; 9 – трійник

Рисунок 5.10 – Експериментальна установка для дослідження динаміки руху дослідних зразків поршнів трійником (потік з двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження)

У експериментальній установці, в якій потік входить у одну із сторін магістралі трійника і повністю перетікає в його відгалуження (рисунок 5.12) заглушкою 10 заглушена труба 7, яка приєднана до другої сторони магістралі трійника 9. Повітря від компресора 1 подається в трубу 6 і виходить із труби 8.

Також змонтовано аналогічні експериментальні установки з скляних труб і пластиковим трійником. [71, 75]

Експериментальні дослідження виконано за кімнатної температури від 16°C до 22°C.

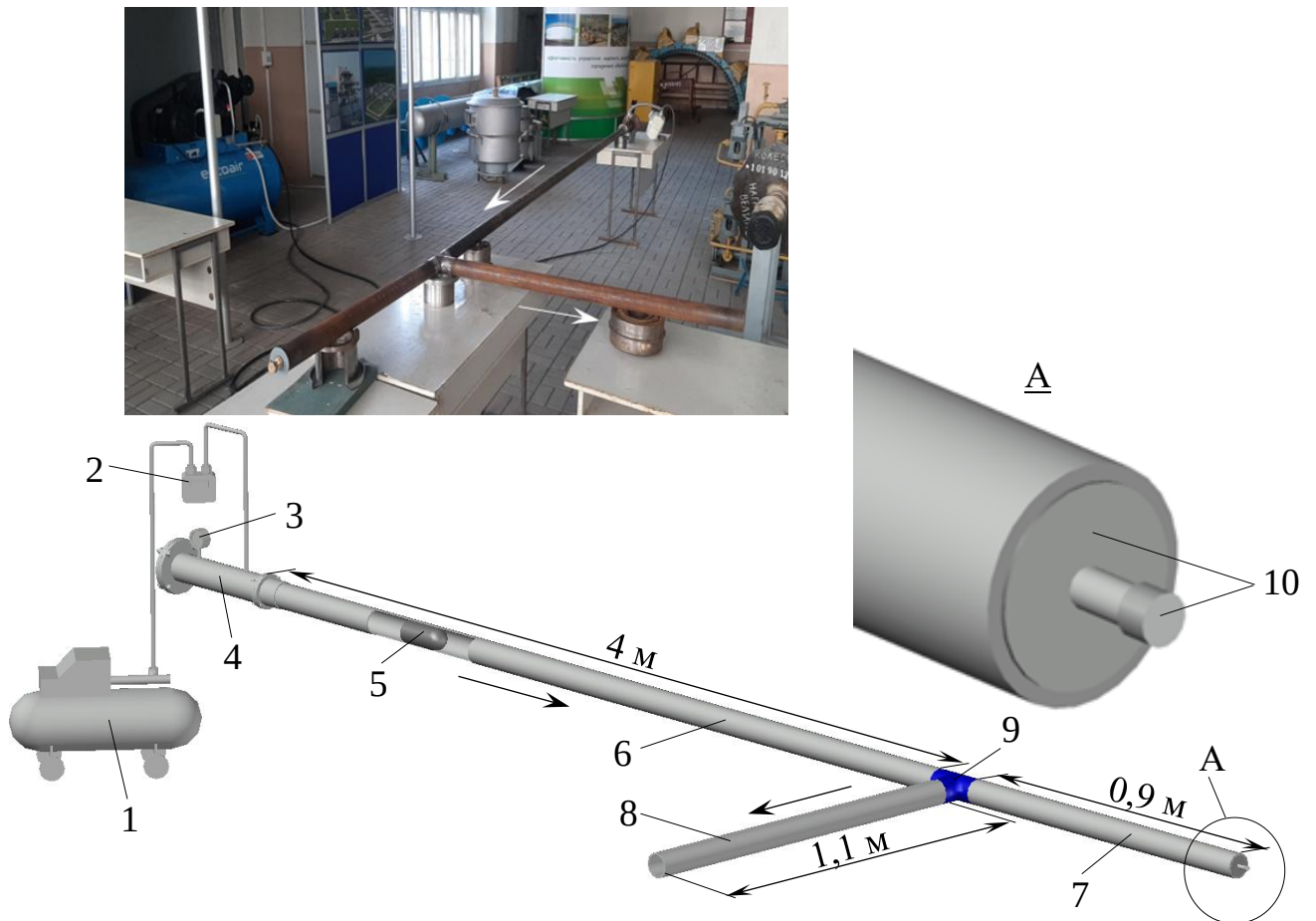


1 – компресор; 2 – лічильник; 3 – манометр; 4 – камера запускання поршнів;
5 – поршень; 6, 7, 8 – труба; 9 – трійник; 10 – заглушка

Рисунок 5.11 – Експериментальна установка для дослідження динаміки руху дослідних зразків поршнів трійником (потік входить у відгалуження трійника і повністю перетікає в одну із сторін його магістралі)

5.3.2 Результати експериментальних досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів трійниками трубопроводів

Щоб дослідити динаміку руху очисних поршнів трійником трубопроводу виконано серію експериментальних запускань дослідних зразків очисних поршнів у експериментальну установку, яка містить скляний трійник (рисунок 5.7). Під час руху суцільнолитих манжетно-чашкових поршнів із силіконового компаунда скляним трійником відбувались суттєві деформації поршня (рисунок 5.13). Такі деформації обумовлені надзвичайною пружністю, гнучкістю матеріалу, із якого

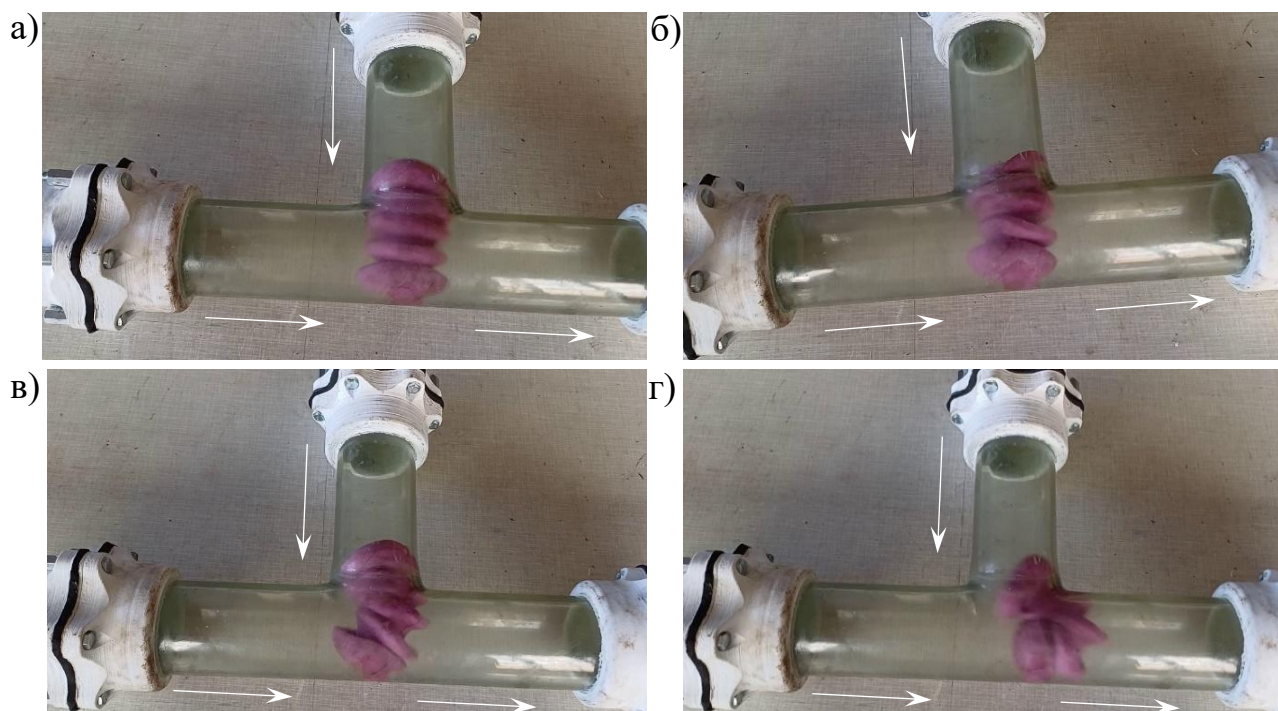


1 – компресор; 2 – лічильник; 3 – манометр; 4 – камера запускання поршнів;
5 – поршень; 6, 7, 8 – труба; 9 – трійник; 10 – заглушка

Рисунок 5.12 – Експериментальна установка для дослідження динаміки руху дослідних зразків поршнів трійником (потік входить у одну із сторін магістралі трійника і повністю перетікає в його відгалуження)

виготовлений поршень, та силою тертя між передньою чашкою поршня і внутрішньою стінкою магістралі трійника.

Коли манжетно-чашковий очисний поршень із силіконового компаунда виходить із відгалуження у магістраль трійника він передньою чашкою ударяється до внутрішньої стінки магістралі навпроти відгалуження трійника (рисунок 5.13, а). Тоді запоршневим тиском передня чашка притискається до внутрішньої стінки магістралі трійника в місці ударяння, у результаті чого суттєво збільшуються контактні сили в місці притискання, і відповідно, сила тертя. Тому зміщень у сторону руху потоку передньої чашки поршня після її ударяння до внутрішньої



а) – вхід поршня у магістраль трійника; б) – повздовжнє стискання поршня у магістралі трійника; в), г) – вигинання поршня у магістралі трійника

Рисунок 5.13 – Рух манжетно-чашкового очисного поршня із силіконового компаунда скляним трійником трубопроводу (потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника)

стілки магістралі трійника не відбувається, а вона деякий час залишається у місці ударяння. Під дією запоршневого тиску поршень все більше стискається (рисунок 5.13, б). У результаті такого стискання осердя поршня вигинається в напрямку потоку (рисунок 5.13, в). Посилює вигинання осердя та задає йому напрямок дія потоків один з яких рухається магістраллю трійника, а другий перетікає через задню чашку поршня з запоршневого простору. У результаті вигинання осердя поршня відбувається все більше перекошування передньої чашки поршня у напрямі, протилежному до напрямку вигинання осердя.

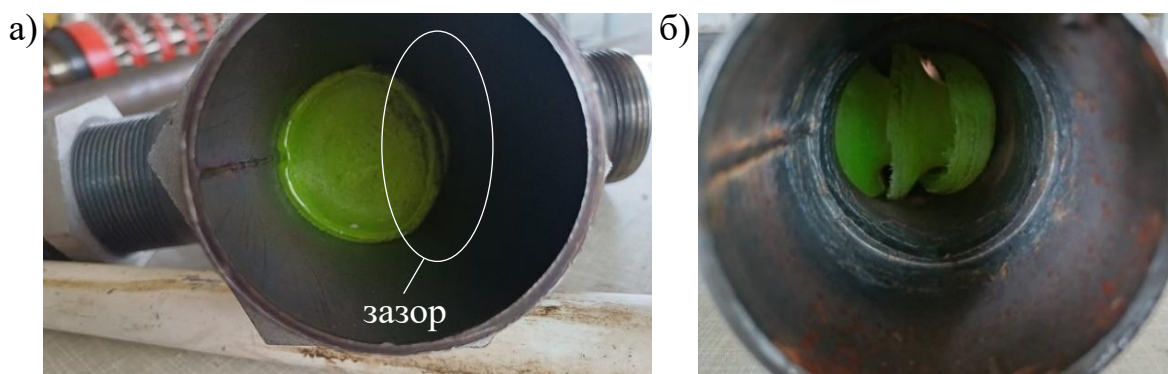
Вигинання осердя поршня і перекошування передньої чашки поршня продовжується до тих пір, поки передня чашка майже повністю не відійде від внутрішньої стінки магістралі трійника (рисунок 5.13, г). У результаті тертя передньої чашки поршня до внутрішньої стінки магістралі трійника мінімізується

і тоді потік розвертає передню чашку. Поршень набуває вихідну геометричну форму та продовжує рухатись трубопроводом. [75, 76]

Манжетно-чашковий очисний поршень із поліуретану має більшу жорсткість, ніж із силіконового компаунда, тому коли він ударяється до внутрішньої стінки магістралі, навпроти відгалуження (рисунок 5.14), його стискання і вигинання осердя є невеликими. Сила тертя утримує передню чашку у місці її притискання запоршневим тиском до внутрішньої стінки магістралі трійника. Усе це призводить до застрягання манжетно-чашкового поршня у трійнику. Сприяє застрягання такого поршня у трійнику зазор, який виникає між задньою чашкою і внутрішньою стінкою відгалуження трійника (рисунок 5.15, а), через який перетікає потік із запоршневого простору. Такий зазор виникає внаслідок незначного вигинання осердя поршня і перекошування задньої чашки. Також до виникнення зазору призводить притискання потоком задньої чашки та манжет поршня до внутрішньої стінки відгалуження трійника із сторони, протилежної місцю виникнення зазору (рисунок 5.15, а). Зазори є і між частиною поршня, яка знаходиться у магістралі трійника та внутрішньою стінкою магістралі (рисунок 5.15, б). Через ці зазори проходить потік, який рухається магістраллю трійника.



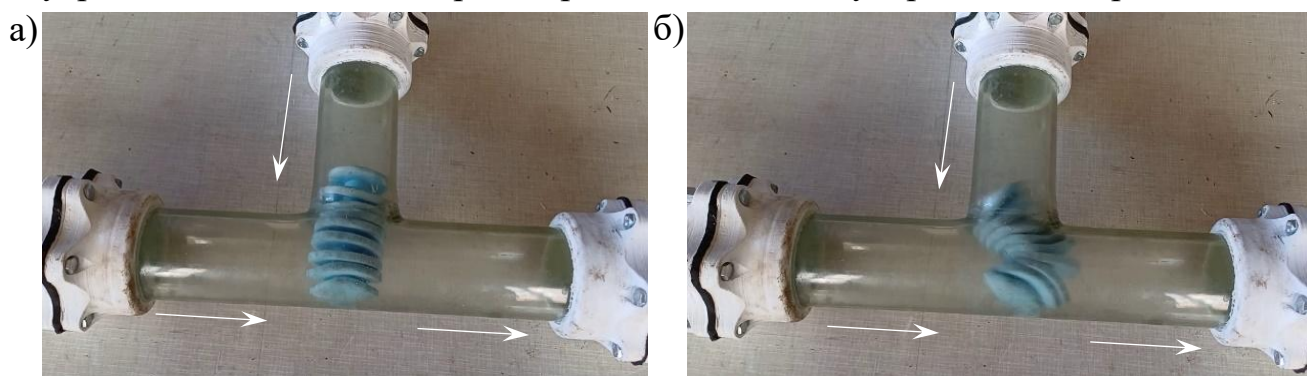
Рисунок 5.14 – Застрагання манжетно-чашкового очисного поршня із поліуретану у скляному трійнику трубопроводу (потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника)



а) – вид із сторони відгалуження; б) – вид із сторони магістралі

Рисунок 5.15 – Застрягання манжетно-чашкового очисного поршня із поліуретана у металевому трійнику трубопроводу (потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника)

Багатодискові очисні поршні із силіконового компаунда також зазнають суттєвих деформацій у трійниках трубопроводу, у яких потік входить у відгалуження та в одну з сторін магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника (рисунок 5.16). Після виходу багатодискового поршня із силіконового компаунда із відгалуження у магістраль трійника він переднім торцем ударяється до внутрішньої стінки магістралі навпроти відгалуження трійника (рисунок 5.16, а). Тоді передній торець поршня запоршневим тиском притискається до внутрішньої стінки магістралі трійника в місці ударяння, що призводить до



а) – вхід поршня у магістраль трійника; б) – вигинання поршня у магістралі трійника

Рисунок 5.16 – Рух багатодискового очисного поршня із силіконового компаунда скляним трійником трубопроводу (потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника)

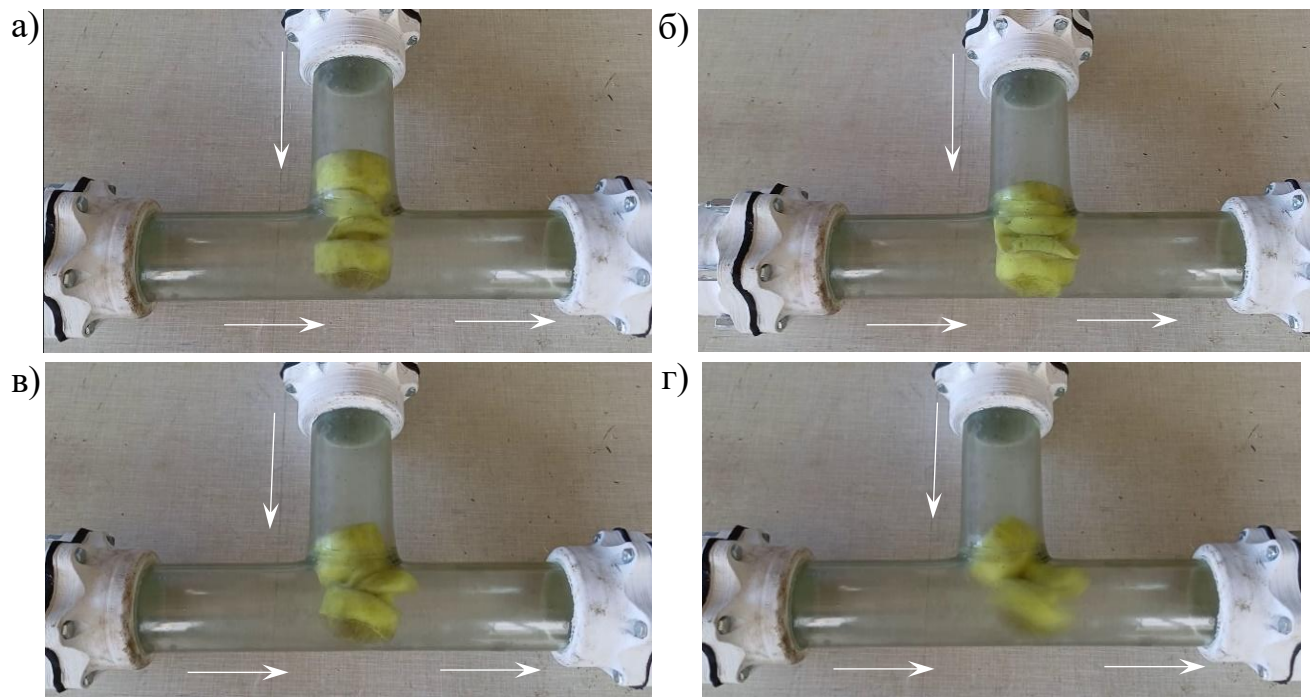
збільшення сили тертя і він деякий час залишається у місці ударяння. Після чого у результаті дії потоків, які рухаються магістраллю та відгалуженням трійника, відбувається вигинання осердя поршня і передній торець поршня відходить від внутрішньої стінки магістралі трійника (рисунк 5.16, б). Тертя переднього торця поршня до внутрішньої стінки магістралі трійника мінімізується, потік розвертає передню частину поршня і він набуває вихідну геометричну форму та продовжує рухатись трубопроводом.

Циліндрично-двотисковий очисний поршень із силіконового компаунда також після виходу із відгалуження у магістраль трійника переднім торцем ударяться до внутрішньої стінки магістралі, навпроти відгалуження трійника (рисунк 5.17, а). Тоді передній торець поршня запоршневим тиском притискається до внутрішньої стінки магістралі трійника в місці ударяння, що призводить до збільшення сили тертя і він на деякий час залишається у місці ударяння. Під дією запоршневого тиску поршень поздовжньо стискається (рисунк 5.17, б). Після чого потік вигинає середню частину поршня і передній його торець відходить від внутрішньої стінки магістралі трійника (рисунк 5.17, в, г). У результаті тертя переднього торця поршня до внутрішньої стінки магістралі трійника мінімізується, потік розвертає передню частину поршня і він набуває вихідну геометричну форму та продовжує рухатись трубопроводом.

Гантельно-дискотисковий очисний поршень із силіконового компаунда після виходу із відгалуження у магістраль трійника переднім торцем ударяться до внутрішньої стінки магістралі, навпроти відгалуження трійника (рисунк 5.18, а). Тоді потік вигинає осердя поршня і передній його торець відходить від внутрішньої стінки магістралі трійника (рисунк 5.18, б). У результаті тертя переднього торця поршня до внутрішньої стінки магістралі трійника мінімізується, потік розвертає передню частину поршня (рисунк 5.18, в) і він набуває вихідну геометричну форму та продовжує рухатись трубопроводом.

Закономірності руху усіх дослідних зразків очисних поршнів скляним трійником, в якому потік входить тільки у відгалуження і виходить із однієї з сторін магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника такі ж, як у

розглянутому трійнику, в якому потік входить у трійник і з відгалуження і з однієї сторони магістралі.



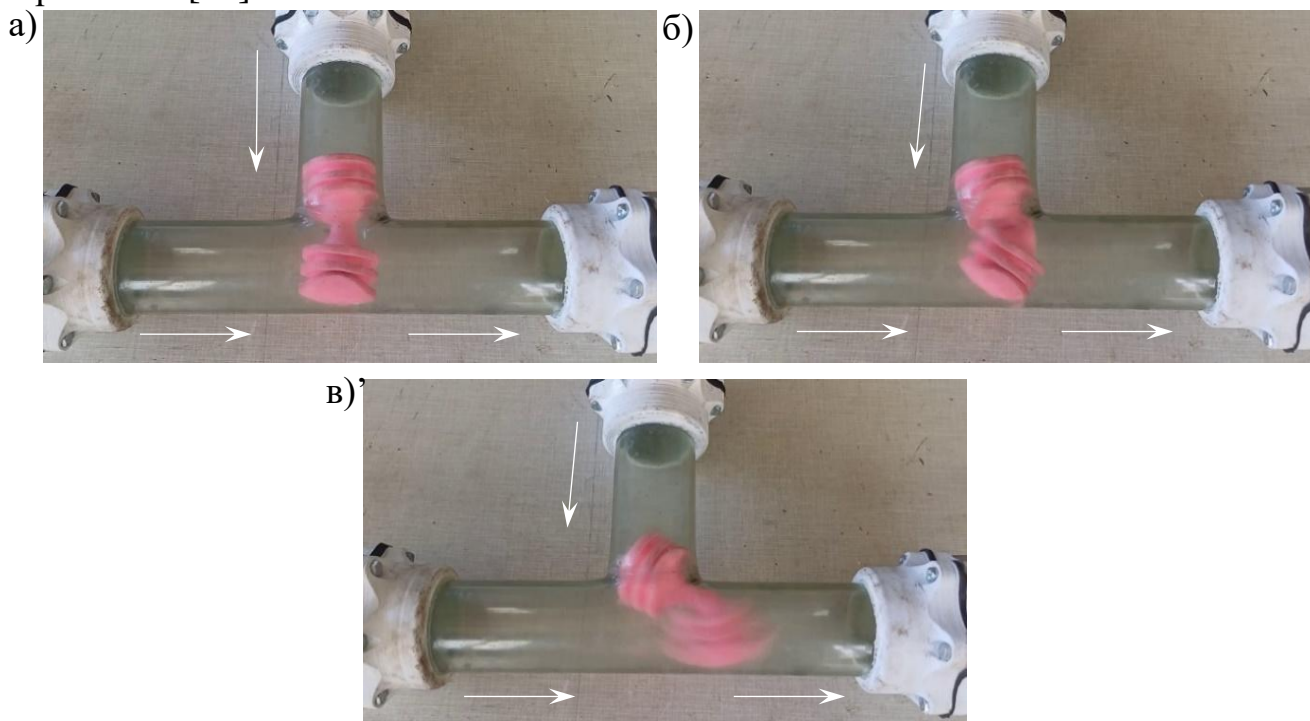
а) – вхід поршня у магістраль трійника; б) – повздовжнє стискання поршня у магістралі трійника; в), г) – вигинання поршня у магістралі трійника

Рисунок 5.17 – Рух циліндрично-дводискового очисного поршня із силіконового компаунда скляним трійником трубопроводу (потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника)

Що стосується руху скляним трійником багатодискового, гантельно-дводискового та гантельно-багатодискового очисних поршнів із поліуретану, то вони, так як і манжетно-чашковий поршень, застрягали, оскільки поліуретан має більшу твердість, ніж силіконовий компаунд, і поршні мають більшу жорсткість. Також відбувалось застрягання розглянутих дослідних зразків очисних поршнів у трійниках коли потік із магістралі трійника перетікав у його відгалуження.

Щоб дослідити динаміку руху циліндричних дослідних зразків очисних поршнів трійником трубопроводу виконано серію експериментальних запускань дослідних зразків очисних поршнів у експериментальні установки, які містить пластиковий трійник між металевими трубами. Такі установки дали змогу

виконувати дослідження за високих тисків, які необхідні щоб циліндричні поршні проходили трійники. Динаміка руху циліндричних дослідних зразків поршнів трійниками трубопроводів найсуттєвіше залежала від напрямків руху потоків у їх порожнині. [75]



а) – вхід поршня у магістраль трійника; в), г) – вигинання поршня у магістралі трійника

Рисунок 5.18 – Рух гантельно-дискового очисного поршня із силіконового компаунда скляним трійником трубопроводу (потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника)

Якщо потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі і виходить із другої сторони магістралі (рисунок 5.8), то циліндричний поршень із силіконового компаунда, який входить у трійник із відгалуження, викривляється у трійнику в напрямку виходу потоку з нього (рисунок 5.19) за схемою наведеною на рисунку 5.20.

Якщо потік і поршень входять у відгалуження трійника, і при цьому потік повністю перетікає в одну із сторін магістралі (рисунок 5.11), то динаміка руху поршня залежить від твердості матеріалу з якого він виготовлений. Якщо твердість

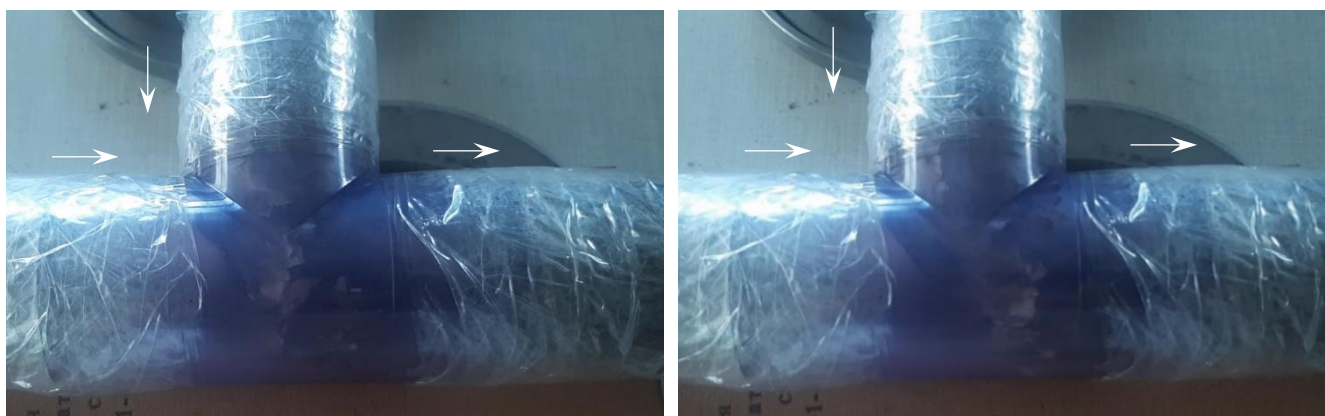
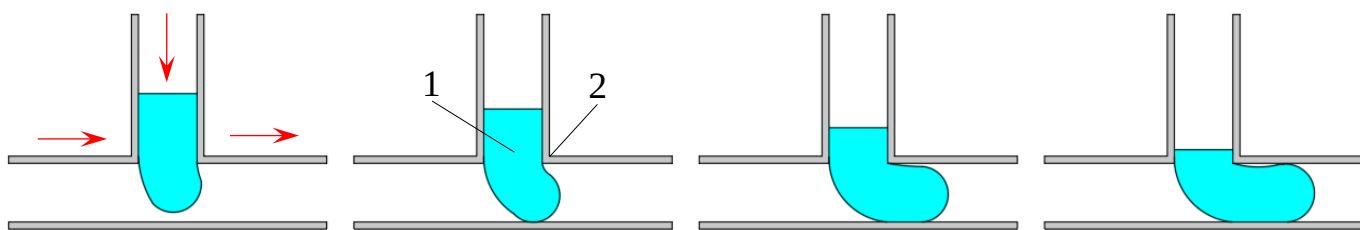


Рисунок 5.19 – Руху циліндричного поршня із силіконового компаунда трійником, у якому потік входить у відгалуження та в одну з сторін магістралі і виходить із другої сторони магістралі, а поршень входить у відгалуження



1 – поршень; 2 – трійник

Рисунок 5.20 – Схема руху циліндричного поршня із силіконового компаунда трійником, у якому потік входить у відгалуження та в одну з сторін магістралі і виходить із другої сторони магістралі, а поршень входить у відгалуження

силіконового компаунда складала 30 одиниць за шкалою Шор А, то поршень у трійнику викривлюється в напрямку виходу з нього потоку за схемою наведеною на рисунку 5.21. Причому на відміну від попереднього випадку (рисунок 5.14) викривлення поршня відбувається тільки після того, коли його передня частина виходить із відгалуження в магістраль трійника і рухаючись прямолінійно вдаряється до внутрішньої стінки магістралі трійника навпроти відгалуження.

Якщо твердість матеріалу з якого виготовлений поршень була менше 20 одиниць за шкалою Шор А, то поршень в трійнику викривлюється в напрямку виходу з нього потоку (рисунку 5.22) за схемою наведеною на рисунку 5.23. Після того, як передня частина поршня виходить із відгалуження в магістраль трійника і вдаряється до внутрішньої стінки магістралі навпроти відгалуження, відбувається

викривлення поршня в середній його частині. Далі за рухом поршня магістраллю трійника починає викривлюватись передня частина поршня і він все більше набирає циліндричної форми.

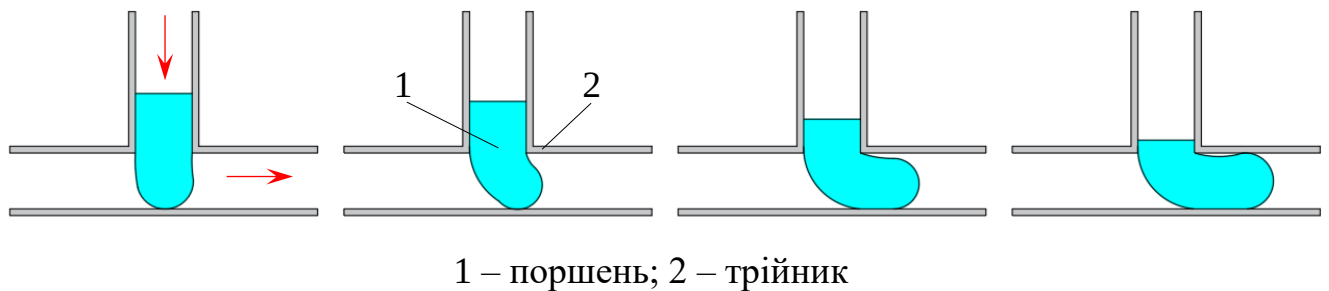


Рисунок 5.21 – Схема руху поршня трійником, у якому потік і поршень входять у відгалуження трійника, а виходять в одну із сторін його магістралі (твердість матеріалу поршня 30 одиниць за шкалою Шор А)



Рисунок 5.22 – Рух поршня трійником, у якому потік і поршень входять у відгалуження трійника, а виходять в одну із сторін його магістралі (твердість матеріалу поршня менше 20 одиниць за шкалою Шор А)

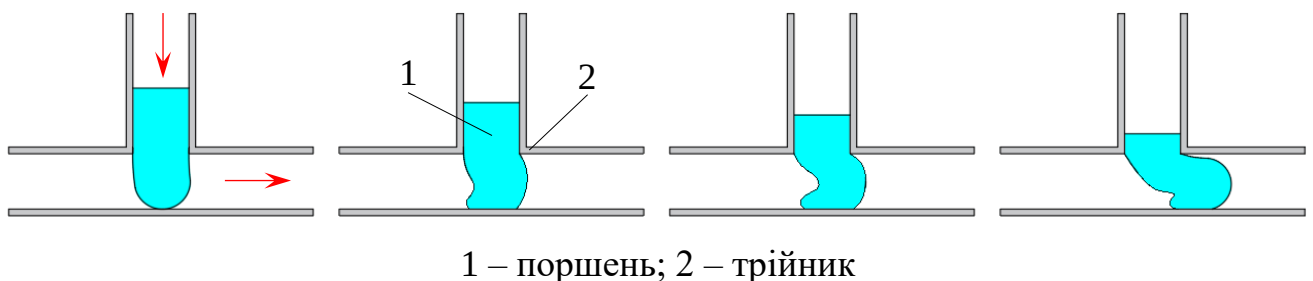


Рисунок 5.23 – Схема руху поршня трійником, у якому потік і поршень входять у відгалуження трійника, а виходять в одну із сторін його магістралі (твердість матеріалу поршня менше 20 одиниць за шкалою Шор А)

Якщо потік з двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження (рисунок 5.10), а поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі, то схема руху поршня залежить від величини витрати повітря, яке входить у магістраль трійника зі сторони протилежної напрямку руху поршня. Якщо така витрата велика (більше ніж в 1,5 рази перевищує витрату потоку в якому рухається поршень), то поршень викривлюється у трійнику в напрямку відгалуження (рисунок 5.24) за схемою наведеною на рисунку 5.25.

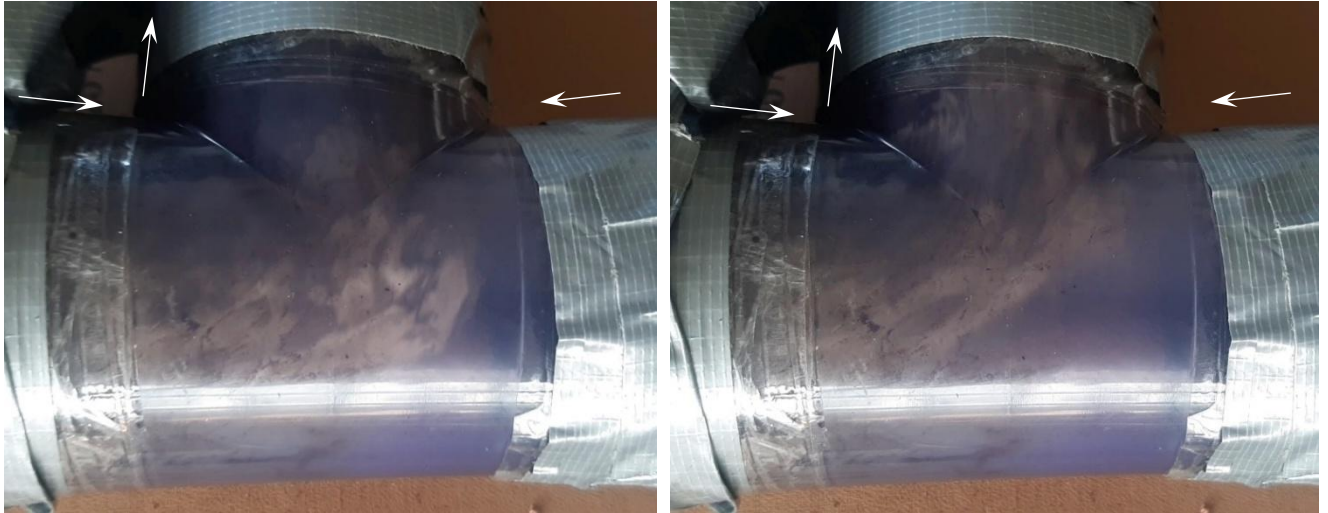


Рисунок 5.24 – Рух поршня трійником, у якому потік з двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження (поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі, а витрати повітря, яке входить у магістраль трійника з протилежної сторони більше ніж в 1,5 рази перевищує витрату потоку в якому рухається поршень)

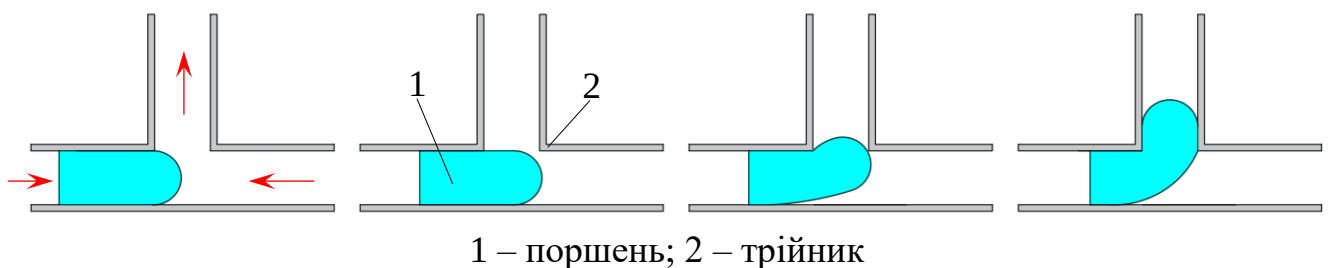
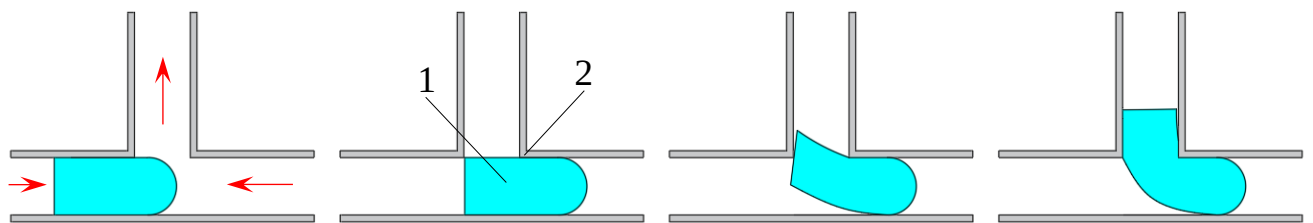


Рисунок 5.25 – Схема руху поршня трійником, у якому потік з двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження (поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі, а витрати повітря, яке входить у магістраль трійника з протилежної сторони більше ніж в 1,5 рази перевищує витрату потоку в якому рухається поршень)

Якщо витрата повітря, яке входить у магістраль трійника зі сторони протилежної напрямку руху поршня менше ніж в 1,5 рази менша витрати потоку в якому рухається поршень, то динаміка руху поршня залежить від довжини поршня. Якщо довжина поршня до $1,5DN$, то він рухається в трійнику за схемою наведеною на рисунку 5.26. Поршень у такому випадку не викривлюється в відгалуження (як показано на схемі наведеній на рисунку 5.25), а за інерцією продовжує рухатись магістраллю трійника до тих пір, поки його задня частина не буде навпроти відгалуження. Тоді він зупиняється і відбувається викривлення задньої частини поршня у відгалуження. Після такого викривлення поршень починає рухатись і виходити у відгалуження трійника. У такому випадку після виходу поршня з трійника його задня частина стає передньою і навпаки передня – задньою (рисунок 5.27).



1 – поршень; 2 – трійник

Рисунок 5.26 – Схема руху поршня трійником, у якому потік із двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження (поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі, а витрата повітря, яке входить у магістраль трійника зі сторони протилежної напрямку руху поршня менше ніж в 1,5 рази менша витрати потоку в якому рухається поршень, довжина поршня до $1,5DN$)

Якщо довжина поршня більша $1,5DN$, то він рухається за схемою наведеною на рисунку 5.28. У такому випадку поршень зупиняється у магістралі трійника так, що його середня частина знаходиться навпроти відгалуження трійника. Тоді потік починає видавлювати його середню частину у відгалуження (рисунок 5.29). За нею видавлюється задня або передня частина поршня і він рухається у відгалуження. Якщо у відгалуження видавлюється задня частина поршня то під час подальшого руху вона вже була передньою, а передня – задньою.

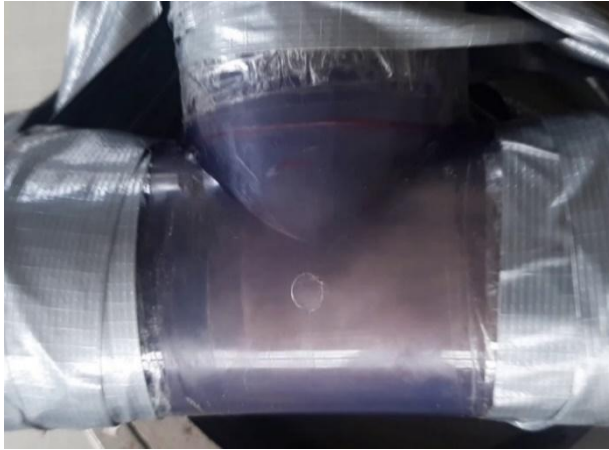


Рисунок 5.27 – Рух поршня трійником, у якому потік із двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження (поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі, а витрата повітря, яке входить у магістраль трійника зі сторони протилежної напрямку руху поршня менше ніж в 1,5 рази менша витрати потоку в якому рухається поршень, довжина поршня до 1,5DN)

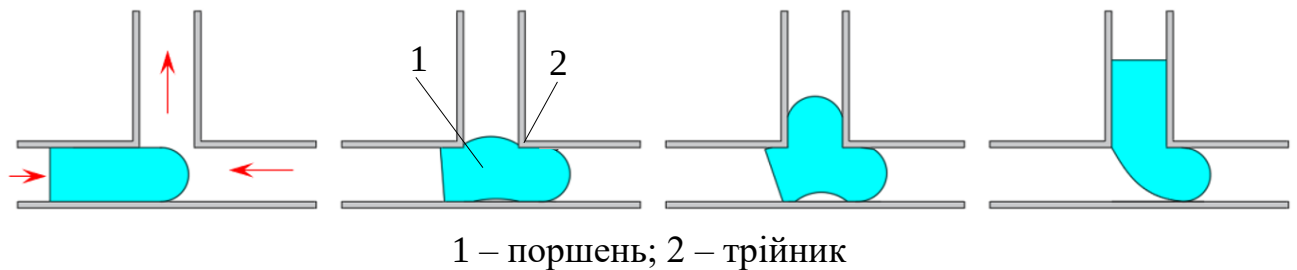


Рисунок 5.28 – Схема руху поршня трійником, у якому потік із двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження, а поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі (поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі, а витрата повітря, яке входить у магістраль трійника зі сторони протилежної напрямку руху поршня менше ніж в 1,5 рази менша витрати потоку в якому рухається поршень, довжина поршня більше 1,5DN)

Якщо потік із поршнем входять у магістраль трійника з однієї сторони, і при цьому потік повністю перетікає у відгалуження (рисунок 5.12), то поршень не викривлюється і рухається за потоком у відгалуження трійника, а за інерцією продовжує рухатись магістраллю трійника до тих пір, поки його задня частина не буде повністю навпроти відгалуження (рисунок 5.30). Тоді поршень зупиняється і відбувається викривлення його задньої частини у відгалуження. Після такого

викривлення поршень починає рухатись і виходить у відгалуження трійника. У такому випадку після виходу поршня з трійника його задня частина стає передньою і навпаки передня – задньою. [68, 71]

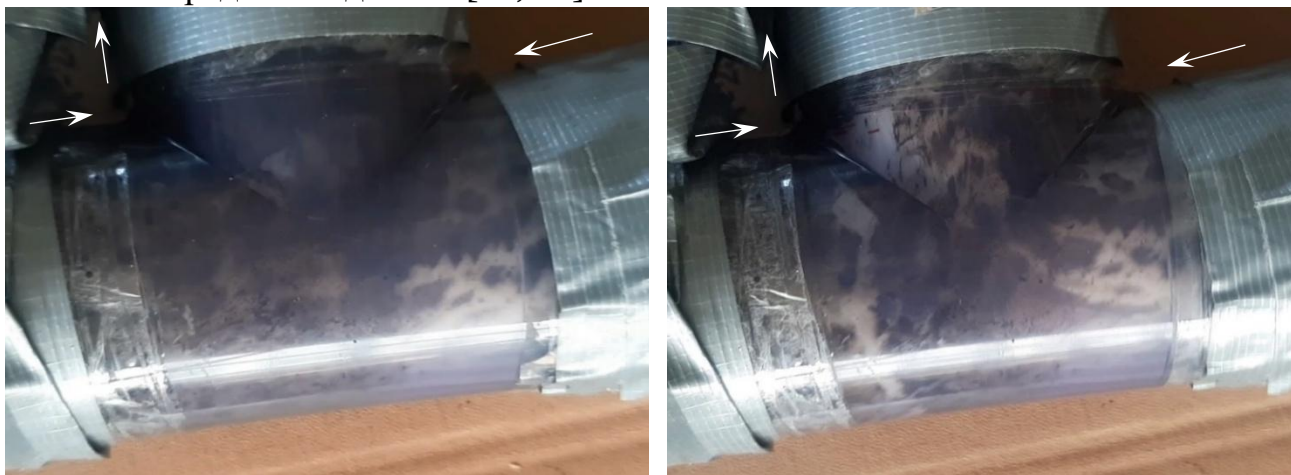
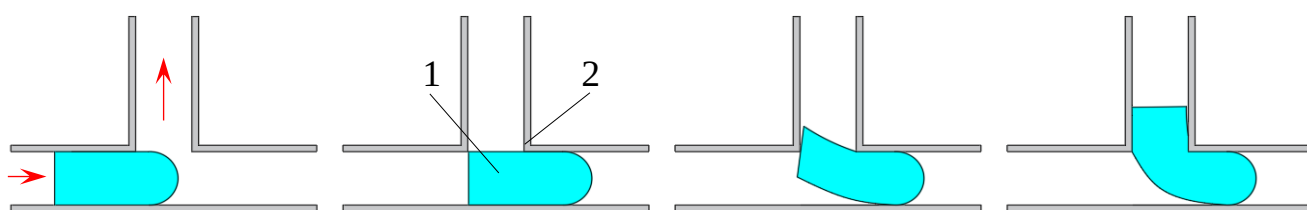


Рисунок 5.29 – Рух поршня трійником, у якому потік з двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження, а поршень входить у трійник з однієї з сторін магістралі (поршень входить у трійник із однієї з сторін магістралі, а витрата повітря, яке входить у магістраль трійника зі сторони протилежної напрямку руху поршня менше ніж в 1,5 рази менша витрати потоку в якому рухається поршень, довжина поршня більше 1,5DN)



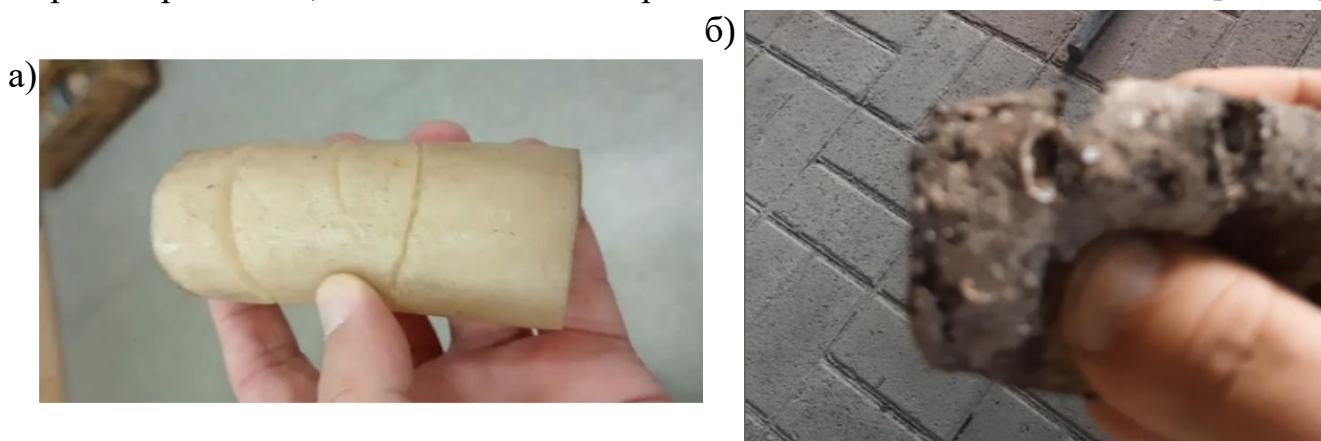
1 – поршень; 2 – трійник

Рисунок 5.30 – Схема руху поршня трійником, у якому потік і поршень входять у магістраль трійника з однієї із сторін і виходять із відгалуження

Під час експериментальних досліджень рух поршнів у трійниках сповільнювався, припинявся більшою силою тертя, яка зумовлена деформуванням (вигинанням) поршня і виникненням значних контактних сил. Найкраще трійники трубопроводів проходили поршні із матеріалів, які мають найбільшу густину. Під час експериментальних досліджень траплялись поодинокі випадки застрягання поршнів із пружно-полімерної композиції, силіконового герметика та силіконового

компаунда у трійниках. Поршні із пінополіуретану, які мають найменшу густину, і відповідно на них діє невелика сила інерції часто тимчасово зупинялись і відновлювали рух, застрягали у трійниках. Із зменшенням швидкості руху, збільшенням величини перетікання повітря через поршень і довжини поршня здатність поршнів із пінополіуретану проходити трійниками зменшувалась.

Руйнувань, пошкоджень поршнів із силіконового компаунда під час проходження трійниками не виявлено. Натомість у поршнях із пружно-полімерної композиції, силіконового герметика і пінополіуретану під час проходження трійниками, у яких потік із магістралі перетікає у відгалуження чи навпаки, виникали поперечні тріщини (рисунок 5.31). Причому у поршнях із пружно-полімерної композиції поперечні тріщини виникали після двох-трьох проходжень поршня трійником, а із силіконового герметика – після більше ніж десяти. [71, 77]



а) – поршень із пружно-полімерної композиції; б) – поршень із силіконового герметика

Рисунок 5.31 – Поперечні тріщини у поршнях після їх проходження трійниками

5.3.3 Результати досліджень впливу трійників трубопроводів на величину запоршневого тиску

Для вимірювання тиску у запоршневому просторі під час руху поршнів трійником трубопроводу виконано серію експериментальних запускань дослідних зразків поршнів із силіконового компаунда твердістю 30 одиниць за шкалою Шор А у трубопровід змонтований із металевих прямих труб 1, 2 та 3 і рівнопрохідного

трійника 4 (рисунок 5.8). Кожний дослідний зразок очисного поршня запускали три рази і визначали середнє значення тиску на вході трубопроводу виміряне манометром 9 під час руху кожного дослідного зразка очисного поршня трійником 4 експериментальної установки, яке подано в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати вимірювання тиску у запоршневому просторі під час руху дослідних зразків очисних поршнів із силіконового компаунда трійником трубопроводу

№	Геометрична форма поршня	Тиск на вході, МПа	
		потік входить у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входить у відгалуження трійника	потік і поршень входять у відгалуження трійника і виходять в одну з сторін його магістралі
1	Циліндричний	0,350	0,424
2	Гантелеподібний-дводисковий	0,193	0,228
3	Гантелеподібний	0,097	0,127
4	Гантелеподібний трикулевий	0,124	0,170
5	Манжетно-чашковий	0,046	0,055
6	Багатодисковий	0,238	0,289
7	Гантелеподібний дисковий	0,063	0,078

Дослідження виконано для двох схем руху потоків повітря трійником. За першою схемою потік входив у відгалуження трійника та в одну з сторін його магістралі, а поршень входив у відгалуження трійника (рисунок 5.8). За другою схемою потік і поршень входили у відгалуження трійника і виходили в одну з

сторін його магістралі (рисунок 5.11). Після виходу з камери запускання прямою трубою 1 усі дослідні зразки поршнів рухалися з постійною швидкістю і постійним тиском у запоршневому просторі. Під час входу поршнів у трійник і руху його поржниною запоршневий тиск збільшувався. Причиною збільшення запоршневого тиску є збільшення сил тертя через вигинання поршнів у трійнику та притискання їх ущільнювальних елементів до внутрішньої стінки трійника і збільшення контактних сил. [75, 77]

Найменший тиск у запоршневому просторі, щоб поршень пройшов трійник, потрібний для манжетно-чашкового поршня із силіконового компаунда (таблиця 5.1). Причиною цього є те, що під дією запоршневого тиску його осердя легко вигинається у трійнику, а гнучкі ущільнювальні елементи (манжети та чашки) не чинять цьому суттєвого опору (рисунок 5.13). Натомість найбільший у запоршневому просторі тиск потрібний для руху циліндричного поршня із силіконового компаунда трійником (таблиця 4.3). Такі поршні мають геометричну форму найбільшої жорсткості, що чинить значний опір їх вигинанню у трійнику за схемами наведеними на рисунку 5.29 та рисунку 5.23. Тому для того щоб так вигнути очисний поршень у трійнику потрібний значний запоршневий тиск.

Висновки до розділу 5

1. Аналітично розв'язано контактну задачу руху пружного поршня конічним перехідником трубопроводу із більшого на менший діаметр труб. Встановлено, що найбільший опір руху спостерігається, коли поршень частково вийшов у трубу меншого діаметра, а його задня частина ще знаходиться в конічному перехіднику. Для суцільнолитих циліндричних поршнів із пружних матеріалів запоршневий тиск, необхідний для проходження перехідника, може сягати недосяжних значень, що унеможлиблює їх прохід таких фасонних елементів без пошкоджень. Експериментально визначено, що проходити перехідники з більшого на менший діаметр труб здатні тільки манжетно-чашкові поршні з силіконового компаунда, для яких мінімальний запоршневий тиск має становити не менше 0,8 МПа при переході з труб діаметром 49 мм на труби діаметром 38 мм.

2. Результати експериментів свідчать про значне деформування поршнів із пружних матеріалів унаслідок їх контактної взаємодії з трійниками трубопроводів, що призводить до суттєвого зростання контактних сил і сил тертя, відбувається відокремлення поршнів від внутрішньої стінки, посилюються перетікання і збільшуються ризики застрягань. На здатність очисних поршнів проходити такі елементи впливає геометрична форма поршня, фізико-механічні характеристики матеріалу з якого він виготовлений, запоршневий тиск, швидкість руху та коефіцієнт тертя.

3. У трійниках трубопроводів циліндричні поршні із пружного матеріалу рухаються за напрямком потоку, а їх динаміку визначає напрям потоків у порожнині трійника. Цікавим є те, що у трійниках, у яких потік із двох сторін входить у магістраль трійника і виходить із його відгалуження, а поршень входить у трійник із однієї з сторін його магістралі, після виходу поршня з трійника його задня частина стає передньою і навпаки, передня – задньою. Така ж закономірність спостерігається коли потік і поршень входять у магістраль трійника з однієї із сторін і виходять із відгалуження трійника (друга сторона магістралі трійника заглушена).

4. Експериментально встановлено, що поршні складної геометричної форми (манжетно-чашкові, гантелеподібні, багатодискові) здатні проходити трійники тільки якщо вони рухаються із відгалуження в магістраль і виготовлені із силіконового компаунда. Поліуретанові поршні, які мають більшу твердість, внаслідок недостатнього вигинання застрягають у трійниках. Цьому також сприяє утворення зазорів між поршнем та внутрішньою стінкою трійника. Руйнування поршнів із силікону у трійниках під час експериментів не зафіксовано.

5. Експериментально встановлено, що величина запоршневого тиску, необхідного для проходження поршнів трійника трубопроводу залежить від їхньої геометричної форми та твердості матеріалу. Найменший тиск (до 0,055 МПа) зафіксовано для манжетно-чашкових поршнів із силіконового компаунда, що обумовлено легкою деформацією їх осердя і гнучкістю ущільнювальних елементів. Найбільший тиск (до 0,424 МПа) потрібний для циліндричних поршнів із

силіконового компаунда, які мають найвищу жорсткість і чинять значний опір вигинанню під час проходження трійника.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [55, 68, 71, 72, 74, 75, 76, 77].

РОЗДІЛ 6

РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВУЗЛІВ ЗАПУСКАННЯ ТА ПРИЙМАННЯ ОЧИСНИХ ПОРШНІВ

Обґрунтовано доцільність обладнання трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж вузлами запускання та приймання очисних поршнів. Встановлено технічні та конструктивні вимоги до такого технологічного обладнання.

Запропоновано вузли запускання та приймання очисних поршнів монтувати в місці відводу трубопроводів, де надземна схема їх прокладання переходить у підземну. Щоб це реалізувати та запобігти при цьому випорожненню трубопроводу під час запускання та приймання поршнів розроблено відповідні конструктивні рішення. Для запускання очисних поршнів без короткочасного припинення експлуатації газопроводу розроблено конструкцію вузла під'єднання до трубопроводу мобільної камери запускання. Запропоновано варіанти місць його встановлення залежно від конструктивної схеми надземної ділянки трубопроводу.

Розроблено конструкції вузлів приймання очисних поршнів, які можна монтувати в місці прямолінійних надземних ділянок трубопроводу. Такі рішення забезпечують можливість не тільки прийняти поршень, а і реверсним газовим потоком його видалити з трубопроводу без демонтажу та монтажу його конструктивних елементів.

Розроблено методики виконання робіт із запускання та приймання очисних поршнів. Експериментально перевірено працездатність, технологічність виконання операцій із монтажу та використання розроблених вузлів запускання та приймання очисних поршнів.

Запропоновано критерії за якими доцільно підбирати трубопроводи систем збору газових родовищ, газових і теплових мереж для виконання реконструкції і влаштування вузлів запускання, приймання очисних поршнів, вузлів під'єднання мобільних камер запускання поршнів.

6.1 Обґрунтування доцільності обладнання шлейфів свердловин, газових і теплових мереж вузлами запускання та приймання поршнів

Вузли запускання і приймання є абсолютно незамінним устаткуванням для очищення трубопроводів поршнями у нафтогазовій промисловості. Вони застосовуються перед прийманням трубопроводу в експлуатацію, для його очищення від будівельного сміття та під час регулярного обслуговування трубопроводів для підвищення їх гідравлічної ефективності видаленням з них конденсату, парафінових відкладів, мастила та інших забруднень. [244]

Однак, трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж спроектовані і побудовані без передбачення їх очищення поршнями і вони не містять вузлів їх запускання і приймання. Тому їх треба влаштувати. Ускладненням є те, що трубопровідні системи збирання та транспортування газу газових родовищ та газові і теплові мережі міст з часом розвивалися, розширювалися, багато таких трубопровідних систем є надзвичайно розгалуженими, складними і унікальними. Також такі трубопроводи в місцях надземних ділянок, де можливо влаштувати вузли запускання та приймання поршнів, мають нерівнопрохідну арматуру, встановлену в різних місцях, штуцери регулювальні, в яких прохідний переріз значно менший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу, різноманітні фасонні елементи (перехідники з більшого на менший діаметр і навпаки, відводи малого радіусу вигину та трійники). До того ж доволі часто в місцях, де треба влаштувати вузли запускання, приймання поршнів, недостатньо місця для цього через невелику довжину надземної ділянки трубопроводу та наявність різноманітної перекривної арматури, відгалужень від трубопроводу тощо (рисунок 6.1). Все це суттєво ускладнює влаштування вузлів запускання та приймання очисних поршнів, робить кожний трубопровід унікальним, що вимагає індивідуального підходу, розроблення оригінальних конструктивних рішень. З огляду на велику кількість трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж, які треба оснастити вузлами запускання та приймання очисних поршнів, такі вузли повинні

мати просту конструкцію та бути прості у використанні і монтажу.

а)



б)



а) – лінія подачі газу в шлейф свердловини [297]; б) – вхід шлейфа свердловини на установку комплексної підготовки газу [298]

Рисунок 6.1 – Надземна частина трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ

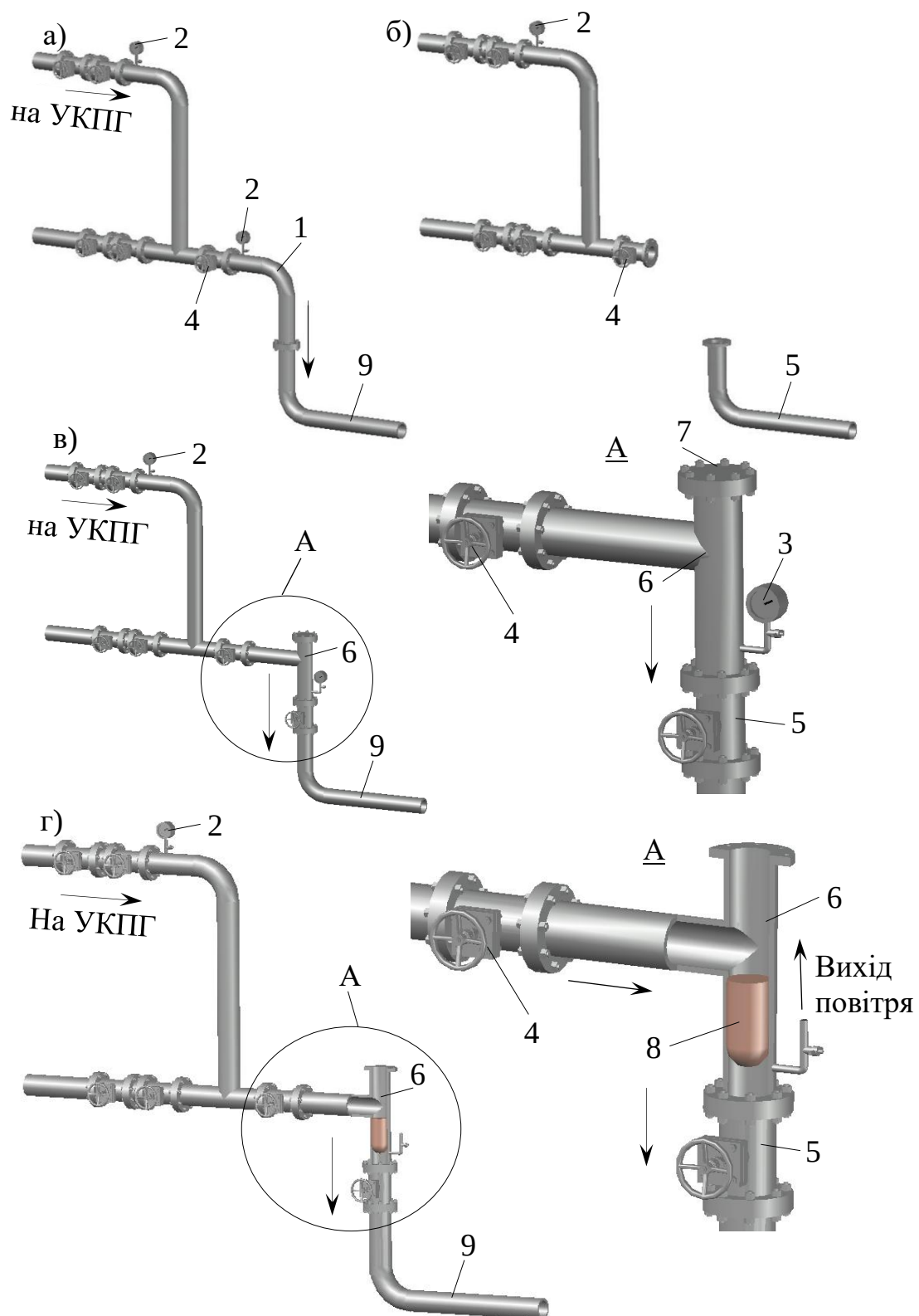
Реконструкція систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж влаштуванням вузлів запасування та приймання поршнів доцільна коли необхідно часто виконувати очищення внутрішньої порожнини трубопроводів. Оскільки, усі трубопроводи немає змоги реконструювати і в цьому немає потреби то їх для реконструкції треба підбирати за такими критеріями:

- поршень неможливо запасувати в трубопровід ніяким іншим чином;
- це повинні бути трубопроводи, де поршні можуть проходити від камери запускання до камери приймання;
- підвищення гідравлічної ефективності трубопроводу після очищення поршнями повинно призводити до збільшення дебіту свердловин, забезпечувати стабільну їх роботу;
- підібрані трубопроводи повинні експлуатуватись ще довготривалий час, принаймні в середньостроковій перспективі;
- це повинні бути трубопроводи, які після очищення поршнем за декілька днів не будуть знову містити значний обсяг рідинних забруднень.

6.2 Розроблення вузлів запускання очисних поршнів у трубопровід

6.2.1 Розроблення та апробація стаціонарного вузла запускання очисних поршнів у трубопровід

Оскільки, більшість трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж у місцях надземних ділянок, де можливо влаштувати вузли запускання та приймання поршнів, мають різноманітні перешкоди цьому. До того ж доволі часто в цих місцях недостатньо місця. Тому найдоцільніше стаціонарний вузол запускання поршнів змонтувати в місці відводу, де надземна схема прокладання трубопроводу переходить у підземну. Це, для прикладу, може бути вихід трубопроводу (шлейфа свердловини) з гирла газової свердловини (рисунок 6.1, а), вхід трубопроводу на установку комплексної підготовки газу (рисунок 6.1, б). Для влаштування вузла запускання поршнів у таких місцях необхідно демонтувати або вирізати відвід 1 (рисунок 6.2, а). Якщо в місці виходу трубопроводу з ґрунту є перехідник із меншого на більший діаметр трубопроводу або навпаки то доцільно вирізати і його, що дасть змогу запобігти багатьом ускладненням, які виникають під час проходження поршнів такими фасонними елементами (підрозділ 6.3). У місці видаленого відводу (рисунок 6.2, б) треба змонтувати стаціонарний вузол запускання поршнів (рисунок 6.2, в). Щоб була можливість запасувати поршень у трубопровід і запустити його такий вузол має містити рівнопрохідний трійник 6. Запускання очисного поршня має здійснюватися без спорожнення трубопроводу 9, тому його перед розгерметизацією стаціонарного вузла запускання треба перекривати. Для цього до магістралі трійника 6 зі сторони трубопроводу 9 має бути приєднаний кран 5. Так як через кран 5 очисний поршень 8 виходить в трубопровід 9, то він має бути сферичним рівнопрохідним. Із протилежної сторони магістраль трійника 6 повинна бути заглушена заглушкою 7. Для визначення тиску в стаціонарній камері запускання вона повинна бути оснащена манометром 3.



- а) – трубопровід у місці входу в ґрунт; б) – трубопровід з демонтованим відводом;
 в) – змонтований вузол запускання поршнів; г) – запускання поршня;
 1 – відвід; 2, 3 – манометр; 3 – трубопровід; 4, 5 – кран; 6 – трійник; 7 – заглушка;
 8 – поршень; 9 – трубопровід

Рисунок 6.2 – Схема стаціонарного вузла запускання поршнів у місці гирла свердловини, де надземна схема трубопроводу переходить до підземної

Щоб запустити очисний поршень 8 у трубопровід 9 треба перекрити камеру стаціонарну (закрити перекривну арматуру 4 гирла свердловини та рівнопрохідний сферичний кран 5 камери стаціонарної), зняти заглушку 7 (рисунок 6.2, в) і запасувати поршень 8 в трійник 6 (рисунок 6.2, г) таким чином, щоб його задній торець був за відгалуженням трійника 6 і можна було відкривши кран 4 подати газ у запоршневий простір. Доцільно перед запасуванням поршня демонтувати манометр 3, щоб видалити повітря перед поршнем (рисунок 6.2, г) і полегшити його запасування.

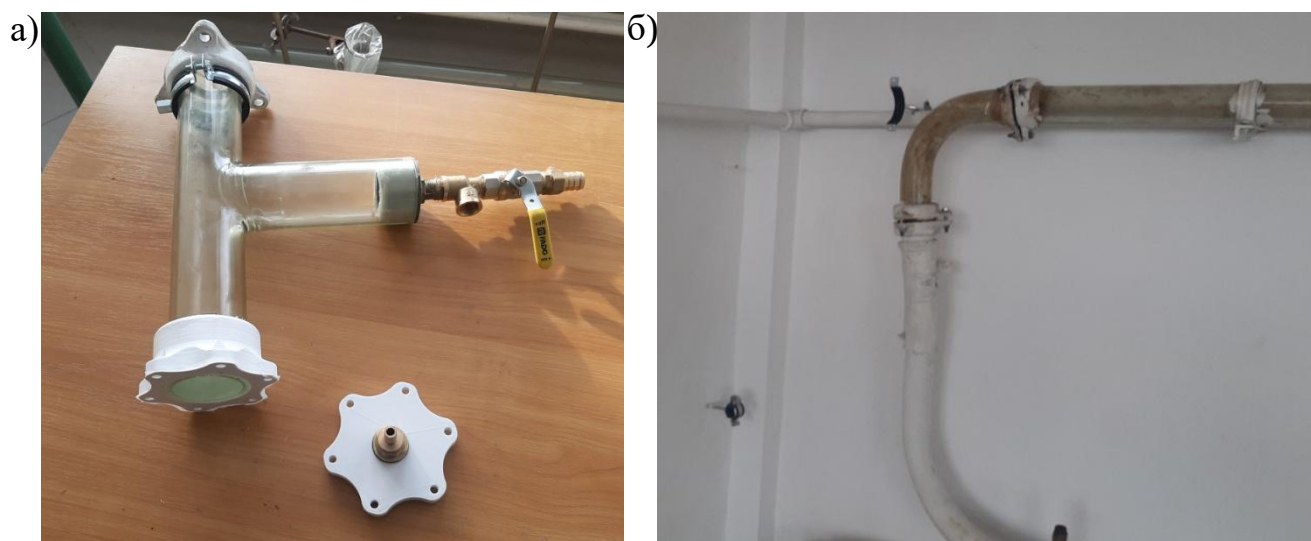
Після запасування очисного поршня в камеру треба встановити манометр 3 та заглушку 7, відкрити кран 4 і подати газ у запоршневий простір. Тоді відкрити кран 5 у результаті чого газ буде тиснути на очисний поршень 8 і виштовхувати його із камери стаціонарної у результаті чого відбудеться вихід поршня в трубопровід 9. [79, 82]

Стаціонарний вузол запускання поршнів під час експлуатації трубопроводу може перебувати в двох режимах:

- пропускання газу під час експлуатації газопроводу, як звичайна його частина;
- запускання очисного поршня.

Для експериментальної апробації стаціонарного вузла запускання очисних поршнів у трубопровід його було виготовлено скляним та металевим.

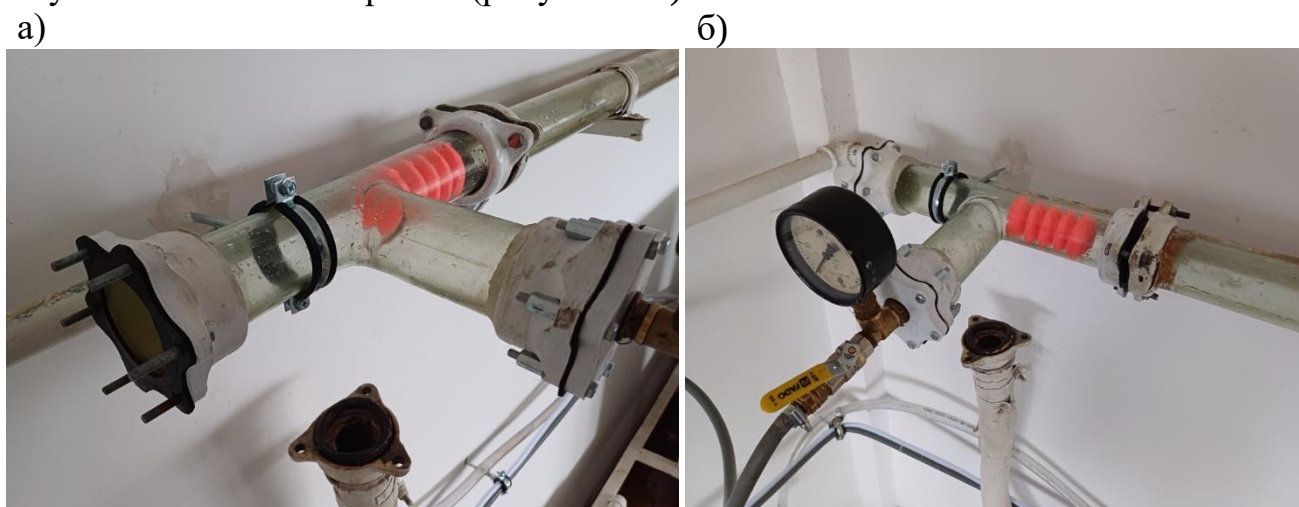
Дослідний зразок стаціонарного вузла запускання складається із скляного рівнопрохідного трійника внутрішнім діаметром 55 мм (рисунок 6.3, а) до однієї з сторін магістралі та відгалуження якої приклеєно надруковані на 3D принтері буртові фланці. До другої сторони магістралі трійника прикріплено металевий фланець із гумовими ущільненнями. Буртові фланці заглушували надрукованими на 3D принтері заглушками. До поміщеного у отвір заглушки відгалуження трійника штуцера приєднано трійник із манометром, кран та штуцер для шлангу від компресора.



а) – скляний стаціонарний вузол; б) – місце монтажу

Рисунок 6.3 – Підготовка скляного стаціонарного вузла запускання очисних поршнів до монтажу

Скляним стаціонарним вузлом запускання очисних поршнів обладнали експериментальну установку для дослідження ефективності очищення горизонтальних ділянок трубопроводів поршнями (підрозділ 3.2.1). Його монтаж здійснено в місці скляного відводу на початку експериментальної установки (рисунок 6.3, б). Для чого скляний відвід демонтовано і замість нього металевим фланцем до експериментальної установки приєднано скляний стаціонарний вузол запускання очисних поршнів (рисунок 6.4).



а) – запасований очисний поршень; б) – запускання очисного поршня

Рисунок 6.4 – Запускання очисного поршня в трубопровід із скляного стаціонарного вузла

Щоб запасувати очисний поршень у скляний стаціонарний вузол запускання демонтували заглушку буртового фланця магістралі трійника. Тоді заштовхували очисний поршень у магістраль таким чином, щоб його задній торець був за відгалуженням (рисунок 6.4, б). Монтували заглушку буртового фланця магістралі трійника та компресором подавали повітря у відгалуження трійника. Тиск у запоршневому просторі збільшувався, що фіксували манометром, і очисний поршень починав рухатись трубопроводом.

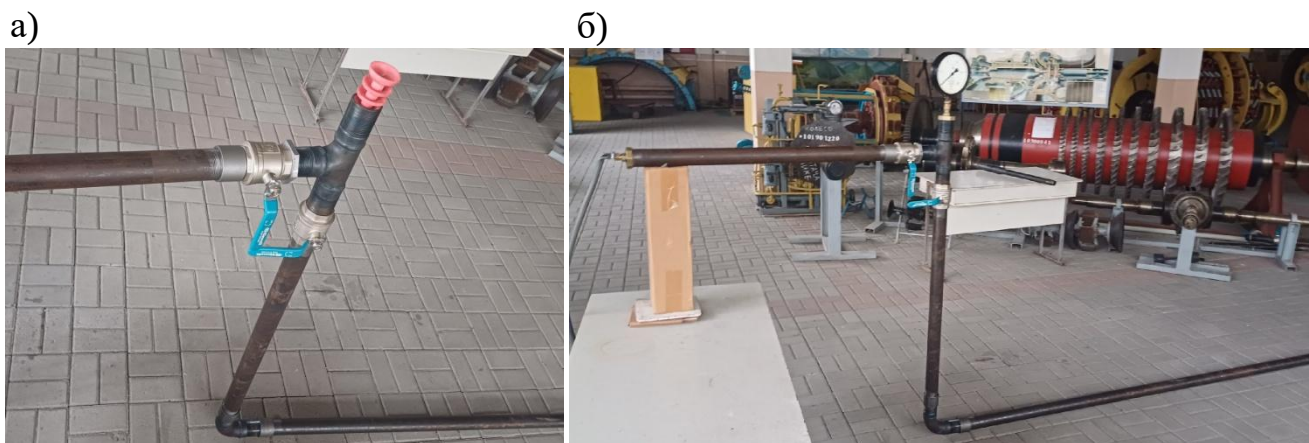
Дослідний зразок металевого стаціонарного вузла запускання складається із рівнопрохідного трійника (рисунок 6.5) до магістралі та відгалуження якого периварено різі. У свою чергу до різей відгалуження та однієї із сторін магістралі трійника прикручено рівнопрохідні сферичні крани, а до кранів котушки труби з різьбами. Другу сторону магістралі трійника заглушували заглушкою до якої приєднано манометр.



Рисунок 6.5 – Металева стаціонарна камера запускання очисних поршнів

Монтаж металевого стаціонарного вузла запускання очисних поршнів здійснено в місці верхнього відводу трубопроводу, який імітує ділянку виходу трубопроводу з ґрунту реальної трубопровідної системи (рисунок 6.6).

Стаціонарний вузол запускання перекривали сферичними кранами, тоді викручували його заглушку і запасовували очисний поршень (рисунок 6.6, а) таким чином, щоб його задній торець був нижче відгалуження трійника. Далі монтували заглушку з манометром (рисунок 6.6, б), відкривали сферичний кран відгалуження і магістралі в результаті чого відбувалось запускання очисного поршня в трубопровід.



а) – запасовання очисного поршня; б) – запускання очисного поршня

Рисунок 6.6 – Запускання очисного поршня в трубопровід із металевого стаціонарного вузла

Експериментальна апробація дослідних зразків стаціонарних вузлів запускання поршнів засвідчила, що їх легко монтувати та використовувати за рахунок конструктивної простоти та технологічності. Вони здатні працювати в режимі пропускання транспортованого продукту, що дає змогу уникнути багаторазового монтажу та демонтажу. Процес запускання поршнів не передбачає випорожнення трубопроводу від транспортованого продукту так як вузол запускання можна легко перекрити. За допомогою таких стаціонарних камер можна часто запускати очисні поршні. Недоліком стаціонарного вузла запускання поршнів є необхідність короткочасної зупинки експлуатації трубопроводу на момент запускання очисного поршня, щоб його запасувати в трійник.

6.2.2 Розроблення вузла під'єднання мобільної камери запускання очисних поршнів у трубопровід

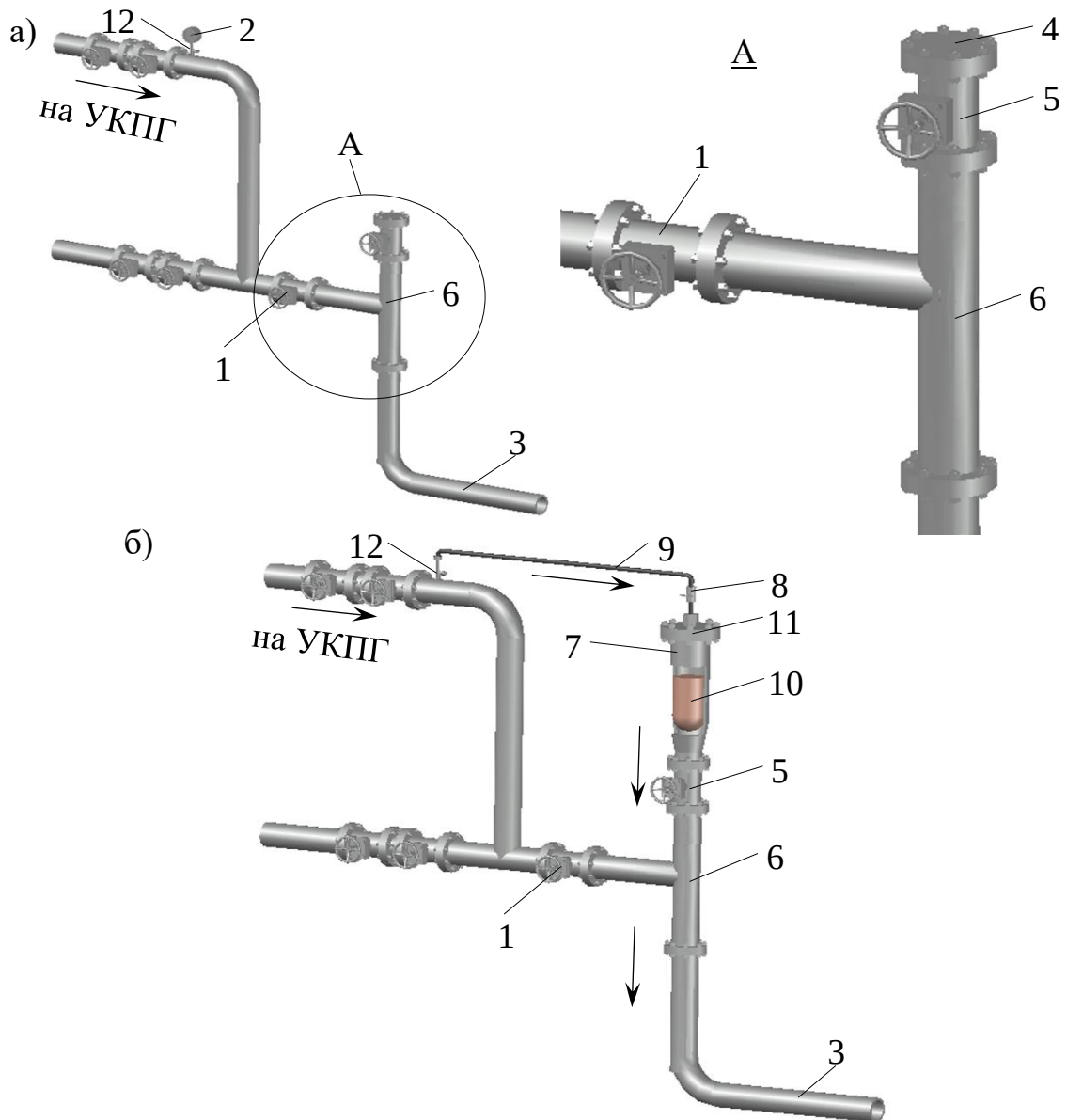
На сьогодні для запускання очисних поршнів у трубопроводи все частіше застосовують мобільні камери. Однак, для швидкого під'єднання таких камер до трубопроводу та від'єднання від нього потрібні відповідні вузли. Такі вузли також можна влаштувати у місці відводу трубопроводу, де надземна схема його прокладання переходить у підземну. У такому випадку вузол під'єднання мобільної

камери треба виконати у вигляді рівнопрохідного трійника 6 (рисунок 6.7, а), який відгалуженням кріпиться до крана 1, а однією з сторін магістралі до трубопроводу 3. До протилежної сторони магістралі трійника 6 треба приєднати кран 5. Такий кран забезпечує можливість приєднати мобільну камеру запускання поршнів до трубопроводу 3 без зупинки його експлуатації. Так як через кран 5 будуть проходити очисні поршні, то він має бути кульовий рівнопрохідний. Під час експлуатації трубопроводу 3 в звичайному режимі кран 5 має бути закритий та заглушений заглушкою 4.

Щоб під'єднати до такого вузла мобільну камеру треба пересвідчитись, що кран 5 закритий і роз'єднати та зняти заглушку 4 (рисунок 6.7, а). Тоді можна мобільну камеру запускання поршнів 7 (рисунок 6.7, б) під'єднати до фланця крана 5 і запасувати в неї очисний поршень 10. Після чого мобільну камеру запускання поршнів 7 треба заглушити фланцевою заглушкою 11. Перекрити манометричний вентиль 12 та демонтувати манометр 2 (рисунок 6.7, а) і з'єднати пусковим з'єднувачем 9 (рисунок 6.7, б) манометричний вентиль 12 з штуцером заглушки 11 мобільної камери 7. Щоб подати газ у запоршневий простір треба відкрити манометричний вентиль 12, кран 8 пускового з'єднувача 9. Таким чином газ надійде у порожнину мобільної камери 7 і почне збільшуватись тиск у запоршневому просторі. Тоді відкрити рівнопрохідний сферичний кран 5 у результаті чого під тиском газу у запоршневому просторі очисний поршень 10 вийде з мобільної камери 7 і почне рухатись трубопроводом 3. Коли очисний поршень 10 вийде з мобільної камери 7 можна перекрити манометричний вентиль 12, кран 8 пускового з'єднувача 9 і рівнопрохідний сферичний кран 5. Коли очисний поршень пройде усім трубопроводом, видалить забруднення і не буде необхідності його запускати повторно треба демонтувати пусковий з'єднувач 9, мобільну камеру запускання поршнів 11 (рисунок 6.7, б), встановити манометр 2 і заглушку 4 (рисунок 6.7, а).

Вузол під'єднання мобільної камери та мобільну камеру запускання очисного поршня доцільно застосовувати коли запускання поршня треба здійснювати без короткочасної зупинки трубопроводу та якщо трубопровід

неможливо обладнати стаціонарним вузлом. Це може бути коли надземна частина трубопроводу в місці монтажу камери знаходиться на невеликій висоті над поверхнею землі і немає місця для рівнопрохідного сферичного крана 5 (рисунок 6.2). [81]

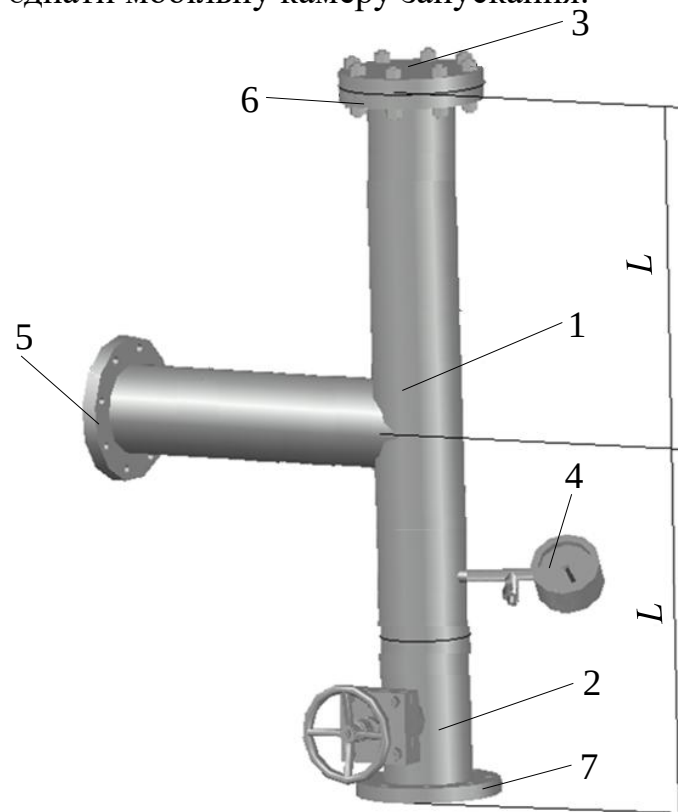


а) – вузол під'єднання мобільної камери запускання поршнів; б) – схема запускання очисного поршня;

1, 8 – кран; 2 – манометр; 3 – трубопровід; 4 – заглушка; 5 – рівнопрохідний сферичний кран; 6 – трійник; 7 – мобільна камера запуску поршнів; 9 – пусковий з'єднувач; 10 – очисний поршень; 11 – заглушка мобільної камери запускання поршнів; 12 – манометричний вентиль

Рисунок 6.7 – Схема запускання поршнів у місці гирла свердловини, де надземна схема трубопроводу переходить до підземної, за допомогою мобільної камери

У якості вузла під'єднання мобільної камери можна використати стаціонарний вузол запускання очисних поршнів. Для цього потрібно щоб від осі відгалуження трійника були рівновіддалені фланець 7 рівнопрохідного сферичного крана 2, яким його кріплять до газопроводу, та фланець 6, до якого кріпиться заглушка 3 (рисунок 6.8). Тоді, щоб до стаціонарного вузла запускання поршнів (рисунок 6.2) під'єднати мобільну камеру запускання його потрібно обернути на 180° довкола осі відгалуження трійника. У результаті до рівнопрохідного крана можна буде під'єднати мобільну камеру запускання.



1 – трійник; 2 – кран сферичний рівнопрохідний; 3 – заглушка; 4 – манометр;
5, 6, 7 – фланець

Рисунок 6.8 – Схема стаціонарного вузла запускання очисних поршнів

Зустрічаються обв'язки гирла газових свердловин в яких відвід лінії подачі газу в шлейф свердловини в місці переходу її надземної частини в підземну високо над поверхнею землі (рисунок 6.9). Тоді влаштувати камеру запускання у місці відводу вихідного трубопроводу неможливо.

У такому випадку вузол під'єднання мобільної камери запускання поршнів треба влаштувати в доступному для запускання очисних поршнів місці. Його

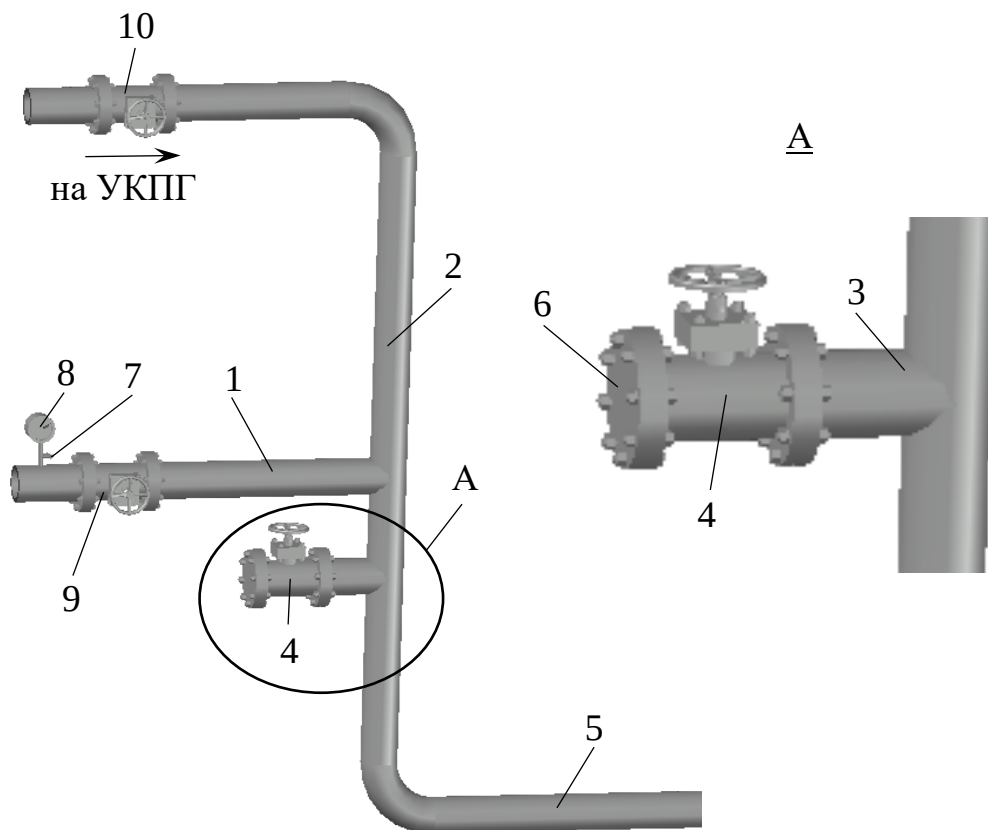


Рисунок 6.9 – Обв’язка гирла газової свердловини [299]

можна влаштувати нижче труби 1 (рисунок 6.10). Для цього в вертикальну трубу 2 треба врізати трійник 3 до відгалуження якого приєднати рівнопрохідний сферичний кран 4. Під час експлуатації трубопроводу 5 у звичайному режимі кран 4 має бути перекритий і заглушений заглушкою 6. Щоб запустити очисний поршень потрібно демонтувати заглушку 6 і до рівнопрохідного сферичного крана 4 приєднати мобільну камеру запускання очисного поршня. Для подачі газу у запоршневий простір штуцер заглушки мобільної камери можна з’єднати пусковим з’єднувачем із манометричним вентилем 7 манометра 8.

Коли очисний поршень під тиском газу вийде з мобільної камери він потрапить у трійник 3 (рисунок 6.10). У цей момент у трійник 3 газовий потік буде входити у його відгалуження та в одну з сторін магістралі, а поршень у відгалуження трійника. У підрозділі 5.3.2 встановлено, що за такої схеми руху потоку та поршня трійник здатні проходити усі дослідні зразки очисних поршнів за винятком поршнів із поліуретану та пінополіуретану великої густини. Тому їх неможна застосовувати для такої технологічної схеми обв’язки гирла свердловини.

Щоб перевірити працездатність розробленого вузла запускання виконано експериментальну апробацію. Для цього змонтовано аналогічну обв’язці гирла газової свердловини поданій на рисунку 6.9 трубопровідну систему (рисунок 6.11) у якій змонтовано вузол запускання очисних поршнів. Вузол запускання очисних поршнів виконано у вигляді приєднаного до відгалуження змонтованого у



1, 2 – труба; 3 – трійник; 4 – рівнопрохідний сферичний кран; 5 – трубопровід;
6 – заглушка; 7 – манометричний вентиль; 8 – манометр; 9, 10 – кран

Рисунок 6.10 – Схема влаштування вузла під’єднання мобільної камери
запускання поршнів в обв’язці гирла свердловини

вертикальній трубі трійника рівнопрохідного сферичного крана в який вкручено катушку труби. Така катушка труби імітує мобільну камеру запускання очисних поршнів. У її порожнину запасовували очисний поршень (рисунок 6.11, а). Після чого її заглушували заглушкою до штуцера якої приєднано манометр та шланг від компресора (рисунок 6.11, б). Тоді компресором подавали повітря у вертикальний трубопровід і запоршневий простір, відкривали рівнопрохідний сферичний кран і відбувалось запускання очисного поршня. Він проходив рівнопрохідний сферичний кран, трійник і рухався трубопроводом.

Експериментальна апробація засвідчила, що розроблений вузол запускання очисних поршнів є працездатний і його можна використовувати коли відвід вихідного трубопроводу в місці переходу його надземної частини в підземну у важкодоступному місці.



а) – запасування очисного поршня; б) – запускання очисного поршня

Рисунок 6.11 – Запускання очисного поршня в трубопровід з камери під'єднаної трійником до вертикальної труби

6.3 Розроблення вузлів приймання очисних поршнів

Якщо поршні не саморуйнівні (силіконові, поліуретанові, пінополіуретанові тощо), то після проходження трубопроводу і його очищення їх треба прийняти і видалити з трубопроводу. Для того щоб прийняти поршень без випускання газу і рідинних забруднень у довкілля необхідно реконструювати трубопровідні системи збирання та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж влаштуванням вузлів приймання поршнів.

6.3.1 Розроблення та апробація стаціонарного вузла приймання очисних поршнів

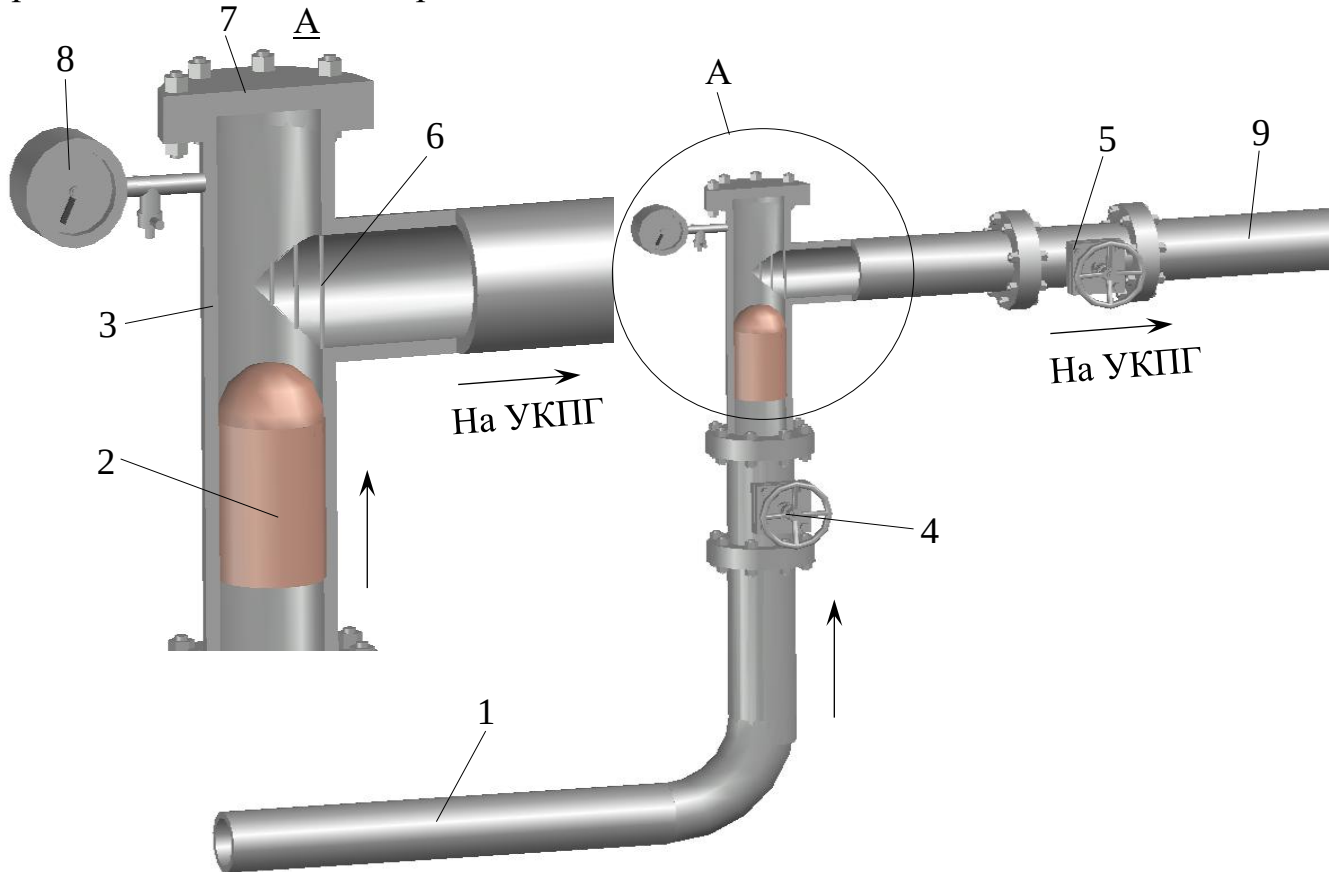
Аналогічно вузлу запускання вузол приймання очисних поршнів можна змонтувати в місці відводу трубопроводу, де підземна схема його прокладання переходить у надземну. Також його можна змонтувати в місцях інших відводів надземної ділянки трубопроводу. У такому випадку від місця виходу трубопроводу з ґрунту до місця монтажу вузла приймання поршнів (за напрямом руху поршня) не повинно бути нерівнопрохідної арматури.

Щоб була можливість видалити із трубопроводу 1 очисний поршень 2 такий вузол має містити рівнопрохідний трійник 3 (рисунок 6.12). Видалення очисного поршня має здійснюватися без спорожнення трубопроводу 1, тому його перед розгерметизацією стаціонарної камери приймання треба перекривати. Для цього до магістралі трійника 3 зі сторони трубопроводу 1 має бути приєднаний кран 4. Так як через кран 4 очисний поршень 2 виходить в камеру приймання, то він має бути сферичним рівнопрохідним. Із протилежної сторони магістраль трійника 3 має бути заглушена заглушкою 7. Для визначення тиску в стаціонарній камері приймання вона повинна бути оснащена манометром 8.

Коли очисний поршень 2 витіснить із трубопроводу 1 рідинні забруднення в стаціонарну камеру приймання і зупиниться у магістралі трійника 3, за його відгалуженням, газовий потік трубопроводом 9 витіснить рідинні забруднення до газових сепараторів установок комплексної підготовки газу.

Під час досліджень динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів трійниками трубопроводів (підрозділ 5.3.2) встановлено, що у трійниках, в яких потік і очисний поршень входять у магістраль трійника, а інша сторона магістралі заглушена, циліндричні поршні із пружних матеріалів із магістралі трійника потрапляють у його відгалуження (рисунок 5.30). Тому циліндричні очисні поршні не будуть зупинятись у камері приймання, а продовжать рух трубопроводом 9 до сепараторів. Щоб цього не відбулось і очисний поршень 2 (рисунок 6.12) зупинився у трійнику 3 на початку його відгалуження повинна бути приварена

решітка 6 із металевих стрижнів.



1, 9 – трубопровід;; 2 – поршень; 3 – трійник; 4, 5 – кран; 6 – решітка;
7 – заглушка; 8 – манометр

Рисунок 6.12 – Схема стаціонарного вузла приймання очисних поршнів

Щоб очисний поршень 2 видалити із трубопроводу 9 стаціонарну камеру приймання треба перекрити. Для цього вона повинна містити кран 5 або він має бути встановлений на трубопроводі 9 недалеко від неї.

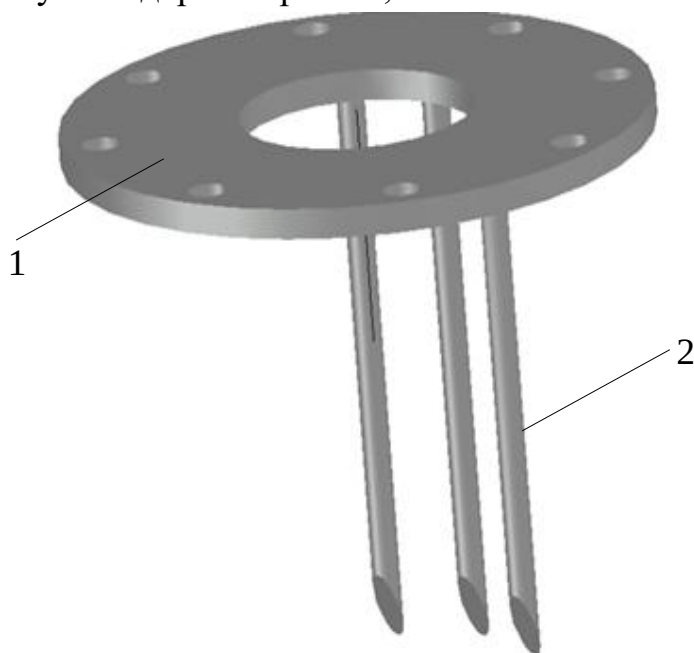
Коли очисний поршень 2 зайде в стаціонарну камеру приймання відбудеться різке збільшення показів манометра 8, що дасть змогу зафіксувати момент його приймання. Тоді треба перекрити крани 4 та 5, зняти заглушку 7 і видалити очисний поршень 2. [79]

Стаціонарний вузол приймання поршнів під час експлуатації трубопроводу може перебувати в двох режимах:

- пропускання газу під час експлуатації газопроводу, як звичайна його частина;

– видалення очисного поршня.

Решітку 6 (рисунок 6.12) важко приварити в трійнику малого діаметра, також вона може зменшувати міцність трійника і є додатковим гідравлічним опором. Тому щоб її не приварювати до трійника 3 перед запусканням очисного поршня треба перекрити вузол приймання кранами 4 та 6 і демонтувати заглушку 7. Тоді на фланець трійника 3 (рисунок 6.12) помістити шайбу з стрижнями (рисунок 6.13) таким чином, щоб стрижні частково перекрили відгалуження трійника. Тоді змонтувати заглушку 7 і відкрити крани 4, 5.



1 – шайба; 2 – стрижень

Рисунок 6.13 – Шайба з стрижнями

Для експериментальної апробації стаціонарного вузла приймання очисних поршнів із трубопроводу його виготовлено скляним та металевим.

Дослідний зразок стаціонарного вузла приймання складається із скляного рівнопрохідного трійника внутрішнім діаметром 55 мм (рисунок 6.14) до однієї з сторін магістралі та відгалуження якої приклеєно надруковані на 3D принтері буртові фланці. До другої сторони магістралі трійника прикріплено металевий фланець із гумовими ущільненнями. Буртові фланці заглушували надрукованими на 3D принтері заглушками. До поміщених у отвори заглушки відгалуження трійника штуцерів приєднано крани та трубки для відведення води із

передпоршневого простору у мірну зливну ємність. Щоб очисні поршні не потрапляли у відгалуження скляного трійника на його початку приклеєно епоксидним клеєм решітку, а саме надруковані на 3D принтері смужки.



Рисунок 6.14 – Скляний вузол приймання очисних поршнів

Скляним стаціонарним вузлом приймання очисних поршнів обладнано експериментальну установку для дослідження ефективності очищення горизонтальних ділянок трубопроводів поршнями (підрозділ 3.2.1). Його монтаж здійснено в кінцевій точці скляного довгомірного трубопроводу (рисунок 3.15, рисунок 6.15). Перед приходом очисного поршня в камеру приймання вода із передпоршневого простору потрапляла у відгалуження трійника звідки трубками у мірну зливну ємність. Коли задній торець очисного поршня знаходився у місці відгалуження трійника поршень зупинявся, а повітря із запоршневого простору потрапляло у відгалуження трійника. Висмикуванню задньої частини очисного поршня у відгалуження запобігала решітка.

Дослідний зразок металевого стаціонарного вузла приймання складається із рівнопрохідного трійника (рисунок 6.16, а) до магістралі та відгалуження якого приварені різі, а до початку відгалуження металева пластина. Стаціонарний вузол приймання містить рівнопрохідні сферичні крани прикручені до відгалуження та магістралі трійника і заглушку з манометром (рисунок 6.16, б). У момент входу очисних поршнів у камеру приймання відбувалось різке короткочасне збільшення показів манометра, що давало змогу зафіксувати цей момент. Тоді відкручували заглушку і видаляли очисний поршень із вузла приймання (рисунок 6.16, в).



Рисунок 6.15 – Приймання манжетно-чашкового очисного поршня у скляному вузлі

а)



б)



в)



Рисунок 6.16 – Приймання очисного поршня у металевому вузлі

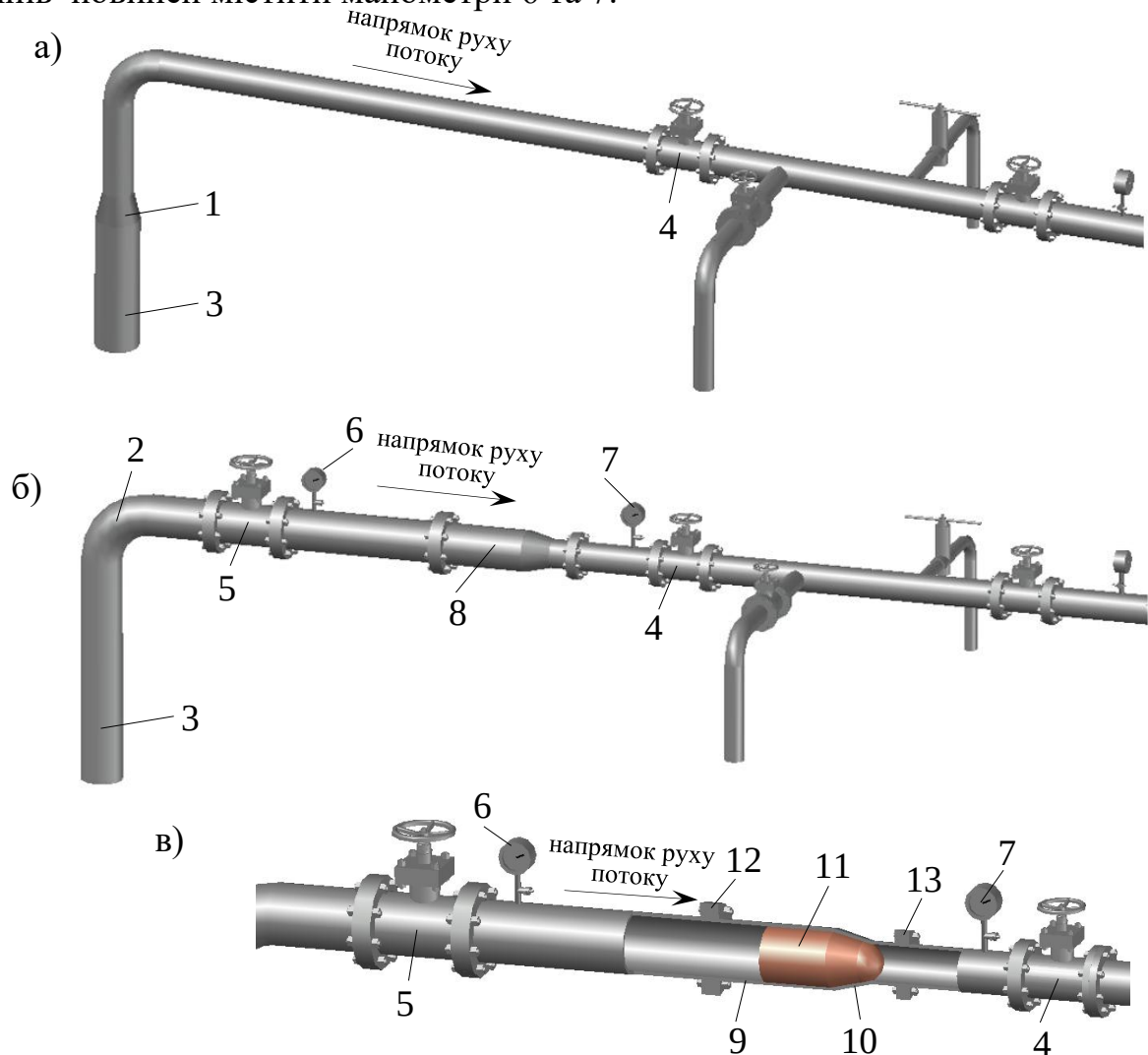
Експериментальна апробація дослідних зразків стаціонарних вузлів приймання поршнів засвідчила, що їх легко монтувати та використовувати за рахунок конструктивної простоти та технологічності. Вони здатні працювати в режимі пропускання транспортованого продукту, що дає змогу уникнути багаторазового монтажу та демонтажу. Процес приймання поршнів не передбачає випорожнення трубопроводу від транспортованого продукту так як вузол приймання можна легко перекрити. Недоліком стаціонарного вузла приймання поршнів є необхідність короткочасної зупинки експлуатації газопроводу щоб видалити очисний поршень. Також треба виконувати демонтаж заглушки.

6.3.2 Розроблення та апробація вузла приймання та видалення очисних поршнів із трубопроводу

Під час експериментальних досліджень динаміки руху поршнів із пружних матеріалів перехідниками із більшого на менший діаметр трубопроводу (підрозділ 5.2) встановлено, що у таких елементах трубопроводів усі поршні тимчасово зупиняються. Причиною такої зупинки є суттєве збільшення контактних сил у результаті стискання поршнів і, як наслідок, збільшення сил тертя. Після зупинки поршня у перехіднику із більшого на менший діаметр труб протягом певного часу відбувається збільшення тиску у запоршневому просторі і за певного його значення перехідник здатні проходити тільки манжетно-чашкові очисні поршні. На основі таких закономірностей розроблено вузол приймання очисних поршнів із трубопроводу (рисунок 6.17). Такий вузол можна встановити в місці прямолінійної надземної ділянки трубопроводу. Для цього треба демонтувати котушку труби. Якщо в місці входу трубопроводу в ґрунт є перехідник із меншого на більший діаметр трубопроводу (рисунок 6.17, а) або навпаки (із меншого на більший діаметр труб), то його також треба демонтувати.

На місці демонтованої котушки труби треба змонтувати вузол приймання очисних поршнів. Вузол приймання очисних поршнів складається із камери приймання поршнів 8, яка містить перехідник 10 з більшого на менший діаметр

труб, котушку труби 9 та фланці 12, 13 (рисунок 6.17, б, в). Видалення очисного поршня має здійснюватися без спорожнення трубопроводу 3, тому перед розгерметизацією камери приймання її треба перекрити. Для цього повинні бути крани 4 та 5. Так як через кран 5 очисний поршень 2 виходить в камеру приймання 8, то він має бути сферичним рівнопрохідним. Також вузол приймання очисних поршнів повинен містити манометри 6 та 7.



а) – надземна ділянка трубопроводу; б) – змонтований вузол приймання поршнів;
в) – приймання поршня;

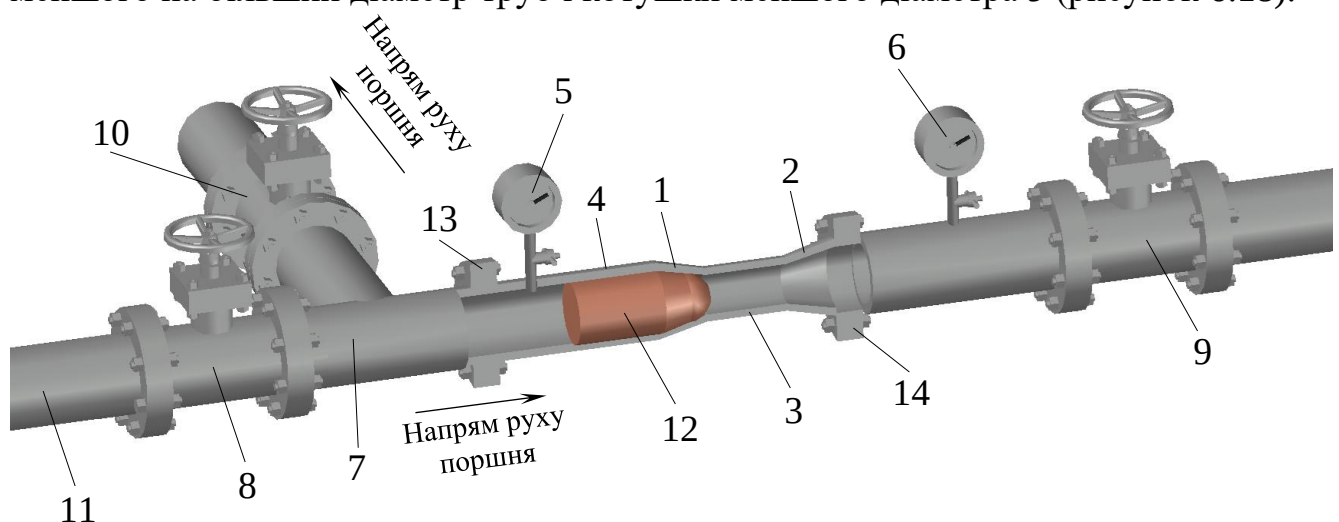
1, 10 – перехідник; 2 – відвід; 3 – трубопровід; 4, 5 – кран; 6, 7 – манометр;
8 – камера приймання поршнів; 9 – котушка; 11 – поршень; 12, 13 – фланець

Рисунок 6.17 – Схема влаштування вузла приймання поршнів на надземній ділянці трубопроводу, яка містить перехідник із більшого на менший діаметр труб

Коли очисний поршень 11 зайде в камеру приймання 8, він зупиниться у

перехіднику 10 із більшого на менший діаметр. У цей момент відбудеться збільшення тиску у запоршневому просторі і почнуть збільшуватись покази манометра 6 і зменшуватись манометра 7. Тому щоб прийняти поршень у камері 8 треба в момент початку збільшення показів манометра 6 і зменшення показів манометра 7 перекрити крани 5 та 4. Тоді демонтувати камеру приймання поршнів 8 роз'єднанням фланців 12 і 13 і видалити очисний поршень 11 із її порожнини.

Якщо трубопровід у місці виходу з ґрунту не містить перехідника з більшого на менший діаметр труб, то камера приймання поршнів повинна складатись із котушки 4, довжина якої повинна бути не меншою максимально можливої довжини поршня, перехідника 1 з більшого на менший діаметр труб та перехідника 2 з меншого на більший діаметр труб і котушки меншого діаметра 3 (рисунок 6.18).



1, 2 – перехідник; 3, 4 – котушка; 5, 6 – манометр; 7 – трійник;
8, 9, 10 – кран; 11 – трубопровід; 12 – очисний поршень; 13, 14 – фланець

Рисунок 6.18 – Схема вузла приймання і видалення очисного поршня з трубопроводу

У цьому разі також коли очисний поршень 1 зайде в камеру приймання і зупиниться у перехіднику 1 із більшого на менший діаметр труб почнуть різко збільшуватись покази манометра 5 і зменшуватись покази манометра 6 (рисунок 6.18). У цей момент треба перекрити кран 8.

Під час експериментальних досліджень динаміки руху поршнів із пружних матеріалів трійниками (підрозділ 5.3.2) встановлено, що такі очисні поршні можуть

проходити трійники. Тому щоб не виконувати кожного разу демонтаж і монтаж камери приймання для видалення очисного поршня вузол приймання оснащено трійником 7 та рівнопрохідним сферичним краном 10. Тоді після зупинки очисного поршня у перехіднику 1 і закривання крана 8 можна видалити очисний поршень 12 із трубопроводу 11 без демонтажу камери приймання. Для цього треба відкрити кульовий кран 10. У результаті відбудеться вихід транспортованого продукту з запоршневого простору, а поршень під дією передпоршневого тиску витісниться з перехідника 1 і через трійник 7 та кульовий кран 10 відбудеться його видалення реверсним потоком із трубопроводу 11. Після чого кран 10 треба закрити, а кран 8 відкрити. [79, 80, 83]

Для експериментальної апробації вузла приймання і видалення очисного поршня з трубопроводу його змонтовано з металевого концентричного перехідника (49/38) довжиною 50 мм до якого приварені котушки труб внутрішнім діаметром 49 мм і 38 мм із різьбами (рисунок 6.19). До труби внутрішнім діаметром 49 мм магістраллю прикручений рівнопрохідний трійник із привареними різьбами. У свою чергу до протилежної сторони магістралі трійника та його відгалуження прикручені рівнопрохідні сферичні крани. До рівнопрохідного сферичного крана магістралі трійника прикручена труба якою під тиском повітря рухались поршні.



Рисунок 6.19 – Приймання і видалення очисного поршня з трубопроводу

Очисні поршні запускали в трубопровід і вони застрягали у перехіднику. Після чого перекривали кран магістралі трійника і відкривали кран його

відгалуження, а трубу внутрішнім діаметром 38 мм заглушували заглушкою до штуцера якої приєднано шланг від компресора. Після подавання компресором повітря у трубу внутрішнім діаметром 38 мм відбувався вихід очисних поршнів із перехідника в реверсному напрямку, далі вони проходили трійник і відбувалось їх видалення з трубопроводу.

Експериментальна апробація дослідного зразка вузла приймання і видалення очисного поршня з трубопроводу засвідчила, що він є працездатний. У перехіднику із більшого на менший діаметр труб відбувається зупинка очисних поршнів. Реверсним потоком газу їх можна витіснити із перехідника і через трійник видалити з трубопроводу.

Висновки до розділу 6

1. Вузли запускання та приймання поршнів запропоновано монтувати у місці відводу, де надземна схема прокладання трубопроводу переходить у підземну. Для цього розроблено технічні рішення, які полягають у встановленні в цьому місці трубопроводу трійника у магістраль якого запасовують (для камер запускання) або видаляють з неї (для камер приймання) очисні поршні. При цьому щоб запасовувати і видаляти поршні з трубопроводу без його спорожнення від транспортованого газу магістраль рівнопрохідного трійника з однієї (верхньої) сторони має бути заглушена, а до другої (нижньої) має бути приєднано сферичний рівнопрохідний кран. Очисний поршень у вузол запускання треба запасовувати таким чином, щоб його задній торець був за відгалуженням трійника, а трійник вузла приймання поршнів у місці початку відгалуження повинен містити решітку.

2. Якщо стаціонарний вузол запускання очисних поршнів виконати таким чином, щоб від осі відгалуження рівнопрохідного трійника були рівновіддалені фланець сферичного крана, яким його кріплять до газопроводу, та фланець до якого кріпиться заглушка, то він може функціонувати як вузол під'єднання мобільних камер запускання очисних поршнів. Для цього відносно проектного положення (довкола осі відгалуження трійника) стаціонарний вузол запускання треба обернути на 180°, що забезпечує його універсальність. Перевагою мобільних камер

запускання очисних поршнів є можливість запускання очисних поршнів без короткочасного припинення експлуатації газопроводу та можливість використання у місцях, де неможливо використати стаціонарні вузли запускання.

3. На основі визначених закономірностей динаміки руху дослідних зразків очисних поршнів фасонними елементами трубопроводів (трійниками, перехідниками з більшого на менший діаметр труб) розроблено конструкцію вузла приймання та видалення газовим потоком очисних поршнів із пружних матеріалів із трубопроводів без демонтажу та монтажу його конструктивних елементів. Принцип роботи розробленого вузла базується на зупинці очисного поршня у перехіднику із більшого на менший діаметр труб, що фіксується манометрами, перекриванні трубопроводу за поршнем та видаленні поршня реверсною подачею транспортованого продукту через відгалуження трійника з сферичним краном.

4. Експериментальна апробація дослідних зразків розроблених вузлів запускання та приймання і видалення з трубопроводу очисних поршнів засвідчила, що їх легко монтувати та використовувати за рахунок їх конструктивної простоти, технологічності, компактності та місця встановлення. Вони здатні працювати в режимі пропускання транспортованого продукту, що дає змогу уникнути багаторазового монтажу та демонтажу, а процес запускання поршнів не передбачає випорожнення трубопроводу від транспортованого продукту. Такі вузли дають змогу вирішити проблему масштабності робіт із оснащення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж, мінімізувати інвестиції, індивідуально підходити до кожного трубопроводу і підібрати найкращий варіант залежно від його технологічної схеми, конструктивних особливостей та місцевих умов.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [79–83].

РОЗДІЛ 7

ПРОМИСЛОВА АПРОБАЦІЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВОДІВ ПОРШНЯМИ ІЗ ПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ

Розроблено технологічну послідовність виконання робіт із впровадження технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів, яка передбачає індивідуальний підхід до кожного трубопроводу. Запропоновано поршень для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж підбирати методом прогресивної валідації шляхом серії послідовних запускань очисних поршнів кожен наступний з яких має більшу жорсткість за рахунок твердості матеріалу та/або геометричної форми. Ефективність такої методики підтверджено в умовах реальних трубопроводів. Перевірено здатність дослідних зразків очисних поршнів витримувати навантаження, які на них діють, під час запускання. Приведено результати промислової апробації технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів та впровадження її у виробництво. Зафіксовано величини збільшення тиску на початку підібраних для промислової апробації трубопроводів у момент проходження кожного дослідного зразка очисного поршня їхніми крутовигнутими відводами, місцями виступів напливів зварних швів у порожнину. Визначено об'єм винесених із трубопроводу забруднень кожним дослідним зразком очисного поршня. Розроблено план дій у разі застрягання очисного поршня.

7.1 Промислова апробація технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів у виробничих умовах систем збору та транспортування газу газових родовищ

На основі аналізу гідравлічної ефективності, схем обв'язок гирла свердловин, технологічних схем трубопроводів систем збору та транспортування газу газових

родовищ для промислової апробації технології очищення поршнями із пружних матеріалів вибрано шлейф свердловини № 106 Західно-Старовірівського ГКР (Єфремівське ЦВНГК ГПУ "Шебелинкагазвидобування"). Довжина шлейфу свердловини складає 8 км, зовнішній діаметр 89 мм, номінальна товщина стінки труби 10 мм. Тиск на виході шлейфу свердловини до 1,8 МПа. Трубопровід містить три крутовигнуті відводи. Один з яких знаходиться у початковій точці трубопроводу, а два у кінцевій, у місцях його входу (початкова точка) та виходу (кінцева точка) з ґрунту. Виконано цикл вимірювань фактичних параметрів режиму роботи шлейфу свердловини (тиск, температура, продуктивність свердловини) в контрольних точках на гирлі свердловини та вході в УКПГ. За отриманими даними розраховано коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу, який склав 0,87. За такого коефіцієнту гідравлічної ефективності розрахунковий обсяг накопичених рідинних забруднень рівний 2,34 м³. Такий обсяг рідинних забруднень спричинив надлишкові втрати тиску 0,57 МПа. За результатами аналізу профіля рельєфу місцевості в місці проходження шлейфу свердловини № 101 (рисунок 7.1) виявлено дві понижені ділянки 1 та 2, де можливі накопичення рідинних забруднень:

– ділянка 1 – балка в районі переходу шлейфу свердловини довжиною 2,56 км через річку та залізницю з перепадом висот на низхідній ділянці 33 м, на висхідній ділянці 51 м. Понижена ділянка знаходиться на віддалі біля 2,0 км від свердловини;

– ділянка 2 – балка в районі прокладання шлейфу свердловини на орних землях сільськогосподарських угідь довжиною 1,7 км із перепадом висот на низхідній ділянці 10 м, на висхідній ділянці 9 м. Понижена ділянка знаходиться на віддалі 6,9 км від свердловини.



1, 2 – ділянки можливої локалізації забруднень

Рисунок 7.1 – Профіль рельєфу місцевості в місці проходження шлейфу свердловини № 101 Західно-Старовірівського газоконденсатного родовища

Рельєф місцевості в зоні прокладання шлейфа свердловини № 101 Західно-Старовірівського ГКР:

- максимальний кут нахилу висхідних ділянок $\alpha_{\text{max висх.}}=4,53$;
- максимальний кут нахилу низхідних ділянок $\alpha_{\text{max низх.}}=-6,07$;
- середній кут нахилу висхідних ділянок $\alpha_{\text{сер. висх.}}=1,09$;
- середній кут нахилу низхідних ділянок $\alpha_{\text{сер. низх.}}=-1,43$;
- максимальний перепад висот висхідної ділянки $\Delta H_{\text{max висх.}}=57$ м (на довжині 2,62 км);
- максимальний перепад висот низхідної ділянки $\Delta H_{\text{max низх.}}=52$ м (на довжині 1,73 км).

Напрямок руху поршня від свердловини № 101 Західно-Старовірівського газоконденсатного родовища до входу УКПГ.

Лінія подачі газу в шлейф свердловини № 101 Західно-Старовірівського газоконденсатного родовища в місці входу надземної частини в ґрунт містить приєднаний на фланцевих з'єднаннях крутовигнутий відвід (рисунок 7.2) замість якого можна встановити стаціонарний вузол запускання очисних поршнів, вузол під'єднання мобільної камери запускання очисних поршнів.



Рисунок 7.2 – Лінія подачі газу в шлейф свердловини № 101 Західно-Старовірівського ГКР

Стаціонарний вузол запускання очисних поршнів (рисунок 6.8) виконано таким чином, щоб його можна було встановити в місці приєданого на фланцевих

з'єднаннях крутовигнутого відводу лінії подачі газу в шлейф свердловини № 101 (рисунок 7.2). Основні технічні характеристики стаціонарного вузла запускання очисних поршнів подано в таблиці 7.1. Схема під'єднання стаціонарного вузла запускання очисних поршнів у місці шлейфа свердловини наведена на рисунку 6.2.

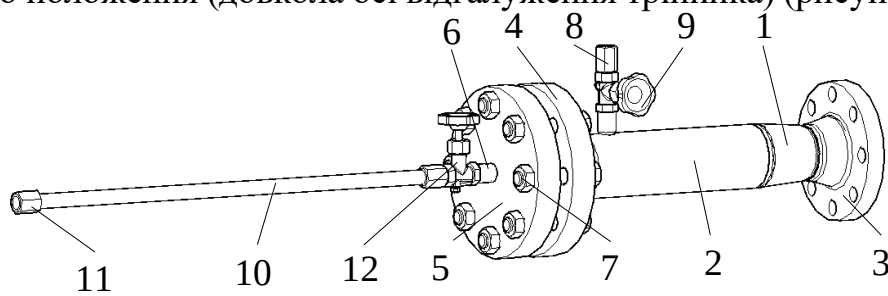
Таблиця 7.1 – Основні технічні характеристики стаціонарного вузла запускання очисних поршнів

Параметр	Значення
Робоче середовище	газ
Діаметр шлейфу свердловини, мм	89
Робочий тиск, МПа	21
Максимальна довжина запасовуваного очисного поршня, мм	300
Внутрішній діаметр, мм	79
Приєднувальні фланці, діаметр номінальний	DN 80
Температура робочого середовища, не більше, °C	+45
Габаритні розміри, мм	1112×695×195
Маса, кг	85

Також розроблено мобільну камеру запускання очисних поршнів у шлейф свердловини. Корпус мобільної камери запускання складається із перехідника 1 (рисунок 7.3), труби 2, та фланців 3, 4. До корпусу шпильками 7 кріпиться заглушка 5 з штуцером 6, штуцер для продування 8 із вентилем 9. Для подавання газу в запоршневий простір до заглушки 5 кріпиться з'єднувач, який складається із гнучкого шлангу 10, накидної гайки 11 і вентиля 12. Основні технічні характеристики мобільної камери запускання очисних поршнів подано в таблиці 6.2. [79]

Для під'єднання мобільної камери запускання очисних поршнів до шлейфа свердловини (рисунок 6.7) використано стаціонарний вузол запускання, який сконструйовано таким чином, що для цього його треба обернути на 180° відносно

проектного положення (довкола осі відгалуження трійника) (рисунок 6.8).



1 – перехідник; 2 – труба; 3, 4 – фланець; 5 – заглушка; 6 – штуцер;
7 – шпилька; 8 – штуцер для продування; 9, 12 – вентиль; 10 – гнучкий шланг;
11 – накидна гайка

Рисунок 7.3 – Конструкція мобільної камери запускання очисних поршнів

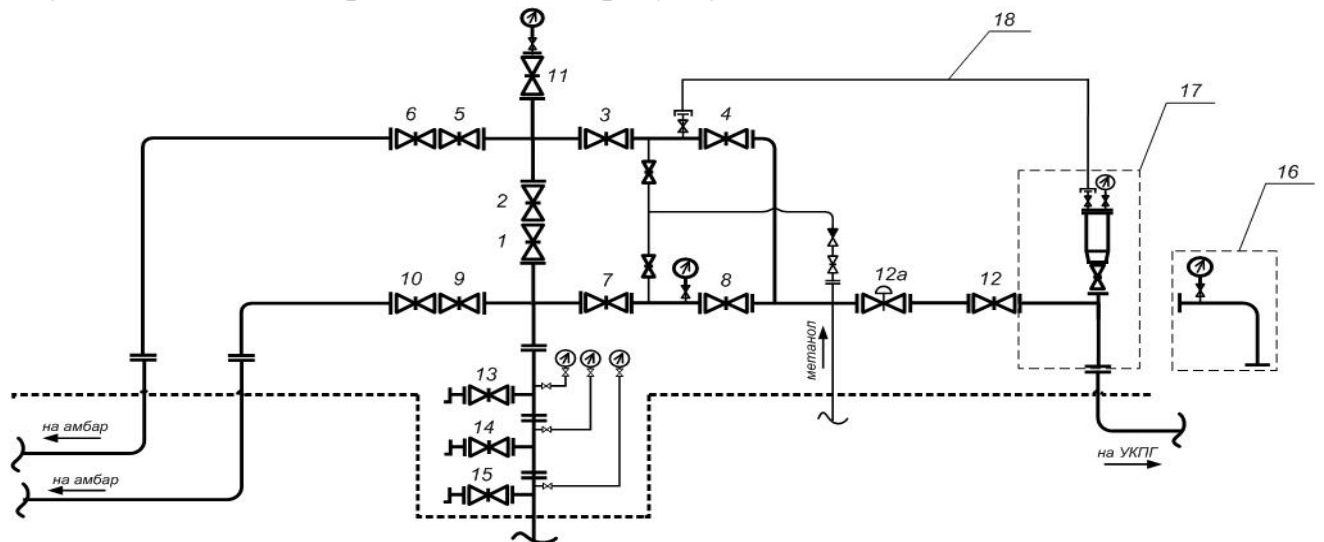
Таблиця 7.2 – Основні технічні характеристики мобільної камери запускання очисних поршнів

Параметр	Значення
Робоче середовище	газ
Діаметр шлейфу свердловини, мм	89
Робочий тиск, МПа	21
Максимальна довжина запасовуваного очисного поршня, мм	250
Внутрішній діаметр камери мобільної, мм	73
Приєднувальні фланці камери мобільної	DN80
Температура робочого середовища, не більше, °C	+45
Габаритні розміри, мм	742×290×245
Маса (не менше), кг	85

Для виготовлення дослідних зразків стаціонарного вузла запускання очисних поршнів, мобільної камери запускання розроблено конструкторську документацію. Також розроблено інструкцію з їх монтажу, керівництво з експлуатації, програму і методику випробувань.

Технологічну схему облаштування лінії подачі газу в шлейф свердловини № 101 Західно-Старовірівського газоконденсатного родовища мобільною камерою

запускання очисних поршнів подано на рисунку 7.4.



1 – центральна надкорінна засувка; 2 – робоча надкорінна засувка; 3 – контрольна засувка лінії трубного простору на УКПГ; 4 – робоча засувка лінії трубного простору на УКПГ; 5 – контрольна засувка лінії трубного простору на амбар; 6 – робоча засувка лінії трубного простору на амбар; 7 – контрольна засувка лінії затрубного простору на УКПГ; 8 – робоча засувка лінії затрубного простору на УКПГ; 9 – контрольна засувка лінії затрубного простору на амбар; 10 – робоча засувка лінії затрубного простору на амбар; 11 – буферна засувка; 12 – засувка шлейфа; 12a – клапан-відсікач; 13, 14, 15 – технологічні засувки для регламентних робіт на свердловині; 16 – демонтований відвід; 17 – вузол запускання очисного поршня; 18 – технологічна лінія подачі газу для запускання очисного поршня

Рисунок 7.4 – Схема облаштування свердловини № 101 вузлом запускання очисних поршнів

На першому етапі промислової апробації виконано перевірку здатності дослідних зразків очисних поршнів витримувати навантаження під час їх запускання за допомогою стаціонарного вузла. Для цього дослідний зразок стаціонарного вузла запускання поршнів розміщено на майданчику фонтанної арматури свердловини. Тоді в нього запасовано очисний поршень із пружно-полімерної композиції (рисунок 7.5, а). Після чого до стаціонарного вузла запускання приєднано мобільну камеру (рисунок 7.5, б). Для подачі газу в

запоршневий простір до заглушки мобільної камери запускання приєднаною технологічну лінію подачі газу в запоршневий простір від манометричного штуцера буферного манометра обв'язки гирла свердловини.

а)



б)



а) – запасування поршня із пружно-полімерної композиції; б) – під'єднання мобільної камери запускання

Рисунок 7.5 – Підготовка до перевірки здатності дослідного зразка очисного поршня витримувати навантаження під час запускання

Здійснено продування підготовленого таким чином вузла запускання очисного поршня. Для чого відкрито продувний вентиль мобільної камери та манометричний вентиль на штуцері буферного манометра. Після закриття продувного вентиля мобільної камери запускання відбувалось збільшення тиску в запоршневому просторі до 1,63 МПа і притискання очисних поршнів до сферичного рівнопрохідного крана стаціонарного вузла запускання очисних поршнів. Тоді швидко відкривали рівнопрохідний кран. У результаті чого під дією запоршневого тиску відбувався вихід очисних поршнів через рівнопрохідний кран стаціонарного вузла запускання (рисунок 7.6, а). При цьому поршні із пружно-полімерної композиції не витримували навантаження, які на них діють під час їх запускання, і розривались на шматки різної величини (рисунок 7.6, б), що зумовлено такими причинами:

- невеликою міцністю матеріалу поршнів;
- притисканням поршнів тиском газу до рівнопрохідного крана стаціонарного вузла запускання;
- виходом поршнів через неповністю відкритий рівнопрохідний кран стаціонарного вузла запускання, що зумовлено неможливістю його миттєвого повного відкривання;
- різницею між внутрішнім діаметром фланців та внутрішнім діаметром трубопроводу і відповідно діаметром поршня, яка складає 4 мм.

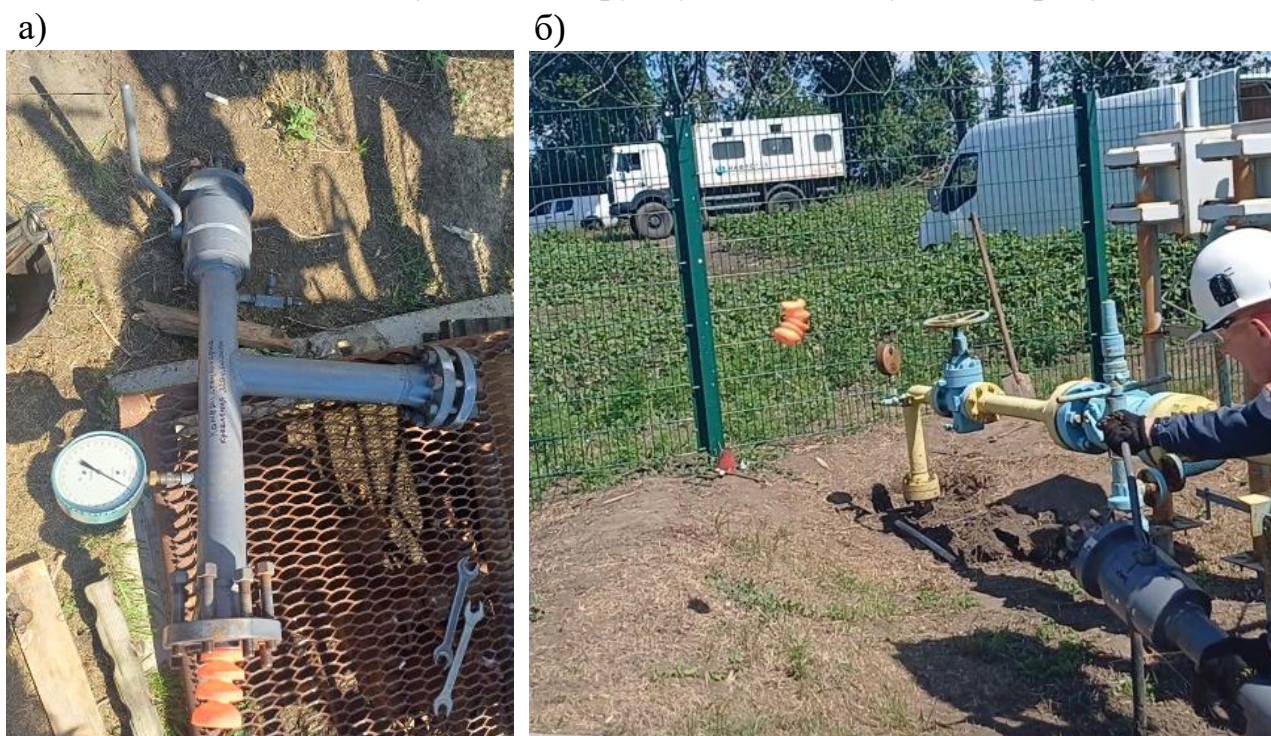


а) – вихід очисного поршня через рівнопрохідний кран стаціонарного вузла запускання; б) – шматки поршня

Рисунок 7.6 – Перевірка здатності очисного поршня із пружно-полімерної композиції витримувати навантаження під час запускання за допомогою стаціонарного вузла

Також не витримували навантаження під час запускання і розривались на шматки циліндричні поршні із пінополіуретану. Натомість поршні із силіконового компаунда, поліуретану усіх геометричних форм здатні витримати навантаження,

які на них діють під час запускання. Їх руйнувань не відбувалось (рисунок 7.7).



а) – запасування очисного поршня; б) – вихід очисного поршня через
рівнопрохідний кран стаціонарного вузла запускання

Рисунок 7.7 – Перевірка здатності манжетно-чашкового очисного поршня із силіконового компаунда витримувати навантаження під час запускання

Після перевірки здатності очисних поршнів витримувати навантаження під час їх запускання здійснено зупинку роботи свердловини, перекривання і стравлювання газу зі шлейфу на амбар свердловини. Тоді демонтовано крутовигнутий відвід на фланцевих з'єднаннях лінії подачі газу в шлейф свердловини (рисунок 7.8).

На початку шлейфа свердловини помічено значний виступ у місці зварного шва зумовлений наплавленням металу у порожнину трубопроводу і зміщенням зварних кромek (рисунок 7.9). Виступи у порожнину шлейфів можуть призводити до тимчасових зупинок і значних прискорень поршня, що зменшує ефективність очищення трубопроводів. Такі закономірності спостерігались під час експериментальних досліджень динаміки руху поршнів із пружних матеріалів трубопроводами і їх описано в підрозділі 3.2.2.



Рисунок 7.8 – Демонтаж крутовигнутого відводу лінії подачі газу в шлейф свердловини



Рисунок 7.9 – Виступ у порожнину трубопроводу у місці зварного шва шлейфа свердловини

Так як очисні поршні із пружно-полімерної композиції розриваються на шматки під час їх запускання за допомогою стаціонарного вузла прийнято рішення запасувати такий поршень у шлейф свердловини до монтажу вузла запускання (рисунок 7.10).



Рисунок 7.10 – Запасований у шлейф свердловини очисний поршень із пружно-полімерної композиції

Після запасування очисного поршня із пружно-полімерної композиції виконано монтаж вузла під'єднання мобільної камери запускання очисних поршнів [82]. Його легко приєднано до шлейфа свердловини в місці демонтованого відводу (рисунок 7.8). Тоді перекрито рівнопрохідний кран вузла під'єднання мобільної камери і до його шпильок приєднано заглушку (рисунок 7.11) та подано газу у шлейф свердловини. У результаті відбулось запускання попередньо запасованого в нього поршня із пружно-полімерної композиції (рисунок 7.10).



Рисунок 7.11 – Змонтований вузол під'єднання мобільної камери запускання очисних поршнів

Щоб запустити наступні поршні здійснено під'єднання до шлейфа свердловини мобільної камери запускання очисних поршнів. Для цього демонтовано заглушку рівнопрохідного сферичного крана (рисунок 7.12, а) і на її місце приєднано мобільну камеру запускання очисних поршнів (рисунок 7.12, б). При цьому монтаж мобільної камери запускання очисних поршнів здійснено без припинення транспортування газу шлейфом свердловини. Забезпечило можливість викання цього те, що рівнопрохідний сферичний кран був закритий.

а)



б)



а) – демонтована заглушка; б) – приєднана мобільна камера запускання очисних поршнів

Рисунок 7.12 – Монтаж мобільної камери запускання очисних поршнів

У мобільну камеру запасовували очисні поршні (рисунок 7.13). Тоді її заглушували заглушкою, до штуцера якої приєднано технологічну лінію подачі газу від манометричного штуцера буферного манометра. Після чого здійснювали продування мобільної камери запускання. Для цього відкривали манометричний вентиль буферного манометра та продувний вентиль мобільної камери. Щоб запустити очисний поршень закривали продувний вентиль мобільної камери запускання та відкривали рівнопрохідний сферичний кран вузла під'єднання мобільної камери запускання. Однак, після цього запускання поршня не

відбувалось. Щоб очисний поршень запустити треба було перекрити засувку лінії подачі газу в шлейф свердловини до якої приєднано відгалуження трійника вузла під'єднання мобільної камери запускання очисних поршнів (рисунок 7.14). Коли очисний поршень виходив з мобільної камери запускання у шлейф свердловини приєднану до відгалуження трійника засувку лінії подачі газу в шлейф свердловини відкривали, а рівнопрохідний сферичний кран та манометричний вентиль буферного манометра перекривали. Тоді відкривали продувний вентиль мобільної



Рисунок 7.13 – Запасування гантелеподібного-дводискового поршня із силіконового компаунда в мобільну камеру запускання очисних поршнів



Рисунок 7.14 – Запускання очисного поршня за допомогою мобільної камери

камери в результаті чого відбувалось її спорожнення, що давало змогу демонтувати заглушку мобільної камери і запасувати наступний очисний поршень.

Після запускання усіх очисних поршнів мобільну камеру запускання демонтовано, а рівнопрохідний сферичний кран заглушено (рисунок 7.11).

Під час руху кожного очисного поршня шлейфом свердловини здійснювали фіксацію показів манометра вузла під'єднання мобільної камери запускання.

Першим здійснено запускання циліндричного очисного поршня із пружно-полімерної композиції, який запасовували у шлейф свердловини до монтажу вузла запускання (рисунок 7.10). Такий поршень є розчинним і якщо трубопровід містить значні перешкоди його руху він застрягне, а з часом розчиниться. Під час руху поршня із пружно-полімерної композиції трубопроводом відбулись три незначні збільшення показів манометра на величину 0,06 МПа, 0,08 МПа та 0,09 МПа, коли поршень проходив відводи в початковій та кінцевій точці газопроводу. Крім того зафіксовано чотири суттєвіші збільшення тиску на величину 0,13 МПа, 0,16 МПа, 0,11 МПа і 0,13 МПа під час руху поршня газопроводом, які засвідчили, що газопровід містить перешкоди для руху поршнів, якими є виступи у місці зварних швів у порожнину трубопроводу. Однак, такі збільшення тиску не є суттєвими, а отже значних перешкод для руху поршнів трубопровід не містить. Тому наступним здійснено тестове запускання нерозчинного манжетно-чашкового із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Експериментально встановлено, що такі очисні поршні мають велику прохідну здатність і для їх руху прямолінійними ділянками, крутовигнутими відводами потрібний невеликий запоршневий тиск. Ускладнення під час руху таких поршнів трубопроводом можуть виникати якщо внутрішня стінка трубопроводу суха (підрозділ 4.4.2), однак у даному випадку на початку газопроводу вона була вологою. Під час руху манжетно-чашкового із силіконового компаунда газопроводом відбулись три незначні збільшення показів манометра на величину 0,05 МПа, 0,07 МПа та 0,06 МПа, коли поршень проходив крутовигнуті відводи в початковій та кінцевій точці газопроводу. Також відбулись чотири збільшення тиску на величину 0,09 МПа, 0,11 МПа, 0,07 МПа і 0,1 МПа під час його руху газопроводом.

Манжетно-чашковий поршень за рахунок геометричної форми має більшу гнучкість, меншу жорсткість, ніж циліндричний із пружно-полімерної композиції. Тому збільшення тиску під час проходження таким поршнем крутовигнутих відводів, виступів у місці зварних швів у порожнину трубопроводу менші, ніж коли такі перешкоди проходив циліндричний поршень із пружно-полімерної композиції.

Наступним здійснено тестове запускання манжетно-чашкового поршня із поліуретану твердості за шкалою Шор А 60 одиниць. Під час руху такого поршня газопроводом відбулись три збільшення показів манометра на величину 0,07 МПа, 0,09 МПа та 0,11 МПа, коли поршень проходив відводи в початковій та кінцевій точці газопроводу. Коли поршень рухався газопроводом зафіксовано п'ять збільшень тиску на величину 0,19 МПа, 0,22 МПа, 0,1 МПа, 0,17 МПа і 0,19 МПа, які відбувались, коли він проходив виступи у місці зварних швів у порожнину трубопроводу.

Збільшення тиску під час проходження манжетно-чашковим поршнем із поліуретану виступів у місці зварних швів у порожнину трубопроводу були незначними, тому прийнято рішення наступним запустити поршень більшої жорсткості. Таким поршнем вибрано гантельний із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Під час руху такого поршня газопроводом відбулись три збільшення показів манометра на величину 0,06 МПа, 0,07 МПа та 0,09 МПа, коли поршень проходив відводи в початковій та кінцевій точці газопроводу. Також під час руху поршня газопроводом зафіксовано п'ять збільшень тиску на величину 0,92 МПа, 1,04 МПа, 0,87 МПа, 0,94 МПа і 1,08 МПа, які відбувались, коли він проходив виступи у місці зварних швів у порожнину трубопроводу. Причиною таких значних збільшень тиску є те, що гантельний поршень містить дві жорсткі циліндричні частини для проходження яких місцями незначного зменшення діаметру трубопроводу потрібний більший запоршневий тиск. Натомість такий поршень має гнучку центральну частину і коли він проходив відводи трубопроводу збільшення показів манометра були незначні.

Наступним здійснено тестове запускання гантелеподібного-дводискового очисного поршня із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30

одиниць. Коли гантелеподібний-дводисковий очисний поршень рухався трубопроводом відбулись три збільшення показів манометра на величину 0,09 МПа, 0,12 МПа та 0,14 МПа, коли поршень проходив відводи в початковій та кінцевій точці газопроводу. Також під час руху поршня газопроводом зафіксовано п'ять збільшень тиску на величину 1,27 МПа, 1,38 МПа, 1,18 МПа, 1,31 МПа і 1,39 МПа, які відбувались, коли він проходив виступи у місці зварних швів у порожнину трубопроводу. Причинами таких значних збільшень запоршневого тиску є те, що він містить дві жорсткі циліндричні частини, так як є гантельний. Крім того він має два ущільнювальні диски діаметр яких є більший, ніж внутрішній діаметр трубопроводу. Хоча такі диски є додатковим опором руху поршня трубопроводом, однак вони забезпечують покращення якості очищення трубопроводу.

Через значні збільшення тиску на початку газопроводу, які наближені до тиску під яким експлуатується шлейф свердловини № 106, прийнято рішення очисні поршні більшої жорсткості не запускати, оскільки вони можуть застрягнути в місці напливу зварного шва у порожнину трубопроводу.

На заключному етапі виконано повторний цикл замірів фактичних параметрів режимів роботи шлейфу свердловини № 101 Західно-Старовірівського газоконденсатного родовища та розраховано коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу, який склав 0,98. За такого коефіцієнту гідравлічної ефективності розрахунковий обсяг накопичених рідинних забруднень рівний 0,08 м³ (таблиця 7.3). Такий обсяг рідинних забруднень спричинив надлишкові втрати тиску 0,22 МПа. У результаті очищення із шлейфу свердловини видалено 2,26 м³ рідинних забруднень, а надлишкові втрати тиску зменшились на 0,35 МПа.

Одержані результати дисертаційного дослідження впроваджені в діяльності ГПУ "Шебелинкагазвидобування" АТ "Укргазвидобування" для очищення внутрішньої порожнини трубопровідних систем збору та підготовки газу газових родовищ. Технічним результатом застосування розроблених технологій є стабілізування, нарощення видобування газу, мінімізація його втрат під час очищення трубопроводів від рідинних забруднень. Оцінка економічної

ефективності очистки шлейфу свердловини поршнями із пружних матеріалів здійснена в додатку В. Довідку про впровадження та акт впровадження подано в додатку Г.

Таблиця 7.3 – Гідравлічний стан шлейфу свердловини № 101 Західно-Старовірівського ГКР до та після очищення поршнями із пружних матеріалів

Показник	До очищення	Після очищення
Початковий тиск, МПа	1,63	1,61
Кінцевий тиск, МПа	1,06	1,39
Перепад тиску, МПа	0,57	0,22
Коефіцієнт гідравлічної ефективності	0,87	0,98
Розрахунковий об'єм забруднень, м ³	2,34	0,08

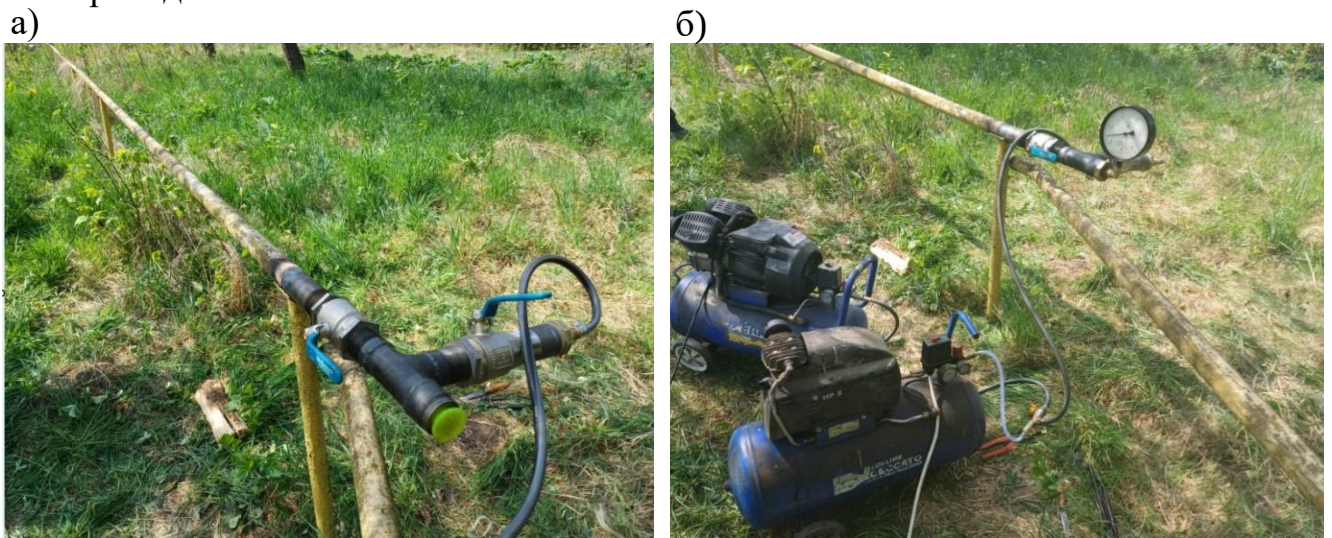
7.2 Промислова апробація технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів у виробничих умовах газових та теплових мереж

Трубопроводи газових мереж середнього, низького тиску експлуатуються під значно меншим тиском, ніж трубопроводи систем збору та транспортування газу газових родовищ. Також склад та обсяг накопичених забруднень у внутрішній порожнині трубопроводів різноманітного призначення різний. У газопроводах у основному накопичуються рідинні забруднення, а в теплопроводах тверді (мул, продукти внутрішньотрубної корозії, пісок, ґрунт тощо). Тому натурні випробування технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів також виконано в виробничих умовах газових та теплових мереж.

7.2.1 Газові мережі

Промислову апробацію технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів виконано у Тисменицькому УЕГГ. Під час цього вперше виконано очищення внутрішньої порожнини газопроводу низького тиску DN50 прокладеного від ШГРП №19010001 на вул. Озерній в м. Тисмениця до адмінбудівлі по вул. Озерна, 3. Зовнішній діаметр газопроводу 57 мм, номінальна товщина стінки 3,5 мм, довжина 112 м. Газопровід містить два крутовигнуті відводи.

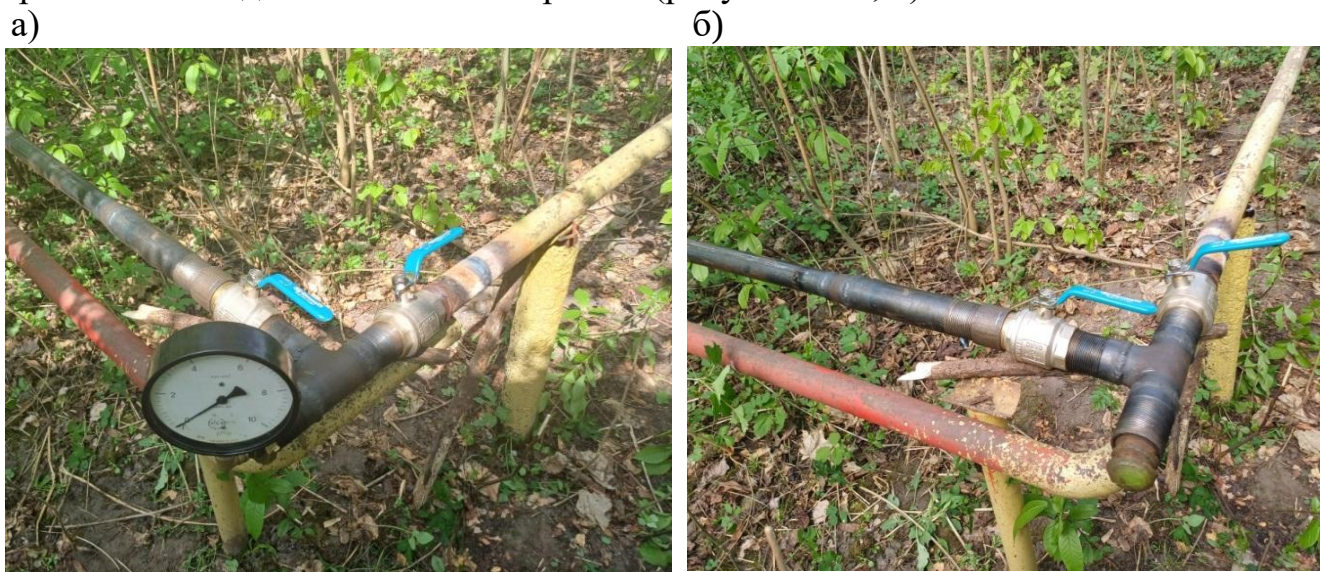
Дослідний зразок стаціонарного вузла запускання очисних поршнів вихідним сферичним рівнопрохідним краном пригвинчено до попередньо привареної до газопроводу котушки труби з різьбою. До відгалуження трійника камери запускання приєднано шланг від компресорів, що дало змогу апробацію виконати за регульованих тисків. Тоді в камеру запускання запасовували дослідні зразки очисних поршнів (рисунок 7.15, а) таким чином, щоб їх задній торець був за відгалуження трійника. Після чого камеру запускання заглушували заглушкою з манометром. Подавання компресорами повітря у відгалуження камери запускання (рисунок 7.15, б) призводило до збільшення запоршневого тиску і руху поршнів газопроводом.



а) – запасування очисного поршня; б) – подавання повітря у запоршневий простір

Рисунок 7.15 – Запускання манжетно-чашкового очисного поршня в газопровід

Із протилежної сторони ділянки газопроводу змонтовано вузол приймання очисних поршнів (рисунок 7.16, а), який також пригвинчено до попередньо привареної до газопроводу котушки труби з різью. Рідинні забруднення поршні витісняли у трубу приєднану до відгалуження камери запускання з якої вони потрапляли у мірну зливну ємність. У момент приходу очисного поршня у камеру приймання відбувалось різке збільшення показів манометра. Тоді сферичними кранами перекривали камеру приймання, демонтували заглушку камери приймання і видаляли очисний поршень (рисунок 7.16, б).



а) – вузол приймання очисного поршня; б) – видалення очисного поршня

Рисунок 7.16 – Приймання манжетно-чашкового очисного поршня із поліуретану з газопроводу

За результатами лабораторних експериментальних досліджень визначено, що за найменшого запоршневого тиску прямолінійними ділянками та крутовигнутими відводами трубопроводів здатні рухатись очисні поршні із пінополіуретану малої густини (таблиця 4.3). Тому найперше здійснено тестове запускання циліндричного очисного поршня із пінополіуретану малої густини. Під час руху очисного поршня трубопроводом різких збільшень показів манометра камери запускання не відбувалось. Поршень пройшов газопровід і зупинився в камері приймання. Обсяг видалених із газопроводу забруднень склав 0,8 л.

Оскільки, під час руху очисних поршнів із пінополіуретану малої густини не

відбувалось різких збільшень тиску у запоршневому просторі, наступним здійснено тестове запускання жорсткішого очисного поршня, а саме манжетно-чашкового із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць, які мають велику прохідну здатність і для їх руху трубопроводом потрібний невеликий запоршневий тиск. До того ж на початку газопроводу внутрішня стінка трубопроводу була вологою, а тому ускладнень під час їх руху відводами не повинно було б бути. Під час руху манжетно-чашкового поршня із силіконового компаунда газопроводом різких суттєвих збільшень показів манометра вузла запускання не відбувалось. Поршень пройшов газопровід і зупинився в вузлі приймання. Обсяг видалених з газопроводу забруднень склав 1,4 л.

Наступним здійснено тестове запускання манжетно-чашкового поршня із поліуретану твердості за шкалою Шор А 60 одиниць. Під час руху такого очисного поршня газопроводом відбулись три збільшення показів манометра камери запускання на величину 0,08 МПа, 0,13 МПа та 0,09 МПа. Поршень пройшов газопровід і зупинився в камері приймання. Обсяг видалених з газопроводу забруднень склав 2,1 л. Триразове збільшення тиску під час руху поршня газопроводом засвідчило про наявність у внутрішній порожнині газопроводу незначних перешкод для руху такого поршня. Очевидно, що двома перешкодами є крутовигнуті відводи. Тоді третьою може бути виступ у місці зварного шва у порожнину трубопроводу.

Після манжетно-чашкового поршня із поліуретану здійснено тестове запускання гантельного поршня із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Під час руху такого очисного поршня газопроводом відбулись три збільшення показів манометра камери запускання на величину 0,05 МПа, 0,39 МПа та 0,06 МПа. Поршень пройшов газопровід і зупинився в камері приймання. Обсяг видалених з газопроводу забруднень склав 3,6 л. Збільшення тиску до 0,05 МПа та 0,06 МПа засвідчили, що вони відбуваються коли поршень проходить крутовигнуті відводи, оскільки під час експериментальних досліджень встановлено, що для того щоб такі фасонні елементи трубопроводів проходили гантельні очисні поршні із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30

одиниць потрібен менший запоршневий тиск, ніж для манжетно-чашкового поршня із поліуретану твердості за шкалою Шор А 60 одиниць (таблиця 4.3). У свою чергу очевидним є, що збільшення тиску до 0,39 МПа відбувається коли поршень знаходиться у місці виступу зварного шва у порожнину трубопроводу, оскільки жорсткість геометричної форми гантельних поршнів є більшою, ніж манжетно-чашкового незважаючи на твердість матеріалу. Гантельні поршні жорсткіші за рахунок двох циліндричних частин (рисунок 3.1) для проходження яких місцями незначного зменшення діаметру трубопроводу потрібний більший запоршневий тиск. Натомість манжети і чашки манжетно-чашкових поршнів є гнучкими і еластичними і тому щоб такі очисні поршні проходили місця незначного зменшення діаметру трубопроводу потрібен набагато менший тиск у запоршневому просторі.

Наступним здійснено тестове запускання гантелеподібного-дводискового очисного поршня із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Під час руху очисного поршня відбулись три збільшення показів манометра камери запускання на величину 0,07 МПа, 0,47 МПа та 0,08 МПа. Поршень пройшов газопровід і зупинився в камері приймання. Обсяг видалених з газопроводу забруднень склав 4,2 л. Такі збільшення тиску під час руху гантелеподібного-дводискового поршня трубопроводом підтвердили, що вони відбуваються у місцях відводів трубопроводу та напливу у місці виступу зварного шва у порожнину трубопроводу, так як поршень має подібну до гантельного геометричну форму. Однак, вони більші, ніж під час руху поршнів гантельної геометричної форми, оскільки поршень містить два ущільнювальні диски діаметр яких більший за внутрішній діаметр трубопроводу. Такі ущільнювальні диски збільшують ефективність очищення трубопроводу, так як обсяг видалених таким поршнем рідинних забруднень більший, ніж гантельним.

Через суттєве збільшення тиску на початку газопроводу під час руху гантелеподібного-дводискового очисного поршня прийнято рішення очисні поршні більшої жорсткості не запускати, оскільки вони можуть застрягнути в місці напливу зварного шва у порожнину трубопроводу.

Тоді виконано повторне запускання гантелеподібного-дводискового очисного поршня із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Під час руху очисного поршня газопроводом відбулись три збільшення показів манометра камери запускання на величину 0,06 МПа, 0,45 МПа та 0,07 МПа. Поршень пройшов весь газопровід і зупинився в камері приймання. Обсяг видалених з газопроводу забруднень склав 0,3 л. Оскільки, у результаті повторного запускання гантелеподібного-дводискового очисного поршня обсяг видалених з газопроводу забруднень був мінімальним, то першим запусканням такого поршня було видалено усі забруднення з газопроводу, які залишились після запускання менш ефективних очисних поршнів. Тому оптимальним поршнем для очищення внутрішньої порожнини газопроводу є гантелеподібний-дводисковий із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Загальний об'єм рідинних забруднень видалених із внутрішньої порожнини газопроводу склав 11,6 л.

Однак, газові мережі низького тиску експлуатуються під тиском до 0,005 МПа, що є значно менше, ніж потрібно для руху поршнів не тільки відводами трубопроводу, а й прямолінійними ділянками (таблиця 4.3). Тому очищувати такі трубопроводи під тиском газу поршнями неможливо. Щоб все ж таки їх очистити поршнями із пружних матеріалів треба такі газопроводи спорожнювати і до камери запускання під'єднувати компресори. Так як вони експлуатуються під низьким тиском, то і втрати газу під час їх спорожнення будуть мінімальними.

Газові мережі середнього тиску експлуатуються під тиском від 0,005 МПа до 0,3 МПа, тому якщо тиску у запоршневому просторі достатньо, їх можна очищувати поршнями із пружних матеріалів, однак для цього треба виявити місця значних напливів у місці зварних швів у порожнину газопроводу і їх вирізати.

7.2.2 Теплові мережі

Промислову апробацію технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів у виробничих умовах теплових мереж виконано у СП "Київські

теплові мережі” РТМ “Печерськ”.

Під час промислової апробації вперше виконано очищення від забруднень порожнини теплопроводу DN50 від надземної ділянки по вулиці Лабораторна 24 до теплового пункту по вулиці Лабораторна 26а м. Київ. Зовнішній діаметр теплопроводу 57 мм, номінальна товщина стінки 3,5 мм, довжина 58 м. Теплопровід містить один крутовигнутий відвід радіусом вигину 1,5DN.

Вузол запускання очисних поршнів змонтовано на надземній ділянці трубопроводу (рисунок 7.17). Оскільки, до відводу надземної ділянки відсутній доступ, то його змонтовано у місці прямолінійної ділянки трубопроводу. Для цього розроблено відповідну конструктивну схему вузла запускання поршнів. За такою схемою у місці демонтованої котушки надземної ділянки до ділянки трубопроводу 1 треба приєднати рівнопрохідний сферичний кран 2 до якого трійник 3, магістраль а)



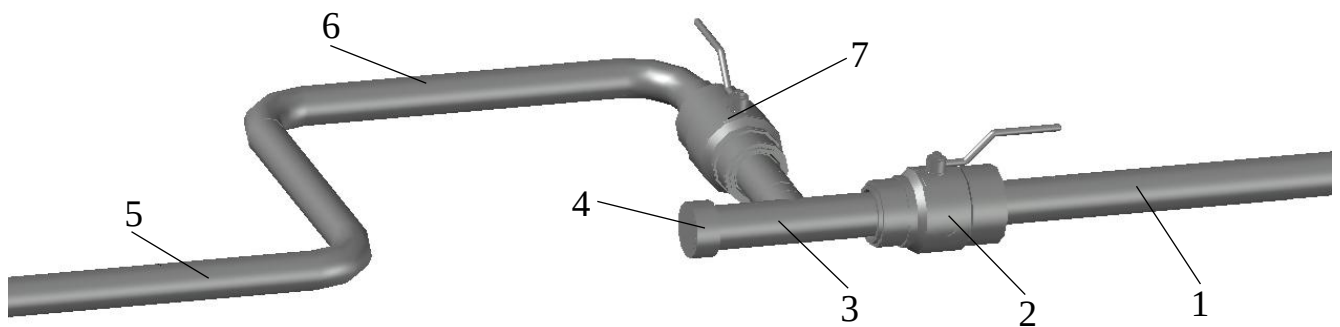
б)



а) – запасування очисного поршня; б) – підготовка вузла до запускання очисного поршня

Рисунок 7.17 – Запускання багатодискового очисного поршня із силіконового компаунда в теплопровід

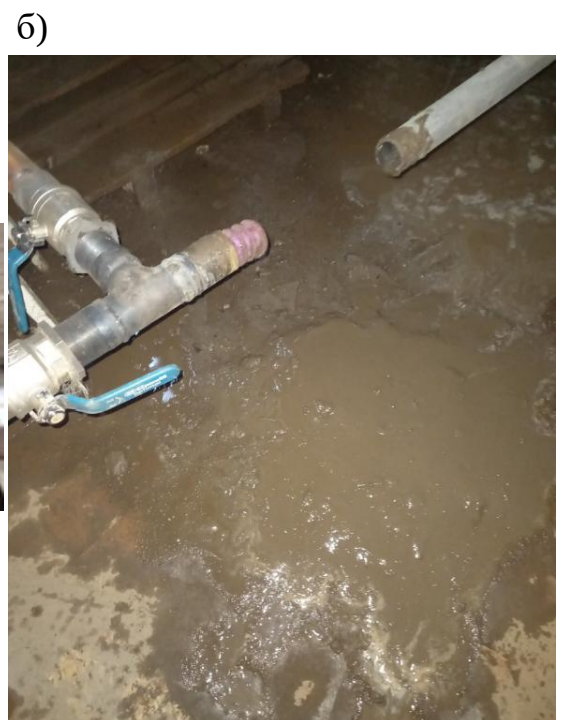
якого заглушують заглушкою 4. Протилежну ділянку трубопроводу 5 треба з'єднати із відгалуженням трійника 3 П-подібною ділянкою труби 6 і краном 7 (рисунок 7.18).



1, 5 – трубопровід; 2 – рівнопрохідний сферичний кран; 3 – трійник; 4 – заглушка;
6 – П-подібна ділянка труби; 7 – кран

Рисунок 7.18 – Конструктивна схема вузла запускання очисних поршнів у місці прямолінійної надземної ділянки трубопроводу

У тепловому пункті змонтовано вузол приймання очисних поршнів (рисунок 7.19, а).



а) – вузол приймання очисного поршня; б) – видалені очисним поршнем забруднення

Рисунок 7.19 – Приймання манжетно-чашкового очисного поршня із силіконового компаунда з теплопроводу

Очисні поршні із пінополіуретану малої густини не міцні і надто еластичні, тому для видалення твердих забруднень, мулу їх застосовувати недоцільно. Найперше здійснено тестове запускання манжетно-чашкового очисного поршня із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Під час руху очисного поршня відбулось два збільшення показів манометра камери запускання на величину 0,04 МПа і 0,06 МПа. Обсяг видалених поршнем твердих забруднень, мулу склав 0,6 кг.

Наступним здійснено тестове запускання манжетно-чашкового очисного поршня із поліуретану твердості за шкалою Шор А 60 одиниць. Під час руху такого очисного поршня теплопроводом відбулось чотири збільшень показів манометра камери запускання на величину 0,13 МПа, 0,24 МПа, 0,07 МПа і 0,15 МПа. Обсяг видалених з теплопроводу забруднень склав 1,9 кг (рисунок 7.19, б). Чотириразове збільшення тиску під час руху поршня теплопроводом засвідчило про наявність у його порожнині незначних перешкод для руху такого поршня. Однією перешкодою є крутовигнутий відвід. Тоді трьома іншими можуть бути виступи у місці зварних швів у порожнину трубопроводу.

Оскільки теплопровід містить тверді забруднення, мул, відклади на стінках, то наступним здійснено тестове запускання багатодискового очисного поршня із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць (рисунок 7.17, а), який має жорсткіші від манжетно-чашкового ущільнювальні елементи – диски. Під час руху такого очисного поршня теплопроводом відбулось шість збільшень показів манометра камери запускання на величину 0,17 МПа, 0,34 МПа, 0,61 МПа, 0,12 МПа, 0,42 МПа і 0,37 МПа. Обсяг видалених з теплопроводу забруднень склав 5,2 кг. Додаткові два невеликі збільшення тиску під час руху поршня теплопроводом засвідчили, що у його порожнині крім трьох значних виступів у місці зварних швів у порожнину трубопроводу є два незначні.

Так як під час руху багатодискового очисного поршня теплопроводом відбувалися суттєві збільшення тиску у запоршневому просторі до 0,61 МПа прийнято рішення очисні поршні більшої жорсткості не запускати, щоб не відбулось їх застрягання. Тому виконано повторне запускання багатодискового

очисного поршня із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Під час руху очисного поршня відбулось шість збільшень показів манометра камери запускання на величину 0,16 МПа, 0,32 МПа, 0,59 МПа, 0,11 МПа, 0,4 МПа і 0,34 МПа. Поршень видалив із теплопроводу 0,4 кг твердих забруднень, мулу.

Оскільки, у результаті другого запускання багатодискового очисного поршня обсяг видалених із теплопроводу забруднень не великий, то попереднім його запусканням видалено практично усі забруднення з теплопроводу. Тому оптимальним поршнем для очищення внутрішньої порожнини теплопроводу від твердих забруднень, мулу та відкладів на внутрішній стінці є багатодисковий із силіконового компаунда твердості за шкалою Шор А 30 одиниць. Загальний об'єм видалених із внутрішньої порожнини теплопроводу твердих забруднень склав 8,1 кг. Суттєвих пошкоджень очисних поршнів під час руху теплопроводом не відбулось.

7.3 Розроблення методики виконання робіт з впровадження технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів

Це вимагає розроблення методики, яка б містила чітку технологічну послідовність виконання робіт із впровадження розробленої технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів.

Розроблена на основі лабораторних експериментальних досліджень, промислової апробації технологічна послідовність виконання робіт із впровадження технології очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання поршнями передбачає виконання наступних робіт:

- лабораторне тестування нових очисних поршнів (нової геометричної форми, виготовлених із нових матеріалів);
- визначення гідравлічного стану теплопроводу (втрат тиску, коефіцієнта гідравлічної ефективності, об'єму і складу забруднень), аналіз профілю траси,

результатів очищення іншими способами (продування швидкісними потоками, подаванням поверхнево-активних речовин), відомостей технічного персоналу, який займається експлуатацією трубопроводу;

- аналіз технологічної схеми трубопровідної системи;
- визначення, аналіз конструктивних параметрів трубопроводу, його фасонних елементів;
- аналіз технологічної схеми трубопровідної системи в місцях планованого запускання та приймання поршня;
- підбір конструкції вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів;
- розроблення програми і методики очищення трубопроводу поршнями із пружних матеріалів;
- монтаж вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів;
- прогресивна валідація очисного поршня;
- оцінювання результатів очищення.

Лабораторне тестування нових очисних поршнів із пружних матеріалів треба виконувати для визначення їх прохідної здатності, оцінювання ефективності очищення трубопроводів, аналізу міцності поршнів, що дає змогу оптимізувати їх геометричну форму та розміри, підібрати найкращий матеріал.

Основною ознакою необхідності очищення трубопроводу є зростання падіння тиску в трубопроводі за незмінної витрати.

Рішення про очищення трубопроводу від накопичених у його внутрішній порожнині забруднень треба приймати на основі моніторингу та аналізу втрат тиску та його гідравлічного стану. Аналіз втрат тиску треба виконувати порівнянням фактичного перепаду тиску в трубопроводі з перепадом тиску після останнього очищення внутрішньої порожнини (в ідеалі з перепадом тиску в момент введення трубопроводу в експлуатацію). При цьому треба звертати увагу на витрату транспортованого продукту.

Аналіз технологічної схеми трубопровідної системи треба виконувати для визначення маршруту руху трубопроводом поршнів із пружних матеріалів.

Під час визначення маршруту руху трубопроводом поршнів із пружних матеріалів треба враховувати, що у трійниках поршні рухаються за потоком, але якщо потік із магістралі трійника перетікає у його відгалуження, то можлива зміна напрямку руху циліндричного поршня (задня частина поршня стає передньою і навпаки) або застрягання поршнів іншої геометричної форми. Трійники, у яких потік із магістралі перетікає у відгалуження, здатні проходити тільки циліндричні очисні поршні, а усіх інших геометричних форм застрягають. Перехідники з більшого на менший діаметр труб здатні проходити тільки манжетно-чашкові очисні поршні. [71]

Підбір конструкції вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів треба виконати із урахуванням технологічної схеми трубопроводу в місці їх монтажу, періодичності очищення з урахуванням розробок поданих у розділі 6, підрозділі 7.2.2.

Програма і методика очищення трубопроводу має містити загальну схему трубопровідної системи, детальну схему трубопровідної системи в місцях запускання та приймання поршня з вказанням конструкції вузлів (камер), порядок та послідовність виконання технологічних операцій із монтажу вузлів (камер) запускання та приймання поршнів, послідовність прогресивної валідації очисного поршня, план дій у разі застрягання очисного поршня та вимоги безпеки.

Прогресивну валідацію очисного поршня треба виконувати послідовним запусканням ряду очисних поршнів кожен наступний із яких має більшу жорсткість за рахунок твердості матеріалу та геометричної форми для підбору поршня який здатний проходити трубопровід та найефективніше очищує його.

Прогресивну валідацію очисного поршня треба виконувати якщо очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання поршнями виконується вперше, або у разі заміни геометричної форми, матеріалу поршнів на іншу.

Задачами прогресивної валідації очисного поршня є визначення прохідності трубопроводу, мінімізація ризику застрягання очисного поршня, підбір геометричної форми і матеріалу поршня для максимально ефективного очищення

трубопроводу, визначення працездатності камер запускання і приймання поршнів.

Критерії прогресивної валідації:

- прохідна здатність очисного поршня;
- ефективність очищення трубопроводу поршнем.

Прогресивну валідацію очисного поршня треба виконати з урахуванням стану кожного трубопроводу (наявність рідких, твердих забруднень у внутрішній порожнині, твердих відкладів на внутрішній стінці), його прохідності (наявність значних напливів чи зміщень кромek в місці зварних з'єднань, вм'ятин, фасонних елементів (крутовигнутих відводів, трійників, перехідників із більшого на менший діаметр труб і навпаки) тощо), режимів роботи (витрата, тиск) серією запускань тестових поршнів.

Для прогресивної валідації очисного поршня треба скласти план валідації у якому треба враховувати тиск на вході, перехідники трубопроводів з одного діаметра на інший, трійники, значні відкладення на внутрішній стінці, стан внутрішньої порожнини, можливу наявність механічних перешкод у трубопроводі, конструктивні особливості трубопроводу (радіуси вигину відводів, параметри трійників, перехідників тощо).

Технологічна послідовність виконання робіт із прогресивної валідації очисного поршня:

- підбір тестового очисного поршня;
- запускання тестового очисного поршня;
- аналіз результатів очищення (склад і об'єм видалених забруднень), стану очисного поршня, режиму роботи трубопроводу під час руху поршня (закономірності зміни тиску);
- повторне запускання тестового очисного поршня або підбір і запускання наступного тестового очисного поршня більшої жорсткості;
- вибір оптимального очисного поршня для періодичного очищення трубопроводу.

Найперше треба запускати циліндричний очисний поршень із пружно-полімерної композиції. Такий поршень треба запасувати у трубопровід до монтажу

вузла запускання (рисунок 7.10). Основним призначенням такого поршня є виявити значні перешкоди руху поршня трубопроводом у яких він може застрягнути. Поршень із пружно-полімерної композиції є розчинним і якщо трубопровід містить такі перешкоди він застрягне після чого через деякий час розчиниться і не буде чинити опору потоку.

Під час руху кожного очисного поршня треба фіксувати покази манометра камери запускання. Різкі значні збільшення тиску на вході трубопроводу є ознаками наявності перешкод у внутрішній порожнині трубопроводу.

Якщо під час руху циліндричного очисного поршня із пружно-полімерної композиції трубопроводом його застрягання, суттєвого збільшення тиску, чи руйнування поршня не відбулось наступним треба запускати нерозчинний тестовий очисний поршень, який має найбільшу прохідну здатність (за рахунок геометричної форми) з матеріалу найменшої твердості за шкалою Шор А.

Геометричну форму та твердість за шкалою Шор А кожного наступного тестового очисного поршня треба підбирати за результатами запускань попереднього на основі аналізу зміни тиску на вході трубопроводу під час руху поршня, стану очисного поршня після проходження усього трубопроводу та результатів очищення.

Для аналізу результатів очищення трубопроводу під час прогресивної валідації очисного поршня доцільно щоб забруднення з камери приймання поступали в мірну зливну ємність.

Кожен наступний тестовий очисний поршень повинен бути більшої жорсткості (виготовлений з матеріалу більшої твердості за шкалою Шор А та/або мати жорсткішу геометричну форму).

Рекомендована послідовність прогресивної валідації очисних поршнів із пружних матеріалів:

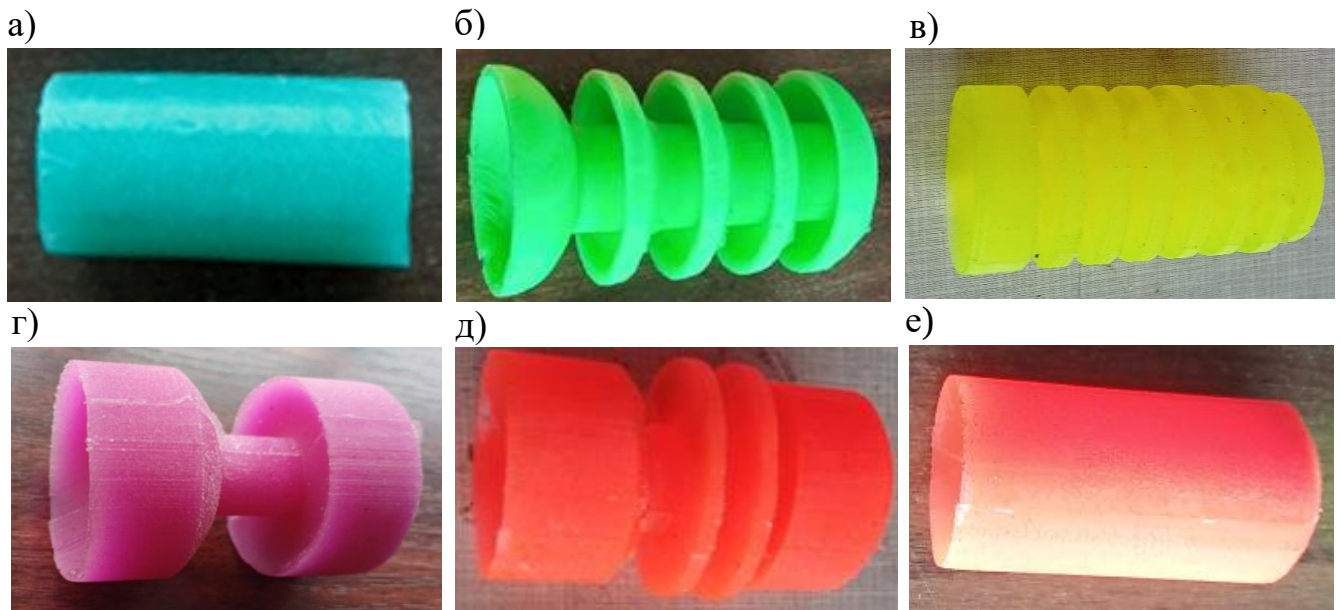
- запускання циліндричного очисного поршня із пружно-полімерної композиції (рисунок 7.19, а);
- запускання манжетно-чашкового поршня із силіконового компаунда, поліуретану (рисунок 7.19, б);

– запускання багатодискового поршня із силіконового компаунда, поліуретану (рисунок 7.19, в);

– запускання гантельного поршня із силіконового компаунда, поліуретану (рисунок 7.19, г);

– запускання гантелеподібно-дводискового поршня із силіконового компаунда, поліуретану (рисунок 7.19, д);

– запускання циліндричного поршня із силіконового компаунда, поліуретану (рисунок 7.19, е). [58]



а) – циліндричний із пружно-полімерної композиції; б) – манжетно-чашковий;

в) – багатодисковий; г) – гантельний; д) – гантелеподібний-дводисковий;

е) – циліндричний

Рисунок 7.19 – Очисні поршні із пружних матеріалів

Після кожного запускання очисного поршня треба виконати аналіз прохідності трубопроводу, прохідної здатності поршня та ефективності його застосування.

Якщо очисним поршнем із пружного матеріалу із трубопроводу видалено невеликий об’єм забруднень, а під час його руху на вході трубопроводу не відбувається значних збільшень тиску, то для наступного запускання треба підбирати поршень більшої жорсткості.

Поступово збільшувати жорсткість очисного поршня треба до тих пір, поки

усі забруднення з трубопроводу не буде видалено (під час виходу непошкодженого поршня перед ним не буде забруднень або їх об'єм буде мінімальним). Останній поршень перед яким були забруднення є оптимальним і його валідовано. Такий поршень треба застосовувати для періодичного очищення трубопроводу. [67]

Якщо відбуваються значні збільшення тиску на вході трубопроводу під час руху ним очисного поршня, поршень під час руху трубопроводом пошкодився або ним видалено великий об'єм забруднень, то треба запустити ще раз контрольний тестовий очисний поршень такої ж геометричної форми та твердості за шкалою Шор А.

Коли після повторного запускання одного і того ж поршня повторюється значне збільшення тиску на вході трубопроводу під час його руху то запускати поршень більшої жорсткості заборонено.

Якщо очисним поршнем було видалено забруднення з трубопроводу, а після повторного запускання одного і того ж поршня забруднення відсутні або їх об'єм мінімальний то очисний поршень валідовано і його можна застосовувати для періодичного очищення трубопроводу.

Коли очисний поршень валідовано і відновлено експлуатацію трубопроводу необхідно визначити втрати тиску в трубопроводі і їх порівняти з втратами тиску до валідації, розрахувати об'єм залишку забруднень.

Для очищення внутрішньої порожнини трубопроводу від твердих забруднень твердість ущільнювальних елементів поршня має бути більшою, ніж від рідинних забруднень. Для таких очищень рекомендовано застосовувати бгатовіскові очисні поршні.

Щоб ефективно очищувати трубопроводи, які містять велику кількість незначних виступів у порожнині, що було встановлено за результатами аналізу змінити тиску під час руху поршня трубопроводом) доцільно не тільки валідувати поршень, який має велику прохідною здатність, а й забезпечити таку витрату транспортованого середовища, щоб швидкість руху поршня була якомога більшою, але не перевищувала 5 м/с.

Якщо трубопровід містить перехідник з більшого на менший діаметр труб

тестові очисні поршні мають бути тільки манжетно-чашкові.

Найбільшою проблемою під час валідації може бути застрягання очисного поршня із нерозчинних матеріалів – силіконового компаунда, поліуретану.

У разі застрягання очисного поршня у внутрішній порожнині трубопроводу треба визначити місце та причини його застрягання.

Причиною застрягання очисного поршня може бути:

- значне зміщення кромок, напливи металу у внутрішню порожнину трубопроводу в місці зварних швів, інші непередбачувані механічні перешкоди зумовлені недотриманням норм і правил під час будівництва, реконструкції та ремонту трубопроводу тощо;

- фасонні елементи трубопроводів (крутовигнуті відводи, трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб);

- частково закрита перекривна арматура, нерівнопрохідна перекривна арматура;

- недостатній запоршневий тиск;

- значне накопичення забруднень перед поршнем;

- значне зношення поршня;

- розривання елементів поршня в перехідниках із більшого на менший діаметр труб, частково закритих кранах або через інші причини;

- надмірна жорсткість, довжина поршня;

- гідратне, льодове часткове закупорення трубопроводу;

- інші непередбачувані причини.

Рекомендований план дій у разі застрягання очисного поршня:

- збільшення витрати, тиску на вході трубопроводу та зменшення на виході;

- подавання потоку в реверсному напрямку (можливе короткочасне подавання для видалення поршня з місця застрягання і тоді повернення до аверсного напрямку потоку);

- випорожнення трубопроводу (у результаті стискання в перехідниках, частково закритих кранах поршень може сильно деформуватись, що призводить до виникнення значного перетікання через нього. Зменшення тиску може призвести

до відновлення його геометричної форми);

- закачування невеликого обсягу рідини в газопровід і подавання швидкісного газового потоку та створення гідроудару на поршні;

- закачування під тиском рідини в газопровід.

Якщо трубопровід містить важкодоступні ділянки, де може відбутись застрягання очисних поршнів. Для прикладу підводні переходи через річки, підземні через автодороги, залізниці тощо. Тоді щоб запобігти застряганням в таких місцях очисних поршнів до валідації рекомендовано здійснити внутрішньотрубну відеоінспекцію за допомогою роботизованих пристроїв [300–302].

Розроблена під час виконання дисертаційної роботи методика впровадження технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів відображена в технологічній інструкції з внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів (Додаток Б).

Висновки до розділу 7

1. Поршень із пружно-полімерної композиції не здатен витримувати навантаження, які на нього діють під час запускання за допомогою розроблених вузлів через невелику міцність його матеріалу. Однак, такий поршень розчинний, а тому під час впровадження технології очищення його треба запускати першим, щоб виявити чи трубопровід не містить значних перешкод в яких може відбутись застрягання поршня. Щоб першим запустити поршень із пружно-полімерної композиції його треба запасувати у розгерметизований трубопровід, а після монтажу вузла запускання подати газ у трубопровід і таким чином запустити.

2. Промислова апробація розробленої технології очищення трубопроводів поршнями із пружних матеріалів у виробничих умовах трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж засвідчила, що вони містять перешкоди для руху поршнів із пружних матеріалів, найпоширенішими з яких є виступи у місці зварних з'єднань у порожнину, крутовигнуті відводи. Зафіксовано величини збільшення тиску на початку трубопроводу у момент проходження поршнем таких перешкод. Визначено, що

вони залежать від геометричної форми та твердості матеріалу поршня. Також ці чинники впливають на обсяг винесених поршнем забруднень. Із збільшенням жорсткості очисного поршня за рахунок його геометричної форми та твердості матеріалу відбувається збільшення ефективності очищення трубопроводу, однак зменшується його прохідна здатність і збільшується імовірність застрягання.

3. Щоб впровадити технологію очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж поршнями із пружних матеріалів потрібний індивідуальний підхід до кожного трубопроводу. Для кожного трубопроводу, очищення якого поршнями виконується вперше, треба підібрати індивідуальний поршень методом прогресивної валідації, яка полягає у послідовному запусканні поршнів кожен наступний із яких має мати більшу жорсткість за рахунок твердості матеріалу та/або геометричної форми і контроль за тиском у запоршневому просторі, що мінімізує ризик застрягання поршня. Геометричну форму та твердість за шкалою Шор А кожного наступного очисного поршня треба підбирати за результатами запускань попереднього на основі аналізу зміни тиску на вході трубопроводу під час руху поршня, стану очисного поршня після проходження усього трубопроводу та результатів очищення. Такий підхід дає змогу вирішити проблему унікальності більшості трубопроводів систем збору та підготовки газу газових родовищ, газових і теплових мереж.

4. Газові мережі низького тиску експлуатуються під тиском до 0,005 МПа, що є значно менше, ніж потрібно для руху поршнів не тільки відводами трубопроводу, а й прямолінійними ділянками. Тому щоб очищувати такі трубопроводи поршнями із пружних матеріалів треба їх спорожнювати і до камери запускання під'єднувати компресор. Газові мережі середнього тиску експлуатуються під тиском від 0,005 МПа до 0,3 МПа, тому якщо тиску у запоршневому просторі достатньо, їх можна очищувати поршнями із пружних матеріалів, однак для цього треба виявити місця значних напливів у місці зварних швів у порожнину газопроводу і їх вирізати.

5. Результати виконаних досліджень, зокрема розроблені технології виготовлення суцільнолитих очисних поршнів із різних пружних матеріалів різної геометричної форми, технології їх запускання-приймання в трубопроводи,

аналітичні та експериментальні матеріали щодо ефективності їх застосування та динаміки руху прямолінійними ділянками, відводами, трійниками і перехідниками трубопроводів впроваджені в діяльності ГПУ "Шебелинкагазвидобування" АТ "Укргазвидобування". Технічним результатом застосування розроблених технологій, аналітичних та експериментальних матеріалів є стабілізування, нарощення видобування газу, мінімізація його втрат під час очищення трубопроводів від рідинних забруднень.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [58, 67, 71, 79, 82]

ЗАГАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-технічну проблему очищення трубопроводів систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж без виробничо-технологічних втрат енергоносіїв, яке ґрунтується на закономірностях впливу фізико-механічних властивостей матеріалу та геометричної форми суцільнолитих очисних поршнів із пружних матеріалів на динаміку їх руху трубопроводами зі змінною внутрішньою геометрією, величину запоршневого тиску та ефективність очищення.

Основні результати роботи зводяться до наступного.

1. Більшість відомих досліджень, математичних моделей та конструкцій вузлів запускання/приймання поршнів орієнтовані на магістральні трубопроводи високого тиску з усталеними геометричними параметрами та режимами роботи. У таких працях недостатньо враховано механіку контактної взаємодії поршня з внутрішньою стінкою труби, особливо у випадках з трубопроводами малого діаметра, які містять різноманітні фасонні елементи, напливи в порожнину трубопроводу в місці зварних з'єднань тощо. Відсутні комплексні уявлення про динаміку руху поршнів трубопроводами із змінною внутрішньою геометрією за умов пониженого тиску, методики підбору поршнів для трубопроводів систем збирання та транспортування газу, газових і теплових мереж та конструктивні рішення вузлів їх запускання/приймання.

2. На основі аналізу розробленої механіко-математичної моделі контактної взаємодії рухомого поршня із пружного матеріалу з внутрішньою стінкою трубопроводу змінної геометрії для підвищення прохідної здатності очисних поршнів рекомендовано зменшувати довжину циліндричного суцільнолитого поршня, настільки це можливо без втрати якості очищення, зменшувати коефіцієнт тертя, уникаючи сухих режимів ковзання, збільшувати стисливість та гнучкість циліндричного поршня, використовуючи матеріали з малою твердістю за шкалою Шор А, малим модулем пружності та коефіцієнтом Пуассона або ж застосовувати поршні складної геометричної форми, яка забезпечує малі ефективні пружні

константи, зменшувати лобовий опір поршню очищення ділянок із значним скупченням забруднень в кілька проходів.

3. Щоб знайти баланс між ефективністю очищення трубопроводу та прохідною здатністю для виготовлення очисних поршнів підбрано широку лінійку гіперпружних матеріалів із твердістю за шкалою Шор А в межах від 5 до 80 одиниць і розроблено технології виготовлення з них поршнів. Найкращими з підібраних матеріалів для виготовлення суцільнолитих очисних поршнів складної геометричної форми (гантелеподібної, багатодискової, манжетно-чашкової) в діапазоні твердості від 5 до 30 одиниць за шкалою Шор А є силіконовий компаунд, а в діапазоні від 40 до 80 одиниць – поліуретан. Особливістю розробленої технології виготовлення очисних поршнів із таких матеріалів є застосування 3D моделювання для розроблення геометричних форм поршнів та 3D друку для виготовлення ливарних форм. Суцільнолиті циліндричні очисні поршні найлегше виготовляти із пінополіуретану. При цьому дно ливарної форми має бути перфорованим, а ливарну форму треба заповнювати на 60 %.

4. Збільшення жорсткості поршня за рахунок твердості матеріалу та геометричної форми сприяє зменшенню перетікань та підвищенню ефективності очищення. Найбільшою мірою твердість матеріалу на ефективність очищення впливає, коли поршень має циліндричну форму. У разі її збільшення від 5 до 80 одиниць за шкалою Шор А, об'єм залишку води в горизонтальних ділянках експериментального трубопроводу зменшувався в 6 разів від $0,0031 \text{ м}^3$ до $0,0005 \text{ м}^3$, а в понижених – у 15 разів від 15 см^3 до 1 см^3 . Втім за наявності виступів у порожнині трубопроводу збільшення жорсткості поршня призводить до збільшення кількості тимчасових зупинок у таких місцях, збільшення запоршневого тиску в момент зупинки і значного прискорення після зрушення, що супроводжується посиленням перетікань і зменшенням ефективності очищення. Для таких умов рекомендовано застосовувати поршні з підвищеною прохідною здатністю (манжетно-чашкові, багатодискові із силіконового компаунда з твердістю від 5 до 30 одиниць за шкалою Шор А) та підтримувати швидкість їх руху якомога більшою, але не більше 5 м/с .

5. Аналітичним, чисельним моделюванням та експериментально встановлено, що вигинання поршнів у відводах трубопроводів зумовлює збільшення опору їх руху (до повного заходу у відвід), збільшення величини запоршневого тиску, призводить до їх гальмування та збільшує ризик тимчасової зупинки і застрягання. Із збільшенням твердості матеріалу поршня за шкалою Шор А, а відповідно і модуля пружності, такий ефект посилюється. Манжетно-чашкові поршні з силіконового компаунда демонструють найкращу прохідність відводів за найменшої величини запоршневого тиску, проте зі збільшенням їх твердості за шкалою Шор А від 5 до 80 одиниць необхідний тиск для проходження крутовигнутих відводів збільшувався в 3,9 рази від 0,031 МПа до 0,12 МПа. Гантельні поршні також ефективно долають відводи за рахунок поєднання гнучкої центральної частини та жорсткої передньої, що зменшує контактні сили і сили тертя. Манжетно-чашкові поршні із силіконового компаунда за великих значень коефіцієнтів тертя (внутрішня стінка трубопроводу суха) та циліндричні поршні у відводах трубопроводів відокремлюються від внутрішньої стінки, що спричиняє посилення перетікання, зменшення перепаду тиску і підвищує ризик застрягання. Поліуретанові поршні мають велику жорсткість, а тому тиск у запоршневому просторі для їх проходження крутовигнутими відводами повинен бути у 2–4 рази бути більший, ніж для поршнів із силіконового компаунда.

6. Здатність очисних поршнів із пружних матеріалів проходити трійники трубопроводів, динаміка їх руху такими фасонними елементами визначається характеристиками матеріалу, з якого вони виготовлені, їх геометричною формою, величиною запоршневого тиску і напрямками потоків у трійниках. На основі результатів експериментальних досліджень побудовано схеми руху поршнів трійником трубопроводу для різних напрямів руху потоку. За найменшого запоршневого тиску (до 0,06 МПа) трійники із відгалуження у магістраль проходять манжетно-чашкові очисні поршні із силіконового компаунда завдяки гнучкості осердя та м'яким ущільнювальним елементам (манжетам та чашкам). Трійники, у яких потік із магістралі перетікає у відгалуження, здатні проходити тільки циліндричні очисні поршні при цьому відбувається інверсія їх передньої та

задньої частин. У трійниках відбувається пошкодження поршнів із пінополіуретану (виникали поперечні тріщини, відриваються окремі частини), а поршні із поліуретану застрягають. Отримані результати дають підстави для науково обґрунтованого планування маршрутів руху поршнів із гіперпружних матеріалів трубопровідними системами, які містять трійники, та дозволяють оцінювати придатність трубопровідної мережі до застосування поршнів.

Під час проходження поршнями перехідників із більшого на менший діаметр суттєво зростають контактні сили, що призводить до їх зупинки та різкого збільшення величини запоршневого тиску. Такі перешкоди здатні долати тільки силіконові манжетно-чашкові поршні за тиску в запоршневому просторі не менше 0,8 МПа. Пінополіуретанові поршні та поршні з полімерно-пружної композиції руйнуються під час проходження перехідників із більшого на менший діаметр труб.

7. Базуючись на встановлених закономірностях руху дослідних зразків очисних поршнів фасонними елементами трубопроводів, розроблено конструкції вузлів запускання/приймання поршневих засобів у трубопроводи. Запропоновано виконувати їх корпус у формі рівнопрохідного трійника та його встановлювати в місці відводу, де надземна схема прокладання трубопроводу переходить у підземну, що ефективно вирішує проблеми конструктивних обмежень (нерівнопрохідна арматура, відводи, трійники тощо) та обмеженості простору, які є характерними для надземних ділянок трубопроводів систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових і теплових мереж. Конструктивна універсальність стаціонарного вузла запускання очисних поршнів забезпечує можливість його обертання на 180° для використання в якості вузла під'єднання мобільних камер запускання очисних поршнів. Також розроблено вузол приймання і видалення очисних поршнів із трубопроводу, принцип роботи якого базується на зупинці очисного поршня у перехіднику із більшого на менший діаметр труб, що фіксується манометрами, на перекриванні трубопроводу за поршнем та видаленні поршня реверсною подачею транспортованого продукту через відгалуження трійника із сферичним краном. На вузли запускання-приймання поршнів із гіперпружних матеріалів у трубопроводи розроблено конструкторську

документацію, за якою виготовлено дослідні зразки зі скла та металу, які апробовано в лабораторних і промислових умовах.

8. Розроблено науково-методичні підходи та промислово апробовано покроковий алгоритм виконання робіт із впровадження технології внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів, що передбачає облаштування вузлів запускання та приймання очисних поршнів та методику прогресивної валідації очисного поршня. Остання полягає у послідовному запусканні тестових очисних поршнів із поступовим збільшенням жорсткості поршня, за рахунок твердості матеріалу та/або геометричної форми, що дозволяє мінімізувати ризик застрягання поршня. Кожен наступний очисний поршень треба підбирати за результатами запускання попереднього на основі аналізу зміни величини вхідного тиску під час руху поршня, оцінки стану очисного поршня після проходження трубопроводу та результатів очищення. Результати виконаних досліджень, покроковий алгоритм виконання робіт із впровадження технології внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів промислово апробовані у виробничих умовах трубопроводів систем збирання та транспортування газу газових родовищ, газових та теплових мереж і впроваджені в діяльності ГПУ "Шебелинкагазвидобування" АТ "Укргазвидобування".

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Botros K. K., Jungowski W. M., Weiss M. H. Models and methods of simulating gas pipeline blowdown. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. 1989. Vol. 67, Issue 4. P. 529–539.
2. Спосіб видалення і збору рідини з газоконденсатних свердловин та шлейфів: пат. 133078 Україна: МПК E21B43/00, E21B43/25. № u 201809817; заявл. 01.10.2018; опубл. 25.03.2019, Бюл. № 5. 5 с.
3. Pipeline Blowdown Emissions and Mitigation Options / D. Lowell, B. Jones, D. Seamonds, P. Russell // Washington, DC : M.J. Bradley & Associates LLC, 2016. 49 p.
4. Воловецький В. Б. Розроблення методів і заходів підвищення гідравлічної ефективності трубопроводів систем збирання газу виснажених родовищ : дис. докт. філ. : 185 / Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. Івано-Франківськ, 2023. 230 с.
5. Experimental results of pipeline dewatering through surfactant injection / D. Dall'Acqua, M. Benucci, F. Corvaro [and oth.] // *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2017. Vol. 159. P. 542–552.
6. Експеримент з масового застосування розчину поверхнево активних речовин на свердловинах Шебелинського родовища / А. В. Гнітко, А. В. Дьомін, В. І. Жмурков [та ін.] // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2013. Вип. XLI. С. 160–163.
7. Дослідження ефективності видалення рідини зі свердловин Шебелинського газоконденсатного родовища в залежності від концентрації поверхнево-активних речовин / А. В. Гнітко, Л. В. Воловик, А. В. Дьомін, В. І. Жмурков, С. Б. Поповиченко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2009. Вип. XXXVII. С. 186–190.
8. Foam as possible solution to pipeline affected by liquid loading / M. Bebucci, F. Corvaro, D. Dall'Acqua [and oth.] // *XX Summer school Francesco Turco*. : proceedings of conference, c. Naples, 16 September 2015 y. Naples, 2015. 7 p.

9. Очищення шлейфів свердловин від забруднень за допомогою пінних поршнів / В. С. Марінін, А. Я. Строгий, В. М. Гончаров, Л. О. Костенко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2007. Вип. XXXV. С. 141–144.

10. Спосіб видалення рідини з газоконденсатних свердловин та шлейфів: пат. 146985 Україна: МПК E21B 43/00. № u 202007168, заявл. 09.11.2020; опубл. 31.03.2021, Бюл. № 13. 5 с.

11. Спосіб руйнування піни у газорідинному потоці: пат. 146266 Україна: МПК B01D 19/02, B01D 19/04. № u 202005888, заявл. 14.09.2020; опубл. 03.02.2021; Бюл. № 5. 3 с.

12. A review of mechanical model, structure, and prospect for long-distance pipeline pig and robot / J. Zhao, J. Wang, Q. Liu, X. Luo, X. Dong // *Robotica*. 2022. Vol. 40, Issue 12. P. 4271–4307.

13. Pipeline in-line inspection method, instrumentation and data management qiuping / M. Qiuping, T. Guiyun, Z. Yanli // *Sensors*. 2021. Vol. 21, Issue 11. P. 3862–3891.

14. Терепенко Р.М. Підвищення ефективності використання механічних очисних пристроїв в газопроводах : дис. канд. техн. наук : 20.05.04 / Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2009. 147 с.

15. Пристрій для очищення внутрішньої порожнини трубопроводів: пат. 79510 Україна: МПК D08d 9/04. № 200504469, заявл. 13.05.2005; опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9. 3 с.

16. Пристрій для очищення внутрішньої порожнини трубопроводу: пат. 42771 Україна: МПК B08B 9/04. № 96114296, заявл. 20.11.96; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10. 5 с.

17. Пристрій для очищення внутрішньої поверхні трубопроводу: пат. 43493 Україна: МПК B08B 9/04. № 2000095281, заявл. 14.09.00; опубл. 17.12.01, Бюл. № 11. 3 с.

18. Грудз В. Я., Терепенко Р. М. Статистичні дослідження застрягання механічних засобів в газопроводі. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. № 4(29). С. 73–75.
19. Терепенко Р. М. Аналіз причин застрягання механічних пристроїв в газопроводі. *Вісник науковця-2009* : матеріали всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Миколаїв, 2 квітня 2009 р. Миколаїв, 2009. С. 237–238.
20. Грудз В. Я., Терепенко Р. М. Дослідження газодинамічних процесів в газопроводах, викликаних застряганням механічного пристрою. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2009. № 1(19). С. 103–105.
21. He H., Liang Z. Simulation of pigging with a brake unit in hilly gas pipeline. *Journal of applied fluid mechanics*. 2019. Vol. 12. No. 5. P. 1497–1509.
22. Грудз В. Я., Тимків Д. Ф., Михалків В. Б., Костів В. В. Обслуговування і ремонт газопроводів : монографія. Івано-Франківськ : Лілея-НВ, 2009. 711 с.
23. Numerical simulation of pigging operation through curved pipeline coupling a T-abrupt and bend drain pipe / T. Deng, J. Zhou, G. Liang [and oth.] // *Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice*. 2021. Vol. 12, Issue 1. P. 5–19.
24. Mirshamsi M., Rafeeyan M. Dynamic analysis and simulation of long pig in gas pipeline. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2015. Vol. 23. P. 294–303.
25. Hosseinalipour S., Salimi A. Numerical simulation of pig motion through gas pipelines. *Australasian Fluid Mechanics Conf.* : proceedings of 16th conference, с. Brisbane, 3–7 December 2007 у. Brisbane, Australia, 2007. P. 971–975.
26. Регулювання руху інтелектуального поршня зміною технологічної схеми лінійної дільниці / В. Я. Грудз, В. В. Бакаєв, Я. В. Грудз, Г. Розен // *Нафтова і газова промисловість*. 2001. № 1. С. 44–45.
27. Esmailzadeh F., Mowla D., Asemani M. Mathematical modeling and simulation of pigging operation in gas and liquid pipelines. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2009. Vol. 69, Issues 1–2. P. 100–106.
28. O'Donoghue A. F. On the steady motion of conventional pipeline pigs using incompressible drive media : thesis PhD / Cranfield University. Shrivenham, 1996. 167 p.

29. Azevedo L. F. A., Bracm A. M. B., Nieckele A. O., Naccxhe M. F. Simple hydrodynamic models for the prediction of pig motions in pipelines. *Offshore Technology Conf.* : proceedings of conference, c. Houston, 6–9 May 1996 y. Houston, Texas, 1996. P. 729–736.
30. Prediction of the driving force for a cup pig based on the distribution of contact stress / Y. Cao, C. Liu, H. Tian, S. Zhang // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2020. Vol. 81. P. 1–13.
31. The blockage risk in the elbow of the bi-directional pig used for submarine pipeline based on the modified burgers-frenkel (Mb-F) model / L. Chang, C. Yuguang, C. Jinzhong // *Ocean Engineering*. 2022. Vol. 268. P. 1–29.
32. Hendrix M. H. W., Heijer A. D, Breugem W. P., Henkes R. A. W. M. Frictional forces during pigging of multiphase pipelines. *Multiphase Technology* : proceedings of 10th North American Conference, c. Banff, 8–10 June 2016 y. Banff, Canada, 2016. P. 23–25.
33. Frictional behaviors of rough soft contact on wet and dry pipeline surfaces: With application to deepwater pipelaying / G. Tan, D. Wang, S. Liu [and oth.] // *Science China Technological Sciences*. 2013. Vol. 56, Issue 12. P. 3024–3032.
34. Грудз В. Я., Капцов І. І., Дорошенко Я. В. Стендові експериментальні дослідження динаміки руху поршня в трубопроводі. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2005. № 4. С. 95–98.
35. Zhu X., Wang W., Zhang S., Wang C. The pig gravity impact on its frictional force in oil and gas pipeline. *Ocean and Polar Engineering* : proceedings of 27th International conference, c. San Francisco, 25–30 June 2017 y. San Francisco, 2017. P. 140–144.
36. Cleaning device of a pressure-type pipeline for launching and receiving a pig accurately: KR100761368 Republic of Korea: IPC B08B 9/04, F16L 55/26, F16L 101/12, B08B 9/027. № 1020070045906, Application Date 11.05.2007; Publication Date 18.09.2007. 1 p.

37. Пристрій для запуску внутрішньотрубного засобу: пат. 88091 Україна: МПК F17D 3/00, F17D 5/08. № 201309365, заявл. 26.07.2013; опубл. 25.02.2014; Бюл. № 4. 6 с.

38. Пристрій для очистки трубопроводу: пат. 34009 Україна: МПК B08B9/04. № 99052665, заявл. 13.05.1999; опубл. 15.02.2001, Бюл. № 1. 4 с.

39. The skid-mounted pipeline cleaning and ball receiving and serving barrel device: CN202411055 China: IPC B08B 9/057. № 201120529780.0, Application Date 16.12.2011; Publication Date 05.09.2012. 1 p.

40. Development of foam-breaking measures after removing liquid contamination from wells and flowlines by using surface-active substances / V. B. Volovetskyi, Ya. V. Doroshenko, S. M. Stetsiuk, S. V. Matkivskyi, O. M. Shchyrba, Y. M. Femiak, G. M. Kogut // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2022. Vol. 114, Issue 2. P. 67–80.

41. Development of methods for predicting hydrate formation in gas storage facilities and measures for their prevention and elimination / V. B. Volovetskyi, Ya. V. Doroshenko, S. V. Matkivskyi, P. M. Raiter, O. M. Shchyrba, S. M. Stetsiuk, H. Ya. Protsiuk // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2023. Vol. 117, Issue 1. P. 25–41.

42. Голубенко В. П., Стецюк С. М., Філіпчук О. О. Аналіз методик визначення втрат газу під час продувань шлейфів і свердловин для видалення рідинних накопичень. *Нафтогазова енергетика*. 2023. № 1(39). С. 24–35.

43. Перспективи та проблемні питання становлення і розвитку водневої енергетики в Україні / Я. В. Дорошенко, М. О. Карпаш, С. М. Стецюк, Р. М. Бабельський, В. Б. Воловецький // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. № 1(82). С. 7–33.

44. Використання виробничого потенціалу ПАТ «Укргазвидобування» для нарощування власного видобутку газу та конденсату (на прикладі реконструкції Червонодонецької ДКС) / Ю. П. Колбушкін, О. М. Гордієнко, Ю. Л. Фесенко, С. В. Кривуля, В. В. Марущенко, Н. М. Андріїшин, С. М. Стецюк // *Нафтогазова галузь України*. 2018. № 3. С. 3–10.

45. Застосування технології вилучення рідини з газопроводу під тиском за допомогою з'ємного дренажного пристрою / Р. В. Шимановський, С. М. Стецюк, В. А. Коляденко, І. О. Шапар, Д. В. Усіченко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2020. Вип. XLVIII. С. 112–117.

46. Stetsiuk S., Dobrunov D., Romanova V. Optimization of flowing pressures and flow assurance in the gas gathering system by flowlines disconnection at Efremivske gas-condensate field, “Ukrigasvydobuvannya”, JSC. *Питання розвитку газової промисловості України*. 2019. Вип. XLVII. С. 174–180.

47. Особливості конструкції свердловин на родовищах, що знаходяться на завершальній стадії розробки / С. М. Демченко, А. А. Лиско, Ю. І. Мілютенко, С. М. Стецюк, О. Ю. Чайковська // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2013. Вип. XLI. С. 74–79.

48. Процків Р. І., Стецюк С. М., Бобрук О. В. Програмно-інформаційний комплекс об'єктів Юльївського, Перещепінського та Краснокутського газоконденсатного родовищ. *Питання розвитку газової промисловості України*. 2012. Вип. XL. С. 275–280.

49. Оцінка стійкості роботи газоконденсатних свердловин на прикладі Більського родовища / С. В. Булка, В. В. Соболев, С. М. Стецюк, Н. С. Вакуленко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2010. Вип. XXXVIII. С. 151–155.

50. Програмний комплекс GazStrum як вітчизняна альтернатива інженерного методу розрахунку двофазних потоків / С. М. Стецюк, І. І. Капцов, О. В. Бобрук, В. В. Соболев // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2009. Вип. XXXVII. С. 280–287.

51. Нарощування обсягів власного видобутку вуглеводневої сировини ДК «Укргазвидобування» – запорука енергетичної безпеки держави / М. І. Мачужак, С. О. Паюк, С. В. Кривуля, С. М. Стецюк, Т. М. Галко, В. В. Аксьонов // *Стан, проблеми та перспективи нафтогазової промисловості України: матеріали Міжнародної науково-практичної конф., м. Борислав, 7–9 вересня 2012 р. Львів, 2012.* – С. 22.

52. Analytical study of frictional interaction of elastic cleaning pig with pipeline wall / S. M. Stetsiuk, I. P. Shatskyi, Ya. V. Doroshenko, A. S. Velychkovych // *Archives of Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 129, Issue 2. P. 67–76.

53. Numerical and laboratory experimental analysis of the movement of silicone cleaning pigs through 90-degree bends pipe / S. M. Stetsiuk, Ya. V. Doroshenko, O. O. Filipchuk, Z. V. Daniv, V. B. Volovetskyi // *Archives of Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 126, Issue 2. P. 65–77.

54. Стецюк С. М., Шацький І. П., Дорошенко Я. В., Величкович А. С. Про фрикційну взаємодію деформівного поршня зі стінкою трубопроводу. *Математичні проблеми механіки неоднорідних структур* : зб. наук. пр. 11-ї Міжнар. наук. конф., м. Львів, 24–26 вересня 2024 р. Львів, 2024. С. 141.

55. Стецюк С. М., Дорошенко Я. В., Шацький І. П., Величкович А. С. Теоретико-експериментальне дослідження руху очисного поршня у звуженій ділянці трубопроводу. *Математичні проблеми технічної механіки – 2024* : матеріали Міжнар. наук. конф., м. Дніпро, 17–19 вересня 2024 р. Дніпро, 2024. С. 194–195.

56. Шацький І. П., Стецюк С. М., Величкович А. С., Дорошенко Я. В. Роль поперечного обтиснення в задачі просування стержня у криволінійному каналі. *Механіка: сучасність і перспективи – 2024* : матеріали доп. Міжнар. наук. конф., м. Київ, 7–11 жовт. 2024 р. Київ, 2024. С. 129.

57. Стецюк С. М. Експериментальні дослідження ефективності очищення внутрішньої порожнини трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів. *Нафтогазова енергетика*. 2022. № 2(38). С. 62–75.

58. Дослідження впливу геометричної форми та матеріалу поршнів на ефективність очищення трубопроводів / С. М. Стецюк, Я. В. Дорошенко, Р. В. Бондаренко, О. О. Філіпчук, Ю. І. Дорошенко // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. № 4(89). С. 26–43.

59. Технології безтраншейної реновації трубопровідних систем / Я. В. Дорошенко, С. М. Стецюк, Р. В. Бондаренко, З. В. Данів // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. № 2(87). С. 17–32.

60. Обґрунтування доцільності оптимізації робочих тисків з використанням спеціалізованого програмного комплексу PipeSim / М. І. Братах, Р. В. Шимановський, С. М. Стецюк, В. П. Голубенко, Д. В. Усіченко, В. А. Романова // *Нафтогазова галузь України*. 2019. № 3. С. 36–41.

61. Сучасні технології будівництва промислових газонафтопроводів / Я. В. Дорошенко, В. А. Кучерявий, Н. М. Андрієшин, С. М. Стецюк, Ю. М. Левкович // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2019. № 3(72). С. 19–31.

62. Стецюк С. М. Оцінка впливу дотичних напружень та їх пульсацій на пропускну здатність газопроводу // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. № 2(47). С. 72–78.

63. Стецюк С.М. Дослідження локального газовмісту в промислових газопроводах під час транспортування газорідинних сумішей. *Проблеми нафтогазової промисловості: зб. наук праць*. 2012. Вип. 10. С. 332–339.

64. Стецюк С. М., Дорошенко Я. В. Експериментальне визначення ефективності застосування поршнів із гіперпружних матеріалів для очищення трубопроводів. *Modern methods of solving scientific problems of reality : proc. XXXV Intern. sci. and pract. conf., c. Varna, 05–08 September 2023 y. Varna, Bulgaria*. 2023. P. 178–180.

65. Hryhorskiy S., Zapukhliak V., Ivanov O., Doroshenko Y., Stetsiuk S. Results of experimental studies of the dynamics of movement of a cleaning piston made of hyperelastic material for displacing liquid plugs. *Scientific review of the actual events, achievements and problems : proceedings of the II International scientific and theoretical conf., c. Berlin, 31 May 2024. Berlin, 2024*. P. 129–131.

66. Стецюк С., Дорошенко Я. Розроблення заходів із підвищення ефективності експлуатування трубопроводів систем збирання газу газових родовищ. *Тридцять четверта наукова сесія наукового товариства ім. Шевченка : програма, м. Івано-Франківськ, 01–17 березня 2023 р. Івано-Франківськ, 2023*. С. 20.

67. Дорошенко Я., Стецюк С. Розроблення технологічної послідовності валідації очисного поршня для трубопровідних систем збору та підготовки газу газових родовищ, мереж газо- і теплопостачання. *Сталий розвиток: виклики та реалії здійснення (Україна-світ):* збірн. матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конф. здобувачів і молодих вчених, м. Івано-Франківськ, 22 травня 2024 р. Івано-Франківськ, 2024. С. 10–12.

68. Стецюк С. М. Дослідження динаміки руху очисних поршнів шлейфами свердловин газових родовищ. *Стратегічні орієнтири сталого розвитку в Україні та світі* : збірн. тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конф. молодих учених, м. Чернігів, 21 квітня 2023 р. Чернігів, 2023 – С. 43–45.

69. Дорошенко Я. В., Стецюк С.М., Філіпчук О.О. Дослідження впливу геометричної форми поршнів на ефективність очищення трубопроводів. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ІТММ 2024:* матеріали Міжнар. наук.-технічн. конф., м. Дніпро, 10–11 квітня 2024 р. Дніпро, 2024. С. 358–362.

70. Стецюк С. М., Дорошенко Я. В. Розроблення технологій очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору газу газових родовищ для запобігання викидів парникових газів в атмосферу. *Сталий розвиток: захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування:* зб. матер. IX Міжнар. молодіжного конгресу, м. Львів, 28–29 березня 2024 р. Київ, 2024. С. 33.

71. Experimental studies on the dynamics of the movement of cleaning pigs through tee pipe fittings / S. Stetsiuk, R. Bondarenko, Y. Doroshenko, V. Holubenko // *Strojnícky časopis – Journal of Mechanical Engineering*. 2024. Vol. 74, Issue 1. P. 9–24.

72. Experimental investigation of the movement patterns and deformation of the pigs when passing through a pipe elbow and reducer / S. M. Stetsiuk, Ya. V. Doroshenko, Yu. I. Doroshenko, O. O. Filipchuk, V. Ya. Grudz // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2024. Vol. 124, Issue 2. P. 49–64.

73. Investigation on the dynamics of movement of cylindrical cleaning pigs through the bends of pipeline systems for fluid transportation / S. Stetsiuk, Y.

Doroshenko, R. Bondarenko, O. Filipchuk, V. Volovetskyi // *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 2024. Vol. 123. P. 303–317.

74. Стецюк С. М. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів відводами і перехідниками трубопроводів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. № 4(85). С. 28–42.

75. Стецюк С. М. Деформації та закономірності руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів рівнопрохідними трійниками трубопроводів // *Нафтогазова енергетика*. 2024. № 2(42). С. 17–29.

76. Дорошенко Я. В., Стецюк С. М., Іванов О. В., Філіпчук О. О. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів фасонними елементами трубопроводів. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС–2024)* : матеріали тез доповідей XIV Міжнар. науково-практичної конф., м. Чернігів, 23–24 травня 2024 р. Чернігів, 2024. Т. 2. С. 207–208.

77. Стецюк С., Дорошенко Я. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів фасонними елементами трубопроводів. *Тридцять п'ятої наукової сесії наукового товариства ім. Шевченка* : програма, м. Івано-Франківськ, 04–23 березня 2024 р. Івано-Франківськ, 2024. С. 24.

78. Дорошенко Я. В., Стецюк С. М. Спорудження магістральних трубопроводів: лабораторний практикум. Івано–Франківськ : ІФНТУНГ, 2023. 66 с.

79. Стецюк С. М. Розроблення конструктивних рішень із обладнання трубопровідних систем вузлами запускання та приймання очисних поршнів // *Нафтогазова енергетика*. 2023. № 2(40). С. 53–65.

80. Камера приймання внутрішньотрубних засобів: пат. 154878 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302784; заявл. 08.06.2023; опубл. 27.12.2023, Бюл. № 52. 3 с.

81. Пристрій для запускання внутрішньотрубних засобів у трубопроводі: пат. 154881 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302895; заявл. 15.06.2023; опубл. 27.12.2023, Бюл. № 52. 3 с.

82. Універсальний пристрій запускання внутрішньотрубних засобів у трубопровід: пат. 155222 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302780; заявл. 08.06.2023; опубл. 31.01.2024, Бюл. № 5. 6 с.

83. Пристрій для приймання та видалення очисних поршнів із трубопроводу: пат. 158002 Україна: МПК В08В9/04, В65G51/00. № у 202402991; заявл. 06.06.2024; опубл. 18.12.2024, Бюл. № 51/2024. 3 с.

84. Grandhe S., Alfay M. Dewatering pigging frequency for oil & gas pipelines modified approach. *Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference : proceedings of conference*, с. Abu Dhabi, 10–13 November 2014 p. Abu Dhabi, 2014. P. 1–3.

85. Boyun G., Xinghui L., Xuehao T. Petroleum production engineering, second edition : Gulf Professional Publishing, 2017. 780 p. ISBN 978-0-12-809374-0.

86. Rastogi A., Fan Y. Experimental and modeling study of onset of liquid accumulation. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2020. Vol. 73. P. 1–33.

87. Numerical investigation on erosion wear and strength of main gas pipelines bends / Y. Doroshenko, G. Kogut, I. Rybitskyi [and oth.] // *Physics and Chemistry of Solid State*. 2021. Vol. 22, Issue 3. P. 551–560.

88. Experimental studies of efficient wells completion in depleted gas condensate fields by using foams / V. Volovetskyi, Y. Doroshenko, O. Karpash [and oth.] // *Strojnícky časopis - Journal of Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 72, Issue 2. P. 219–238.

89. Prediction model of critical liquid-carrying gas velocity for high gas-to-liquid ratio gathering pipelines / R. Ma, T. Ma, J. Kang [and oth.] // *Journal of Pipeline Science and Engineering*. 2022. Vol. 3, Issue 1. P. 1–8.

90. Yaqub M. W., Rusli R., Pendyala R. Experimental study on gas-liquid-liquid three-phase flow patterns and the resultant pressure drop in a horizontal pipe upstream of the 90° bend. *Chemical Engineering Science*. 2020. Vol. 226, Issue 1. P. 1–16.

91. Developing measures to eliminate of hydrate formation in underground gas storages / V. Volovetskyi, Y. Doroshenko, A. Bugai [and oth.] // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2022. Vol. 111, Issue 2. P. 64–77.

92. He G., Li Y., Wang B., Lin M., Liang Y. Gas-liquid stratified flow in pipeline with phase change. *InTech*, 2018. 89 p.
93. Liu W., Jiang S., Li H. Experimental study of liquid-carrying by swirling flow in a U-shaped tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2022. Vol. 130, Issue 1.
94. Towards gas hydrate-free pipelines: A comprehensive review of gas hydrate inhibition techniques / S. Elhenawy, M. Khraisheh, F. Almomani [and oth.] // *Energies*. 2022. Vol. 15, Issue 22. P. 1–44.
- 95 Hamami B., Ullmann A., Brauner N. Liquid displacement from lower section of hilly-terrain natural gas pipelines. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2020. Vol. 73.
96. Corrosion prediction in high-sulfur low-pressure vent pipelines based on wall liquid phase aggregation and droplet erosion / X. Peng, Y. Liao, J. Gong, J. Shen // *Case Studies in Construction Materials*. 2024. Vol. 20. P. 1–17.
97. Resilience of natural gas pipeline system: A review and outlook / Z. Yang, Q. Xiang, Y. He [and oth.] // *Energies*. 2023. Vol. 16, Issue 17. P. 1–19.
- 98 Analytical model of interaction of an oil pipeline with a support of an overpass built in a mountainous area / M. Dutkiewicz, A. Velychkovych, A. Andrusyak [and oth.] // *Energies*. Vol. 16, Issue 11. P. 1–18.
- 99 Azzam M. Failure analysis of pipelines in the oil and gas industry : pipeline engineering – design, failure, and management. London : IntechOpen, 2023.
100. Stress analysis in damaged pipeline with composite coating / S. Elhenawy, M. Khraisheh, F. Almomani [and oth.] // *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, Issue 22. P. 1–14.
101. Shats'kyi I. P., Struk A. B. Stressed state of pipeline in zones of soil local fracture. *Strength of Materials*. 2009. Vol. 41, Issue 5. P. 548–553.
102. Mechanical properties of buried gas pipeline under traffic loads / J. Zhang, X. Gu, Y. Zhou [and oth.] // *Processes*. 2023. Vol. 11, Issue 11. P. 1–13.
- 103 Kryzhanivs'kyi E. I., Rudko V. P., Shats'kyi I. P. Estimation of admissible loads upon a pipeline in the zone of sliding ground. *Materials Science*. 2004. Vol. 40, Issue 4. P. 547–551.

104 Shatskyi I., Makoviichuk M., Vaskovkyi M. Transversal straining of pressurized pipeline caused by vibration of damaged foundation. *Springer Proceedings in Mathematics & Statistics*. 2024. Vol. 453. P. 501–508.

105. Effective risk detection for natural gas pipelines using low-resolution satellite images / D. Ochs, K. Wiertz, S. Bußmann [and oth.] // *Remote Sensing*. 2024 Vol. 16. Issue 2. P. 1–13.

106. A scoping review of pipeline maintenance methodologies based on Industry 4.0 / J. Naranjo, G. Caiza, R. Velastegui [and oth.] // *Sustainability*. 2022, Vol. 14, Issue 24. P. 1–22.

107. Entaban A., Ismail A., Jambari M., Ting P., Amin K., Ping C., Zou S., Spronsen G. By-Pass pigging - A 'simple' technology with significant business impact. *International Petroleum Technology Conference* : proceedings of conference, c. Beijing, 26–28 March 2013 y. Beijing, China, 2013. P. 3666–3671.

108. Hiltcher G., Mhlthaler W., Smits J. Industrial Pigging Technology. Weinheim : Wolfgang Mühlthaler, Jörg Smits Copyright, 2003. 352 p. ISBN 3-527-30635-8.

109. Wang Q., Sarica C., Volk M. An experimental study on wax removal in pipes with oil flow. *Journal of Energy Resources Technology*. 2008. Vol. 130, Issue 4. P. 11–15.

110. Study on wax removal during pipeline-pigging operations / L. Weidong, H. Qiyu, W. Wenda [and oth.] // *SPE Prod & Oper*. Vol. 34, Issue 01. P. 216–231.

111. Zaichenko S., Bielokha H. Methods and means of cleaning main gas and oil pipelines. *Systems, Decision and Control in Energy VI*. 2024. Vol. I. P. 267–285.

112. Talbizadeh A., Keshtkar M. Numerical and experimental study on a bypass pig motion in oil transmission pipeline: a case study. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2020. Vol. 10. P. 3007–3023.

113. Quarini J. Shire S. A review of fluid-driven pipeline pigs and their applications. *Journal of Process Mechanical Engineering*. 2007. Vol. 221, Issue 1. P. 1–10.

114. Davidson R. An introduction to pipeline pigging. Calgary : Pigging Products & Services Association, 2002. 10 p.

115. <https://pdf.directindustry.com/pdf/petrosystem/separation-batching-pig/63632-652087.html>

116. Beuker T., Brockhaus S., Ahlbrink R., McGee M. Addressing challenging environments—Advanced in-line inspection solutions for gas pipelines. *World Gas Conf.* : proceedings of 24th conference. c. Buenos Aires, 5–9 October 2009 y. Buenos Aires, 2009. P. 1–12.

117. PIG [Pipe inspection gauge]: An artificial dustman for cross country pipelines / D. Mishra, K. Agrawal, A. Abbas [and oth.] // *Procedia Computer Science*. 2019. Vol 152, Issue C. P. 333–340.

118. Zareek S. Intelligent pig launcher : project dissertation : Mechanical Engineering Programme / Universiti Teknologi Petronas. Tronoh, Perak, 2004. 85 p.

119. Parlak B. O., Yavasoglu H. A. A comprehensive analysis of in-line inspection tools and technologies for steel oil and gas pipelines. *Sustainability*. 2023. Vol. 15, Issue 3. P. 2783–2808.

120. A novel ACFM probe for oil and gas pipe in-line inspection / Y. Feng, F. Yang, L. Zhang [and oth.] // *Energy Reports*. 2021. Vol. 7. P. 1594–1600.

121. Ruiz M., Mujica L.E., Quintero M., Quintero S., Florez J. In-line inspection of pipelines by using a smart Pig (ITION) and multivariate statistical analysis. *International Workshop on Structural Health Monitoring* : proceedings of 10th conference. c. Stanford, 1–3 September 2015 y. Stanford, 2015. P. 1–8.

122. Пристрій для локалізації місця течі в трубопроводі: пат. 65280 А Україна: МПК F16L55/10. № 2003076093; заявл. 01.07.03; опубл. 15.03.04, Бюл. № 3. 3 с.

123. Пристрій для перекриття дефектної ділянки діючого трубопроводу: пат. 6370 U Україна: МПК F16L55/18. № 20040605146; заявл. 29.06.04; опубл. 16.05.05, Бюл. № 5. 3 с.

124. Дорошенко Я. В. Розробка методів локалізації пошкоджень газопроводу для проведення ремонтних робіт : дис. канд. техн. наук : 05.15.13 / Івано-

Франківський національний технічний університет нафти і газу. Івано-Франківськ, 2006. 156 с.

125. Razvarz S., Jafari R., Gegov A. A Review on different pipeline defect detection techniques. *Flow Modelling and Control in Pipeline Systems*. 2021. Vol. 321. P. 25–57.

126. An improved solution to flow assurance in natural gas pipeline enabled by a novel self-regulated bypass pig prototype: An experimental and numerical study. / J. Chen, X. Luo, L. He [and oth.] // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2022. Vol. 107. Issue 12.

127. Грудз В. Я., Слободян Н. Б. Підвищення ефективності очистки газопроводів шляхом регулювання швидкості руху очисних пристроїв. *Нафтогазова енергетика*. 2020. № 1(33). С. 29–35.

128. <https://enggyclopedia.com/2011/07/pipe-pigs/>

129. <https://www.ppsa-online.com/about-pigs>

130. <https://www.tdwilliamson.com/solutions/integrated-pigging/pipeline-pigs>

131. <https://pigsforpipeline.com/>

132. <https://pro-kote.com/pigging-systems/>

133. <https://bcd-limpezasindustriais.pt/wp/>

134. Трубопровідний транспорт газу / М. П. Ковалко, В. Я. Грудз, В. Б. Михалків [та ін.]. Київ : АренаЕКО, 2002. 600 с.

135. Tiratsoo J. N. H. Pipeline Pigging Technology, second edition : Gulf Professional Publishing, 1991. 480 p. ISBN 090-13-6024-4.

136. Borregales M., Ensalzado R., Asuaje M. CFD analysis of phenomena attributed to pigging run in a pipeline. *ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE 2014 : proceedings of Congress & Exposition*. с. Montreal, 14–20 November 2014 y. Montreal, Canada, 2014. P. 1–9.

137. Naeini H. S., Soorgee M. H. Experimental investigation on sphere pig movement in multiple thickness pipe. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2021. Vol. 95. P. 1–10.

138. <https://lokamanggalapt.com/brand/knapp/urethane-foam-pigs/>

139. <https://girardindustries.com/spheres.php>
140. <https://pigsunlimited.com/pipeline-pigs/foam-pigs/foam-spheres>
141. <https://pigsunlimited.com/pipeline-pigs/solid-cast-pigs/urethane-spheres>
142. https://www.polyeurope.com/site/dbimages/shop/brochures/5_Brochure_Poly_Foam_Pigs.pdf
143. <https://www.apachepipe.com/wp-content/uploads/2018/01/5-Foam-Pigs.pdf>
144. <https://www.apachepipe.com/pipeline-pigs/provex-fd-pig-2-42/>
145. <https://www.pipepigs.com/foam-pigs.php>
146. <https://pigsunlimited.com/pipeline-pigs/foam-pigs/bare-foam-pigs>
147. <https://polypigproducts.com/pigging-products/foam-pigs>
148. <https://www.scribd.com/document/336680771/Cleaning-Pig-Designs-and-Applications>
149. <https://www.inlineservices.com/product/foam-disc-pig/>
150. <https://pigsunlimited.com/pipeline-pigs/foam-pigs>
151. <https://www.cross.com.gr/wp-content/uploads/2021/01/Pigging-equipment.pdf>
152. <https://pigsunlimited.com/pipeline-pigs/steel-mandrel-pigs>
153. https://www.apachepipe.com/wp-content/uploads/2021/02/2-Steel-Mandrel-Pigs_Full.pdf
154. <https://girardindustries.com/mandrel-pigs.php>
155. <https://pigsunlimited.com/pipeline-pigs/solid-cast-pigs/solid-cast-utility-pigs>
156. <https://www.inlineservices.com/uni-series-cast-urethane-pigs/>
157. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ / Р. М. Кондрат, А. В. Угриновський, В. С. Петришак, Т. С. Сапожкова // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. № 3(48). С. 48–61.
158. <https://www.alchemy-oil.com/products-list/gel-pigs/>
159. В'язко пружний очисний поршень: пат. 78315 Україна: МПК В08В 9/04, С09К 8/52. № u201211740; заявл. 11.10.2012; опубл. 11.03.2013; Бюл. № 5. 2 с.
160. Дослідно-промислові випробування технології очищення внутрішньої порожнини шлейфів свердловин Хідновицького газового родовища / Р.М. Кондрат,

А.В. Угриновський, О.С. Сендега, [та ін.] // *Науковий вісник Національного гірничого університету*. 2018. № 1. С. 12–19.

161. Угриновський А. В. Удосконалення технології інтенсифікації роботи низьконапірних газових і газоконденсатних свердловин за наявності рідини в продукції : дис. канд. техн. наук : 05.15.06 / Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 175 с.

162. Дослідження інноваційних методів очищення шлейфів газових і газоконденсатних родовищ: звіт про науково-дослідну роботу. Харків: УкрНДІгаз, 2013. 125 с.

163. Спосіб очистки внутрішньої порожнини трубопроводу: пат. 94194 Україна: МПК В08В 9/02. № у 2013 15179; заявл. 24.12.2013; опубл. 10.11.2014; Бюл. № 21. 3 с.

164. Спосіб приготування в'язко-пружного поршня для очищення внутрішньої порожнини трубопроводу: пат. 153432 Україна: МПК В08В 9/04, В08В 9/055. № у 2022 04761; заявл. 14.12.2022; опубл. 05.07.2023; Бюл. № 27. 2 с.

165. McDonald A., Baker O. Multiphase Flow in (Gas) Pipelines. *Oil and Gas Journal*. 1964. № 62(24). Р. 68–71.

166. Barua S. An experimental verification and modification of the McDonald and Baker pigging model for horizontal flow : Ph. D. : University of Tulsa. Oklahoma, 1982. 178 p.

167. Грудз В. Я., Слободян Н. Б. Підвищення ефективності очищення газопроводів від рідинних забруднень. *Нафтогазова енергетика*. 2020. № 1(33). С. 49–54.

168. Грудз Я. В., Мельницька Л. І. Нестационарні процеси в газопроводі під час руху механічних пристроїв. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2016. № 1(58). С. 76–81.

169. Грудз В. Я., Тутко Т. Ф., Дубей О. Я. Сили інерції очисного поршня при проходженні ним відкритої ділянки магістрального газопроводу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2021. № 2(79). С. 43–51.

170. Математичне моделювання руху інтелектуального поршня по газопроводу / В. Я. Грудз, В. В. Бакаєв, Я. В. Грудз, Г. Розен // *Нафтова і газова промисловість*. 2000. № 2(79). С.29–30.

171. Грудз Я. В. Розробка методів регулювання режиму роботи газопроводів в процесі їх діагностування інтелектуальними поршнями : дис. канд. техн. наук : 05.15.13 / Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу. Івано-Франківськ, 2001. 126 с.

172. Esmaeilzadeh F., Mowla D., Asemani M. Modeling of pig operations in natural gas and liquid pipeline. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition* : proceedings of conference. с. San Antonio, 24–27 September 2006 y. San Antonio, Texas, 2006. P. 1–4.

173. Botros K., Golshan H. Dynamics of PIG motion in gas pipeline. *AGA – Operations Conference & Biennial Exhibition* : proceedings of conference. с. Pittsburgh, 15–18 September 2009 y. Pittsburgh, Pennsylvania, 2009. P. 1–3.

174. Botros K., Golshan H. Field validation of a dynamic model for an MFL ILI tool in gas pipelines. *International Pipeline Conference - IPC2010* : proceedings of 8th International conference. с. Calgary, 27 October 2010 y. Calgary, Alberta, Canada, 2010. P. 1–3.

175. Nguyen T. T., Kim D. K., Rho Y. W., Kim S. B. Dynamic modeling and its analysis for PIG flow through curved section in natural gas pipeline. *IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation* : proceedings of International symposium. с. Banff, 29 July – 01 August 2001 y. Banff, Alberta, Canada, 2001. P. 492–497.

176. Modeling and simulation for pig flow control in natural gas pipeline / T. T. Nguyen, S. B. Kim, H. R. Yoo, Y. W. Rho // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2001. Vol. 15, Issue 8. P. 1165–1173.

177. Chaudhry M. H. Applied hydraulic transients, second edition. New York : Van Nostrand Reinhold, 1987. 503 p. ISBN 0442215142.

178. Streeter W. Compressible flow in pipes. McGraw Hill, 1978. 609 p.

179. Ke S. L., Ti H. C. Transient analysis of isothermal gas flow in pipeline network. *Chemical Engineering Journal*. 2000. Vol. 76, Issue 2. P. 169–177.
180. Durali M., Fazeli A., Nabi A. Investigation of dynamics and vibration of PIG in oil and gas pipelines. *ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition : proceedings of Congress and Exposition*. c. Seattle, 11–15 November 2007 y. Seattle, Washington, USA, 2007. P. 2015–2024.
181. Szoplik J. The gas transportation in a pipeline network. *Advances in natural gas technology*. 2012. April. P. 339–358.
182. Swamee P. K., Jain A. K. Accurate explicit equation for friction factor. *Journal of the Hydraulics Division*. 1976. Vol. 102, Issue 5. P. 674–677.
183. Thorley A. R. D., Tiley C. H. Unsteady and transient flow of compressible fluids in pipelines – a review of theoretical and some experimental studies. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 1987. Vol. 8, Issue 1. P. 3–15.
184. Helgaker J., Ytrehus T. Coupling between continuity/momentum and energy equation in 1D gas flow. *Energy Procedia*. 2012. Vol. 26. P. 82–89.
185. Azevedo L. F. A., Braga A. M. B., Nieckele A. O., Souza P.R. Simulating pipeline pigging operations, 3rd Edn. Houston, TX : Clarion Technical Publishers, 2003. 107 p.
186. Nieckele A. O., Braga A. M. B., Azevedo L. F. A. Transient pig motion through non-isothermal gas and liquid pipelines. *2000 3rd International Pipeline Conference : proceedings of 3rd International conference*. c. Calgary, 1–5 October 2000 y. Calgary, Alberta, Canada, 2000. P. 611–618.
187. Davoudi M., Heidari Y., Mansoori S. Field experience and evaluation of the South Pars sea line pigging, based on dynamic simulations. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2014. Vol. 18. P. 210–218.
188. Modeling and simulation on speed prediction of bypass pipeline inspection gauge in medium of water and crude oil / Z. Zhang, Y. Yang, J. Hou, Y. Gong // *Measurement and Control (United Kingdom)*. 2020. Vol. 53, Issue 9–10. P. 1851–1860.

189. Probing tribological properties of waxy oil in pipeline pigging with fluorescence technique / G. B. Tan, D. G. Wang, S. H. Liu, S. W. Zhang // *Tribology International*. 2014. Vol. 71. P. 26–37.
190. Tolmasquim S. T., Nieckele A. O. Design and control of pig operations through pipelines. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2008. Vol. 62, Issue 3–4. P. 102–110.
191. Hendrix M. H. W., Graafland C. M., van Ostayen, R. A. J. Frictional forces for disc-type pigging of pipelines. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2018. Vol. 171. P. 905–918.
192. A novel method for analyzing the driving force of the bi directional pig based on the four-element model / C. Liu, Y. Cao, H. Tian, S. Ma // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. 2021. Vol. 190.
193. Prediction of the driving force for the bidirectional pig based on the Cantilever-Kelvin combination model / Y-G. Cao, L. Zhang, C. Liu [and oth.] // *Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice*. 2021. Vol. 12, Issue 2.
194. Budynas R. G., Nisbett J. K. Shigley's mechanical design engineering, 9 ed. New York : McGraw-Hill Education, 2011. 300 p.
195. Nshuti R. F. Dynamic analysis and numerical simulation of PIG motion in pipeline department of mechanical design engineering : Master's Thesis : Engineering in Mechanical Design Engineering / Graduate School, Chonnam National University. Gwangju, 2016. 58 p.
196. Numerical study of being forced leather cap type pig in straight gas pipeline / L. Chen, Y. Li, X. Chen [and oth.] // *The Open Civil Engineering Journal*. 2016. Vol. 10. P. 141–148.
197. Souza L., Silva B., Andrade B. Analysis of contact forces acting upon pipeline pigs. *International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)* : proceedings of 22nd International congress. c. Ribeirão Preto, 3–7 November 2013 y. Ribeirão Preto, Brazil, 2013. P. 9776–9784.

198. Dynamic characteristics of the pipeline inspection gauge under girth weld excitation in submarine pipeline / H. Zhang, M. Gao, B. Tang [and oth.] // *Petroleum Science*. 2022. Vol. 19, Issue 2. P. 774–788.
199. Numerical simulation of contact force on bi-directional pig in gas pipeline: at the early stage of pigging / X. Zhu, S. Zhang, X. Li [and oth.] // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2015. Vol. 23. P. 127–138.
200. Xu X., Gong J. Pigging simulation for horizontal gas-condensate pipelines with low liquid loading. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2005. Vol. 48, Issues 3–4. P. 272–280.
201. Measurement and analysis of friction and dynamic characteristics of PIG's sealing disc passing through girth weld in oil and gas pipeline / H. Zhang, S Zhang, S Liu [and oth.] // *Measurement*. 2015. Vol. 64. P. 112–122.
202. Settlement analysis of viscoelastic foundation under vertical line load using a fractional Kelvin-Voigt model / H. Zhu, L. Liu, H. Pei, B. Shi [and oth.] // *Geomechanics and Engineering*. 2012. Vol. 4. P. 67–78.
203. Hendrix M. H. W., den Heijer A., Breugem W-P, Henkes R. A. W. M. Frictional forces during pigging of multiphase pipelines. *North American Conference on Multiphase Technology* : proceedings of 10th conference. c. Banff, 8–10 June 2016 y. Banff, Canada, 2016. P. 1–8.
204. Experimental research on the contact force of the bi-directional pig in oil and gas pipeline / X. Zhu, C. Fu, Y. Wang, S. Zhang // *Petroleum Science*. 2023. Vol. 20, Issue 1. P. 474–481.
205. Measurement and evaluation on contact stress at the rubber contact interface / S. Wang, X. Yao, H. Yang, S. Huang // *Measurement*. 2019. Vol. 146. P. 856–867.
206. Comparison of linear and nonlinear simulations of bidirectional pig contact forces in gas pipelines / X. Zhu, D. Wang, H. Yeung [and oth.] // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2015. Vol. 27. P. 151–157.
207. Tribological Exploration on Pigging System using Computational Simulation / A. Jefri, F. Januddi, A. Bakri [and oth.] // *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE)*. 2020. Vol. 9, Issue 3. P. 2722–2725.

208. Mechanical properties analysis of sealing disc for straight plate pig during pigging / N. Li, L. Chen, J. Zhang [and oth.] // *Rev. T c. Ing. Univ. Zulia*. 2015. Vol. 38. P. 12–19.
209. Finite-element analysis on mechanical properties of sealing disc for pig / Z. Xing, W. Yan, Z. Shiming, Z. Kang // *Oil Gas Storage Transp.* 2015. Vol. 11. P. 1225–1230.
210. Chen Z., Qiu X., Yang L. Deformation and stress analysis of cup on pipeline inspection gauge based on reverse measurement. *Energy Sci Eng.* 2022. Vol. 10. P. 2509–2526.
211. Traveling ability of pipeline inspection gauge (PIG) in elbow under different friction coefficients by 3D FEM / C. Liu, Y. Wei, Y. Cao [and oth.] // *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2020. Vol. 75. P. 103–134.
212. Stress and strain analysis of spherical sealing cups of fluid-driven pipeline robot in dented oil and gas pipeline / H. Zhang, J. Dong, C. Cui, S. Liu // *Engineering Failure Analysis*. 2020. Vol. 108. P. 1–29.
213. Stress distribution of the power section cup of pipeline inspection gauges by finite element method / Y. Cao, Y. Zhen, Y. Shi [and oth.] // *Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice*. 2018. Vol. 9, Issue 2. P. 1–10.
214. Solghar A., Davoudian M. Analysis of transient PIG motion in natural gas pipeline. *Mechanics & Industry*. 2012. Vol. 13, Issue 5. P. 293–300.
215. Verification of the theoretical model for analyzing dynamic behavior of the pig from actual pigging / D. K. Kim, S. H. Cho, S. S. Park [and oth.] // *KSME International Journal*. 2003. Vol. 17. P. 1349–1357.
216. Zhang L., Zhou J., He H. Modeling and simulation of pigging for a gas pipeline using a bypass pig. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2009. Vol. 69, Issues 1–2. P. 100–106.
217. Honggang H., Zheng L., Yishan G. Inlet pressure simulation of pigging in uphill gas pipeline. *Mechanics & Industry*. 2019. Vol. 20. Number 4. P. 1–8.
218. Tannehill J. Computational fluid mechanics and heat transfer. Washington, DC : Taylor & Francis, 1997. 792 p.

219. Numerical simulation of pig motion in gas and liquid pipelines using the flux-corrected transport method / R. Patricio, R. Baptista, F. Rachid, G. Bodstein // *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2020. Vol. 189. P. 1–19.
220. O`Donoghue A. Why pigs get stuck and how avoid it. Glasgow. UK : Pipeline Research Limited, 2003. 16 p.
221. Ward P., Cockfield D. Development of the pathfinder foam caliper pig : Pigging Products & Services Association PPSA Seminar, 2018. 10 p.
222. Stress analysis of oil pipe bend in a hilly region under pigging conditions / E. Liu, S. Zhu, D. Wang, L. Liu // *The Open Civil Engineering Journal*. 2016. Vol. 10. P. 170–178.
223. Moghaddama M., Jerbanb S. On the in-pipe inspection robots traversing through elbows. *International Journal of Robotics*. 2015. Vol. 4, Issues 2. P. 19–27.
224. Research on driving force of pipeline robot in elbow of pipeline /F. Guo, F.-P. Xu, Z.-Q. Deng, M. Peng// *Journal of Harbin Institute of Technology*. 2006. Vol. 08. P. 1264–1266.
225. Mirshamsi M., Rafeeyan M. Speed control of pipeline pig using the QFT method. *Oil & Gas Science and Technology - Revue d'IFP Energies nouvelles*. 2012. Vol. 67, Issues 4. P. 693–701.
226. Lesani M., Rafeeyan M., Sohankar A. Dynamic analysis of small pig through two and threedimensional liquid pipeline. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2012. Vol. 5. Issues 2. P. 75–83.
227. Saeidbakhsh M., Rafeeyan M., Ziaei-Rad S. Dynamic analysis of small pigs in space pipelines. *Oil & Gas Science and Technology*. 2009. Vol. 64. P. 155–164.
228. Meriam J. L., Kraige L. G. Engineering mechanics: dynamics, 7th edition : Wiley, 2012. 752 p. ISBN 1118213556.
229. Wang W. M., Song S. N., Zhang S. M., Yu D. Impact analysis of pigging in shield segment of gas pipe. *Mechatronics and Automation : proceedings of International conference*. c. Chengdu, 5–8 August 2012 y. Chengdu, China, 2012. P. 203–207.

230. Motion law and mechanical properties of PIGs when passing through a pipe bend / S. Chen, L. Xia, X. Wang [and oth.] // *Machines*. 2022. Vol. 10, Issues 10. P. 963–980.

231. Analysis via 3D FEM of the passing capacity of pipeline inspection gauges in bends with different curvatures / F. Zhou, H. Lin, Y. Zhang [and oth.] // *Processes*. 2023. Vol. 11, Issues 12. P. 1–18.

232. Numerical investigation on sealing performance of drainage pipeline inspection gauge crossing pipeline elbows / J. Jiang, H. Zhang, B. Ji [and oth.] // *Energy Sci Eng*. 2021. Vol. 9. P. 1858–1871.

233. Jiang J., Kang Y., Jiao C., Shi H., Wang K., Zhang H., Liu X. Numerical investigation on the sealing performance of pipeline inspection gauge (PIG) crossing elbows. *International Conference on Energy, Environment and Materials Science: proceedings of 6th International conference*. c. Hulun Buir, 28–30 August 2020 y. Hulun Buir, China, 2020. P. 585–591.

234. Unveiling turbulent flow dynamics in blind-tee pipelines: enhancing fluid mixing in subsea pipeline systems / F. Han, Q. Lan, Y. Liu [and oth.] // *Marine Science and Engineering*. 2024. Vol. 12, Issues 7. P. 1–20.

235. Nimadage G. B., Chopade S. V. CFD analysis of flow through T-junction of pipe. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2017. Vol. 4, Issue2. P. 906–911.

236. CFD investigation of blind-tee effects on flow mixing mechanism in subsea pipelines / F. Han, Y. Liu, M. Ong [and oth.] // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022. Vol. 16, Issues 1. P. 1395–1419.

237. Modeling computational fluid dynamics of multiphase flows in elbow and T-junction of the main gas pipeline / Ya. Doroshenko, Ju. Doroshenko, V. Zapukhliak [and oth.] // *Transport*. 2019. Vol. 34, Issues 1. P. 19–29.

238. Дорошенко Я. В. CFD-дослідження газодинамічних процесів у зварних трійниках магістральних газопроводів. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2020. Том 31 (70) № 1. Частина 2. С. 27–33.

239. Brown P., Ritchie J., McKay K., Kenny J., Grass A. Piggable pipeline wye connection - development and design. *Advances in Subsea Pipeline Engineering and Technology*: proceedings of conference. c. Aberdeen, 30 May 1990 y. Aberdeen, 1990. P. 207–227.
240. <https://just-me022.blogspot.com/2016/02/subsea-pipeline-tie-in-piggable-wye-tie.html>
241. <https://www.titansubseainnovations.com/product/shallow-water-products/piggable-wyes/>
242. https://www.researchgate.net/publication/297270105_Difficult_to_pig_pipelines
243. <https://www.sunnysteel.com/barred-tee.php>
244. Дорошенко Я. В. Спорудження та ремонт зосереджених об'єктів газонафтопроводів: підручник. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. 836 с
245. Launchers and receivers. BETSCO Technology and Design, 2020. 4 p.
246. EPA observes air emissions from natural gas gathering operations in violation of in violation of the clean air actin. United States Environmental Protection Agency, 2019. 7 p.
247. <https://pipelineequipment.com/news/29/the-re-emergence-of-spherical-pigs>
248. <https://www.epa.gov/natural-gas-star-program/pipeline-pig-launching-and-receiving>
249. Piggingsproducts. Safe and Efficient Pigging. Edmonton : Copyright Argus Machine Co. Ltd, 2015. 16 p.
250. <https://www.hartmann-valves.com/en/products/valves/scrapervalves/>
251. <https://www.youtube.com/watch?v=NE3j0oy8P6k>
252. https://www.argusinnovates.com/public/uploads/product_files/Multi-Pig_Launcher_Brochure_-_PR031.pdf
253. Братах М. І., Фоменко О. В. Аналіз технічного рівня техніки та технології очищення газопроводів з нерівнопрохідною арматурою. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. № 3 (4). С. 11–14.

254. Pramono A., Wibowo E. Inovasi rancangan mobile pig receiver untuk diameter pipeline 10” sampai 16”. *Jurnal Poli-Teknologi*. 2019. Vol. 17, Issues 3. P. 231–238.

255. https://www.inpipeproducts.com/wp-content/uploads/dlm_uploads/2020/03/iNPIPE-Products-Portable-Pig-Launcher-Data-Sheet.pdf

256. Movable tube cleaner receiving and dispatching skid-mounted device: CN204512792 China: IPC F16L 55/46, B08B 9/02. № 201520059155.2, Application Date 28.01.2015; Publication Date 29.07.2015. 1 p.

257. Пристрій для очистки трубопроводу: пат. 57127 Україна: МПК В 08В9/04. № 2000084938; заявл. 15.03.02; опубл. 16.06.2003, Бюл. № 3/2002. 3 с.

258. Розрахунок бугельного з'єднання мобільних камер запуску і прийому очисних пристроїв газопроводів / В. П. Гончар, Я. В. Дорошенко, В. І. Холодов, Т. І. Смоляк // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. № 3(4). С. 56–59.

259. Cornthwaite T. Portable temporary pig launcher. Catterick Garrison : Inpipe Products Ltd., 2008. 8 p.

260. <https://www.youtube.com/watch?v=eCj9HI07-rk>

261. Попадюк І. Й., Шацький І. П., Шопа В. М. Механіка фрикційного контакту оболонок з деформівним заповнювачем. Івано-Франківськ: Факел, 2003. 180 с.

262. Bedzir A. A., Shatskii I. P., Shopa V. M. Nonideal contact in a composite shell structure with a deformable filler. *International Applied Mechanics*. 1995. Vol. 31. Issues 5. P. 351–354.

263. Frictional interaction of a cylindrical shell with deformable filler under nonmonotonic loading / I. Yo. Popadyuk, I. P. Shats'kyi, V. M. Shopa, A. S. Velychkovych // *Journal of Mathematical Sciences*. 2016. Vol. 215. P. 243–253.

264. Efficient model of the interaction of elastomeric filler with an open shell and a chrome-plated shaft in a dry friction damper / M. Dutkiewicz, A. Velychkovych, I. Shatskyi, V. Shopa // *Materials*. 2022. Vol. 15, Issues 13.

265. Shatskyi I., Velychkovych A. Increase of compliance of shock absorbers with cut shells. *Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 564.

266. Shats'kyi I. P., Shopa V. M., Velychkovych A. S. Development of full-strength elastic element section with open shell. *Strength of Materials*. 2021. Vol. 53, Issues 4. P. 277–282.

267. Shatskyi I., Velychkovych A. Analytical model of structural damping in friction module of shell shock absorber connected to spring. *Shock and Vibration*. 2023 Vol. 3. P. 1–17.

268. Elgström E. Practical implementation of hyperelastic material methods in FEA models : Master of Science thesis : Mechanical Engineering / Blekinge Institute of Technology. Karlskrona, Sweden, 2014. 49 p.

269. Михайлюк В. В., Чудик І. І., Мосора Ю. Р. Про можливість застосування імітаційного моделювання для дослідження та проектування ущільнювачів універсальних превенторів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2021. № 1(50). С. 53–61.

270. Божидарник В. В., Сулим Г. Т. Елементи теорії пружності. Львів: Світ, 1994. 560 с.

271. Шваб'юк В. І. Опір матеріалів: Підручник. К.: Знання, 2016. 400 с.

272. Zhao H., Allanson D., Ren X. Use of shore hardness tests for in-process properties estimation/monitoring of silicone rubbers. *Journal of Materials Science and Chemical Engineering*. 2015. Vol. 3. Issue 7. P. 142–147.

273. Qi H., Joyce K., Boyce M. Durometer hardness and the stress-strain behavior of elastomeric materials. *Rubber Chemistry and Technology*. 2003. Vol. 76. Issue 2. P. 419–435.

274. ASTM D2240 – 15 Standard test method for rubber property – durometer hardness. 13 p.

275. Gent A. On the relation between indentation hardness and young's modulus. *Rubber Chemistry and Technology*. 1958. Vol. 31, Issues 4. P. 896–906.

276. Дослідження інноваційних методів очищення шлейфів газових і газоконденсатних родовищ: звіт про науково-дослідну роботу. Харків: УкрНДІгаз, 2013. 125 с.

277. Baker O. Gas-liquid flow in pipelines II: design manual. American Gas Association, 1970. 72 p.

278. Nguyen T., Yoo H., Rho Y., Kim S. Speed control of pig bypass flow in natural gas pipeline. *International Symposium on Industrial Electronics*: proceedings of the International symposium. с. Pusan, 12–16 June 2001 y. Pusan, South Korea, 2001. P. 863–868.

279. Дослідження фізичної картини руху газових потоків відводами магістральних газопроводів / Я. В. Дорошенко, В. Б. Запукхляк, Ю. І. Дорошенко, Н. М. Запукхляк // *Нафтогазова галузь України*. 2017. № 5 (29). С. 25–29.

280. Дорошенко Я. В., Марко Т. І., Дорошенко Ю. І. Дослідження динаміки руху газу фасонними елементами обв'язки компресорної станції. *Науковий вісник*. 2016. № 1 (40). С. 57–71.

281. Modeling computational fluid dynamics of multiphase flows in elbow and T-junction of the main gas pipeline / Ya. Doroshenko, Ju. Doroshenko, V. Zapukhliak [and oth.] // *Transport*. 2019. Vol. 34, No 1. P. 19–29.

282. Guda S., Rowan S., Celik I. Rope formation for gas solid flow in a 90 degree bend with varying particle size distributions hefat. *Fluid Mechanics and Thermodynamics* : proceedings of 10th International Conference on Heat Transfer. с. Orlando, 14–16 July 2014 y. Orlando, Florida, 2014. P. 1154–1161.

283. Aung N., Yuwono T. Computational fluid dynamics simulations of gas-liquid two-phase flow characteristics through a vertical to horizontal right angled elbow. *ASEAN Journal on Science and Technology for Development*. 2013. No. 30 (1&2). P. 1–16.

284. Огородніков В. А., Сивак І. О., Бабак М. В. Опір матеріалів з елементами теорії пластичності: навчальний посібник. Вінниця: ВДТУ, 2001. 100 с.

285. <https://www.gate.energy/the-brainery/gat2004-gkp-2013-01/pipeline-pigging-part-1-cleaning-pigs-amp-pigging-strategy>

286. Greco L. M. Rubber bushing hyperelastic behavior based on shore hardness and uniaxial extension. *ABCM International Congress of Mechanical Engineering*: proceedings of the 24th International congress. с. Curitiba, 3–8 December 2017 y. Curitiba, Brazil, 2017. P. 1–10.

287. The Yeoh model applied to the modeling of large deformation contact/impact problems / C. Renaud, J. Cros, Z. Feng, B. Yang // *International Journal of Impact Engineering*. 2009. Vol. 36, Issues 5. P. 659–666.

288. Soft pneumatic muscles: revolutionizing human assistive devices with geometric design and intelligent control / M. Elsamanty, M. Hassaan, M. Orban [and oth.] // *Micromachines*. 2023. Vol. 14, Issues 7. P. 1431–1447.

289. CFD simulation and analysis of fluid flow through concentric reducer pipe fitting. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2019. Vol. 06, Issue 09. P. 1071–1076.

290. Pressure drop analysis of inlet pipe with reducer and without reducer using CFD analysis / V. H. Bansode, A. S. Nivrutti, P. S. Nandlal, B. N. Sanjay // *International Journal of Mechanical Engineering (IJME)*. 2015. Vol. 4, Issue 3. P. 85–92.

291. Teaching turbulent flow through pipe fittings using computational fluid dynamics approach / B. D. Gajbhiye, H. A. Kulkarni, S. S. Tiwari, C. S. Mathpati // *Engineering Reports*. 2020. Vol. 2. P. 1–18.

292. Дорошенко Я. В. CFD-дослідження газодинамічних процесів у зварних трійниках магістральних газопроводів. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. 2020. Том 31(70). № 1. Частина 2. С. 27–33.

293. Abdulwahhab M., Kumar N., Dakhil S. Numerical prediction of pressure loss of fluid in a T-junction. *International Journal of energy and environment*. 2013. Vol. 4, Issue 2. P. 253–264.

294. Xin L., Shaoping W. Flow field and pressure loss analysis of junction and its structure optimization of aircraft hydraulic pipe system. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2013. Vol. 26, Issue 4. P. 1080–1092

295. Doroshenko Ya., Rybitskyi I. Investigation of the influence of the gas pipeline tee geometry on hydraulic energy loss of gas pipeline systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 1, Issue 8. P. 28–34.

296. CFD investigation of blind-tee effects on flow mixing mechanism in subseapipelines / F. Han, Y. Liu, M. Ong [and oth.] // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022. Vol. 16, Issue 1. P. 1395–1419.
297. http://ancn.com/a/chanpinxilie/shiyouzhuanyongyiqi/ACJK_1_qijingzh/2018/0524/720.html
298. <https://www.edg.net/projects/marcellus-shale/>
299. <https://www.unian.ua/economics/energetics/vidobutok-gazu-v-ukrajini-vidnovila-robotu-nadpotuzhna-gazova-sverdlovina-12341784.html>
300. Mills G., Jackson A., Richardson R. Advances in the Inspection of Unpiggable Pipelines. *Robotics*. 2017. Vol. 6. P. 1–13.
301. Nacereddine E., Boulmerka A., Mhamda N. Video processing for pipeline inspection by endoscopy. *International Journal “NDT Days”*. 2018. Vol. 1, Issue 2. P. 170–177.
302. Gian D., Lee R. Long distance inline inspection of an unpiggable natural gas pipeline with robotic technology : Pigging Products & Services Association, 2022. 7 p.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації

1. Experimental investigation of the movement patterns and deformation of the pigs when passing through a pipe elbow and reducer / S. M. Stetsiuk, Ya. V. Doroshenko, Yu. I. Doroshenko, O. O. Filipchuk, V. Ya. Grudz // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2024. Vol. 124, Issue 2. P. 49–64. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – брав участь у розробленні та виготовленні очисних поршнів, експериментальних дослідженнях динаміки їх руху відводами та перехідниками трубопроводів, описав закономірності руху поршнів такими фасонними елементами трубопроводів. Брав участь у розробленні експериментальних установок та експериментальному визначенні необхідного запоршневого тиску для проходження поршнями відводів і перехідників трубопроводу. Підготував статтю до публікації).

2. Analytical study of frictional interaction of elastic cleaning pig with pipeline wall / S. M. Stetsiuk, I. P. Shatskyi, Ya. V. Doroshenko, A. S. Velychkovych // *Archives of Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 129, Issue 2. P. 67–76. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – брав участь у формулюванні та розв’язку механіко-математичної задачі контактної взаємодії деформівного очисного поршня із стінкою трубопроводу. Отримав розв’язок такої задачі для руху трубопроводом пружного поршня запасованого з натягом. Побудував залежності запоршневого тиску від довжини поршня, коефіцієнту тертя та коефіцієнту Пуассона. Підготував статтю до публікації).

3. Numerical and laboratory experimental analysis of the movement of silicone cleaning pigs through 90-degree bends pipe / S. M. Stetsiuk, Ya. V. Doroshenko, O. O. Filipchuk, Z. V. Daniv, V. B. Volovetskyi // *Archives of Materials Science and Engineering*. 2024. Vol. 126, Issue 2. P. 65–77. **(індексується в Scopus, кuartиль**

Q3). (Особистий внесок – розробив 3D моделі очисних поршнів та відводів трубопроводу. Виконав чисельне моделювання руху поршнів відводами трубопроводу. Дослідив вплив місцезнаходження поршня у відводі трубопроводу, коефіцієнта динамічного тертя між його бічною поверхнею та внутрішньою стінкою трубопроводу на величину максимальних еквівалентних напружень Мізеса в поршні. Прийняв участь у експериментальних дослідженнях динаміки руху поршнів відводом трубопроводу, визначенні необхідного для цього запоршневого тиску. Прийняв участь у підготовці статті до публікації).

4. Experimental studies on the dynamics of the movement of cleaning pigs through tee pipe fittings / S. Stetsiuk, R. Bondarenko, Y. Doroshenko, V. Holubenko // *Strojnícky časopis – Journal of Mechanical Engineering*. 2024. Vol. 74, NO 1. P. 9–24. **(індексується в Scopus, квартиль Q3).** (Особистий внесок – брав участь у виготовленні дослідних зразків циліндричних очисних поршнів, розробленні експериментальних установок, експериментальних дослідженнях динаміки руху поршнів трійниками трубопроводів. Описав закономірності руху циліндричних поршнів трійниками, побудував схеми руху поршнів у трійниках. Брав участь у підготовці статті до публікації).

5. Investigation on the dynamics of movement of cylindrical cleaning pigs through the bends of pipeline systems for fluid transportation / S. Stetsiuk, Y. Doroshenko, R. Bondarenko, O. Filipchuk, V. Volovetskyi // *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 2024. Vol. 123. P. 303–317. **(індексується в Scopus, квартиль Q4).** (Особистий внесок – визначив контактні сили нормальної реакції, які виникають у результаті вигину поршнів у відводах трубопроводу. Встановив вплив модуля пружності матеріалу поршня на величину контактних сил нормальної реакції. Запропонував метод визначення умов, за яких поршні будуть проходити відводи трубопроводів без зупинки та застрягання. Отримав рівняння для розрахунку мінімально допустимої швидкості руху поршня на вході в відвід трубопроводу для забезпечення його проходження без зупинки та застрягання).

6. Development of foam-breaking measures after removing liquid contamination from wells and flowlines by using surface-active substances / V. B. Volovetskyi, Ya. V.

Doroshenko, S. M. Stetsiuk, S. V. Matkivskyi, O. M. Shchyrba, Y. M. Femiak, G. M. Kogut // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2022. Vol. 114, Issue 2. P. 67–80. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – описав причини накопичення рідких забруднень у порожнині газопроводів. Виконав аналіз ускладнень, які виникають при видаленні рідких забруднювачів із свердловин і трубопроводів поверхнево-активними речовинами. Виконав CFD-моделювання процесу руйнування піни вуглеводневим конденсатом. Брав участь у підготовці статті до публікації).

7. Development of methods for predicting hydrate formation in gas storage facilities and measures for their prevention and elimination / V. B. Volovetskyi, Ya. V. Doroshenko, S. V. Matkivskyi, P. M. Raiter, O. M. Shchyrba, S. M. Stetsiuk, H. Ya. Protsiuk // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2023. Vol. 117, Issue 1. P. 25–41. **(індексується в Scopus, кuartиль Q3)**. (Особистий внесок – визначив місця найімовірнішого скупчення рідких забруднень, відкладення гідратів у порожнині газопроводів. Проаналізував наявні методи попередження та усунення гідратоутворення. Склали перелік найприйнятніших методів усунення гідратоутворення. Брав участь у підготовці статті до публікації).

8. Стецюк С. М. Експериментальні дослідження ефективності очищення внутрішньої порожнини трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів. *Нафтогазова енергетика*. 2022. № 2(38). С. 62–75. **(наукове фахове видання України)**.

9. Стецюк С. М. Розроблення конструктивних рішень із обладнання трубопроводних систем вузлами запускання та приймання очисних поршнів // *Нафтогазова енергетика*. 2023. № 2(40). С. 53–65. **(наукове фахове видання України)**.

10. Стецюк С. М. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів відводами і перехідниками трубопроводів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. № 4(85). С. 28–42. **(наукове фахове видання України)**.

11. Стецюк С. М. Деформації та закономірності руху очисних поршнів із

гіперпружних матеріалів рівнопрохідними трійниками трубопроводів // *Нафтогазова енергетика*. 2024. № 2(42). С. 17–29. **(наукове фахове видання України).**

12. Стецюк С. М. Оцінка впливу дотичних напружень та їх пульсацій на пропускну здатність газопроводу // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. № 2(47). С. 72–78. **(наукове фахове видання України).**

13. Стецюк С. М. Дослідження локального газовмісту в промислових газопроводах під час транспортування газорідинних сумішей. *Проблеми нафтогазової промисловості: зб. наук праць*. 2012. Вип. 10. С. 332–339. **(наукове фахове видання України).**

14. Дослідження впливу геометричної форми та матеріалу поршнів на ефективність очищення трубопроводів / С. М. Стецюк, Я. В. Дорошенко, Р. В. Бондаренко, О. О. Філіпчук, Ю. І. Дорошенко // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. 4(89). С. 26–43. **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – брав участь у розробленні технології виготовлення дослідних зразків очисних поршнів, розробленні та монтажі експериментальної установки для тестування очисних поршнів, дослідженні прохідної здатності кожного дослідного зразка очисного поршня та ефективності очищення ним трубопроводу. Здійснив коректування геометричної форми дослідних зразків очисних поршнів для підвищення їхньої прохідної здатності. Розробив план прогресивної верифікації поршня для очищення трубопровідних систем збирання газу газових родовищ, тепло-, газопостачання. Брав участь у підготовці статті до публікації).

15. Голубенко В. П., Стецюк С. М., Філіпчук О. О. Аналіз методик визначення втрат газу під час продувань шлейфів і свердловин для видалення рідинних накопичень. *Нафтогазова енергетика*. 2023. № 1(39). С. 24–35. **(наукове фахове видання України).** (Особистий внесок – описав методи видалення рідинних забруднень та забезпечення стабільного режиму експлуатації свердловин і газопроводів. Увагу акцентував на переваги та недоліки методу продування. Оцінив величини похибок результатів розрахунків за існуючими методиками визначення втрат газу під час продувань. Брав участь у підготовці статті до

публікації).

16. Технології безтраншейної реновації трубопровідних систем / Я. В. Дорошенко, С. М. Стецюк, Р. В. Бондаренко, З. В. Данів // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. № 2(87). С. 17–32. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – розглянув порядок підготовки трубопроводів до внутрішньотрубної реновації. Виконав огляд, аналіз технологій очищення, внутрішньотрубного обстеження трубопроводів, визначив їх можливості, описав переваги. Брав участь у підготовці статті до публікації).

17. Сучасні технології будівництва промислових газонафтопроводів / Я. В. Дорошенко, В. А. Кучерявий, Н. М. Андрійшин, С. М. Стецюк, Ю. М. Левкович // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2019. № 3(72). С. 19–31. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – розглянув особливості очищення внутрішньої порожнини гнучких композитних трубопроводів з пропусканням очисного поршня та особливості їх випробування. Здійснив огляд матеріалів, які застосовуються для виготовлення очисних поршнів. Брав участь у підготовці статті до публікації).

18. Перспективи та проблемні питання становлення і розвитку водневої енергетики в Україні / Я. В. Дорошенко, М. О. Карпаш, С. М. Стецюк, Р. М. Бабельський, В. Б. Воловецький // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. № 1(82). С. 7–33. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – обґрунтував необхідність декарбонізації навтогазової галузі. Встановив вплив додавання водню до природного газу на швидкість суміші в трубопроводі, накопичення забруднень. Описав проблеми безпеки транспортування водню, газоводневих сумішей. Брав участь у підготовці статті до публікації).

19. Обґрунтування доцільності оптимізації робочих тисків з використанням спеціалізованого програмного комплексу PipeSim / М. І. Братах, Р. В. Шимановський, С. М. Стецюк, В. П. Голубенко, Д. В. Усіченко, В. А. Романова // *Нафтогазова галузь України*. 2019. № 3. С. 36–41. **(наукове фахове видання України)**. (Особистий внесок – у програмному продукті PipeSim оцінив розподіл основних параметрів багатозафазового потоку в контрольних точках газовидобувної

системи, отримав криві фазової рівноваги, які відтворюють процес руху багатофазового потоку від привибійної зони до кінцевого пункту збору. Брав участь у підготовці статті до публікації).

20. Використання виробничого потенціалу ПАТ «Укргазвидобування» для нарощування власного видобутку газу та конденсату (на прикладі реконструкції Червонодонецької ДКС) / Ю. П. Колбушкін, О. М. Гордієнко, Ю. Л. Фесенко, С. В. Кривуля, В. В. Марущенко, Н. М. Андрієшин, С. М. Стецюк // *Нафтогазова галузь України*. 2018. № 3. С. 3–10. (**наукове фахове видання України**). (Особистий внесок – охарактеризував особливості роботи газових родовищ ПАТ «Укргазвидобування» та їх вплив на режимні параметри роботи свердловин і гідравлічний стан. Описав негативні наслідки до яких може призвести різке пониження робочого тиску на гирлах свердловин та зростання депресій. Брав участь у підготовці статті до публікації).

Патенти

1. Камера приймання внутрішньотрубних засобів: пат. 154878 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302784; заявл. 08.06.2023; опубл. 27.12.2023, Бюл. № 52. 3 с. Автор: Стецюк С. М. (**патент на корисну модель**).

2. Пристрій для запускання внутрішньотрубних засобів у трубопроводі: пат. 154881 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302895; заявл. 15.06.2023; опубл. 27.12.2023, Бюл. № 52. 3 с. Автори: Братах М. І., Стецюк С. М., Дорошенко Я. В., Усіченко Д. В. (**патент на корисну модель**). (Особистий внесок – для з'єднання пристрою з кінцями трубопроводу у місці демонтованої котушки запропонував ідею застосовувати циліндричні герметизатори із резиновими ущільненнями та фланцями. Також для утримування циліндричних герметизаторів запропонував ідею до їх фланців шпильками приєднувати затискачі, які стягувати довкола трубопроводу. Брав участь у патентному пошуку, оформленні патенту).

3. Універсальний пристрій запускання внутрішньотрубних засобів у трубопроводі: пат. 155222 Україна: МПК В08В 9/04. № у 202302780; заявл.

08.06.2023; опубл. 31.01.2024, Бюл. № 5. 6 с. Автори: Братах М. І., Дорошенко Я. В., Стецюк С. М., Усіченко Д. В. (**патент на корисну модель**). (Особистий внесок – запропонував ідею камеру запускання поршнів виконувати у вигляді трійника, який треба монтувати у місці крутозагнутого відводу (коліна) чи кутової арматури трубопроводу, де надземна схема його прокладання переходить у підземну. Також запропонував ідею пристрій запускання внутрішньотрубних засобів у трубопровід використовувати як вузол під'єднання вертикальних мобільних камер. Для цього його потрібно обернути на 180° відносно початкового положення, а віддаль від осі відгалуження трійника до кріпильних фланців магістралі має бути однаковою. Брав участь у патентному пошуку, оформленні патенту).

4. Пристрій для приймання та видалення очисних поршнів із трубопроводу: пат. 158002 Україна: МПК В08В9/04, В65G51/00. № u 202402991; заявл. 06.06.2024; опубл. 18.12.2024, Бюл. № 51/2024. 3 с. Автори: Дорошенко Я. В., Стецюк С. М., Григорський С. Я., Маркевич М. В. (**патент на корисну модель**). (Особистий внесок – запропонував ідею гальмувати і зупиняти поршень у перехіднику з більшого на менший діаметр труб. Щоб видаляти очисний поршень із трубопроводу запропоновано ідею пристрій обладнати трійником із приєднанням до його відгалуження рівнопрохідним краном, а видалення поршня здійснювати реверсною подачею потоку).

Опубліковані праці апробаційного характеру

1. Дорошенко Я. В., Стецюк С. М., Філіпчук О. О. Дослідження впливу геометричної форми поршнів на ефективність очищення трубопроводів. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ІТММ 2024*: матеріали Міжнар. наук.-технічн. конф., м. Дніпро, 10–11 квітня 2024 р. Дніпро, 2024 – С. 358–362. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

2. Стецюк С. М., Дорошенко Я. В. Розроблення технологій очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору газу газових родовищ для запобігання викидів парникових газів в атмосферу. *Сталий розвиток: захист*

навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування: зб. матер. IX Міжнар. молодіжного конгресу, м. Львів, 28–29 березня 2024 р. Київ, 2024 – С. 33. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

3. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів фасонними елементами трубопроводів / Я. В. Дорошенко, С. М. Стецюк, О. В. Іванов, О. О. Філіпчук // *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС–2024)*: матеріали тез доповідей XIV Міжнар. науково-практичної конф., м. Чернігів, 23–24 травня 2024 р. Чернігів, 2024. – Т. 2. – С. 207–208. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

4. Про фрикційну взаємодію деформівного поршня зі стінкою трубопроводу / С. Стецюк, І. Шацький, Я. Дорошенко, А. Величкович // *Математичні проблеми механіки неоднорідних структур*: збірн. наукових праць 11-ї Міжнародної наукової конф., м. Львів, 24–26 вересня 2024 р. Львів, 2024. – С. 141. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

5. Теоретико-експериментальне дослідження руху очисного поршня у звуженій ділянці трубопроводу / С. М. Стецюк, Я. В. Дорошенко, І. П. Шацький, А. С. Величкович // *Математичні проблеми технічної механіки – 2024*: матеріали Міжнар. наукової конф., м. Дніпро, 17–19 вересня 2024 р. Дніпро, 2024. – С. 194–195. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

6. Роль поперечного обтиснення в задачі просування стержня у криволінійному каналі / І. П. Шацький, С. М. Стецюк, А. С. Величкович, Я. В. Дорошенко // *Механіка: сучасність і перспективи – 2024*: матеріали доповідей Міжнар. наукової конф., м. Київ, 7–11 жовтня 2024 р. Київ, 2024. – С. 129. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

7. Дорошенко Я., Стецюк С. Розроблення технологічної послідовності валідації очисного поршня для трубопровідних систем збору та підготовки газу газових родовищ, мереж газо- і теплопостачання. *Сталий розвиток: виклики та реалії здійснення (Україна-світ)*: збірн. матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конф. здобувачів і молодих вчених, м. Івано-Франківськ, 22 травня 2024 р. Івано-Франківськ, 2024 – С. 10–12. (Форма участі – публікація тез, усна

доповідь).

8. Стецюк С. М. Дослідження динаміки руху очисних поршнів шлейфами свердловин газових родовищ. *Стратегічні орієнтири сталого розвитку в Україні та світі*: збірн. тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конф. молодих учених, м. Чернігів, 21 квітня 2023 р. Чернігів, 2023 – С.43–45. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

9. Нарощування обсягів власного видобутку вуглеводневої сировини ДК «Укргазвидобування» – запорука енергетичної безпеки держави / М. І. Мачужак, С. О. Паюк, С. В. Кривуля, С. М. Стецюк, Т. М. Галко, В. В. Аксьонов // *Стан, проблеми та перспективи нафтогазової промисловості України*: матеріали Міжнародної науково-практичної конф., м. Борислав, 7–9 вересня 2012 р. Львів, 2012. – С. 22. (Форма участі – публікація тез, усна доповідь).

10. Стецюк С. М., Дорошенко Я. В. Експериментальне визначення ефективності застосування поршнів із гіперпружних матеріалів для очищення трубопроводів. *Modern methods of solving scientific problems of reality: proceedings of XXXV Inter. scientific and practical conf.*, с. Varna, 05–08 september 2023 y. Varna, Bulgaria, 2023 – Р. 178–180. (Форма участі – публікація тез).

11. Results of experimental studies of the dynamics of movement of a cleaning piston made of hyperelastic material for displacing liquid plugs / S. Hryhorskiy, V. Zapukhliak, O. Ivanov, Y. Doroshenko, S. Stetsiuk // *Scientific review of the actual events, achievements and problems: collection of scientific papers: proceedings of the II International scientific and theoretical conf.*, с. Berlin, 31 may 2024 y. Berlin, Germany, 2024 – Р. 129–131. (Форма участі – публікація тез).

12. Стецюк С., Дорошенко Я. Розроблення заходів із підвищення ефективності експлуатування трубопроводів систем збирання газу газових родовищ: програма тридцять четвертої наукової сесії наукового товариства ім. Шевченка, м. Івано-Франківськ, 01–17 березня 2023 р. Івано-Франківськ, 2023 – С. 20. (Форма участі – усна доповідь).

13. Стецюк С., Дорошенко Я. Експериментальні дослідження динаміки руху очисних поршнів із гіперпружних матеріалів фасонними елементами

трубопроводів: програма тридцять п'ятої наукової сесії наукового товариства ім. Шевченка, м. Івано-Франківськ, 04–23 березня 2024 р. Івано-Франківськ, 2024 – С. 24. (Форма участі – усна доповідь).

Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

1. Дорошенко Я. В., Стецюк С. М. Спорудження магістральних трубопроводів: лабораторний практикум. Івано–Франківськ : ІФНТУНГ, 2023. 66 с.

2. Застосування технології вилучення рідини з газопроводу під тиском за допомогою з'ємного дренажного пристрою / Р. В. Шимановський, С. М. Стецюк, В. А. Коляденко, І. О. Шапар, Д. В. Усіченко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2020. Вип. XLVIII. С. 112–117.

3. Stetsiuk S., Dobrunov D., Romanova V. Optimization of flowing pressures and flow assurance in the gas gathering system by flowlines disconnection at Efremivske gas-condensate field, “Ukrigasvydobuvannya”, JSC. *Питання розвитку газової промисловості України*. 2019. Вип. XLVII. С. 174–180.

4. Особливості конструкції свердловин на родовищах, що знаходяться на завершальній стадії розробки / С. М. Демченко, А. А. Лиско, Ю. І. Мілютенко, С. М. Стецюк, О. Ю. Чайковська // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2013. Вип. XLI. С. 74–79.

5. Процків Р. І., Стецюк С. М., Бобрук О. В. Програмно-інформаційний комплекс об'єктів Юльївського, Перещепінського та Краснокутського газоконденсатного родовищ. *Питання розвитку газової промисловості України*. 2012. Вип. XL. С. 275–280.

6. Оцінка стійкості роботи газоконденсатних свердловин на прикладі Більського родовища / С. В. Булка, В. В. Соболев, С. М. Стецюк, Н. С. Вакуленко // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2010. Вип. XXXVIII. С. 151–155.

7. Програмний комплекс GazStrum як вітчизняна альтернатива інженерного методу розрахунку двофазних потоків / С. М. Стецюк, І. І. Капцов, О. В. Бобрук, В.

В. Собо́ль // *Питання розвитку газової промисловості України*. 2009. Вип. XXXVII.
С. 280–287.

ДОДАТОК Б
ТЕХНОЛОГІЧНА ІНСТРУКЦІЯ З ВНУТРІШНЬОТРУБНОГО
ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВІДІВ ПОРШНЯМИ ІЗ ГІПЕРПРУЖНИХ
МАТЕРІАЛІВ

Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ПОГОДЖЕНО

Директор Українського науково-дослідного інституту природних газів філії АТ «Укргазвидобування»,
канд. техн. наук



Михайло БРАТАХ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу



Ігор ЧУДИК

Головний інженер
Району теплових мереж «Печерськ»



Костянтин СВИТЕЛЬСЬКИЙ

Головний інженер
Тисменицького управління
експлуатації газового господарства



Любомир ПЕТРАНЮК

ТЕХНОЛОГІЧНА ІНСТРУКЦІЯ З ВНУТРІШНЬОТРУБНОГО
ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВІДІВ ПОРШНЯМИ ІЗ
ГІПЕРПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ

м. Івано-Франківськ
2024

СПИСОК АВТОРІВ

Науковий керівник НТР,
головний науковий співробітник
ІФНТУНГ

докт. техн. наук, професор



Ярослав ДОРОШЕНКО
(загальне керівництво,
розділ 7-11)

Відповідальний виконавець НТР,
головний науковий співробітник
ІФНТУНГ

докт. техн. наук, професор



Василь ЗАПУХЛЯК
(розділ 1-6, 10)

Головний науковий співробітник
ІФНТУНГ

докт. техн. наук, професор



Володимир ГРУДЗ
(розділ 5-8, 12)

Старший науковий співробітник
ІФНТУНГ

канд. техн. наук, докторант



Сергій СТЕЦЮК
(розділ 7-13)

Старший науковий співробітник
ІФНТУНГ

канд. техн. наук, доцент



Юлія ДОРОШЕНКО
(розділ 8, 14, додаток А)

Старший науковий співробітник
ІФНТУНГ

канд. техн. наук, доцент



Олександр ІВАНОВ
(розділ 11, 13-14)

Аспірант
ІФНТУНГ



Роберт БОНДАРЕНКО
(розділ 6, 7, 10)

ЗМІСТ

1 Сфера застосування.....	3
2 Нормативні посилання.....	3
3 Терміни та визначення понять.....	3
4 Позначення і скорочення.....	5
5 Загальні положення.....	5
6 Вимоги до очисних поршнів.....	6
7 Технологічна послідовність виконання робіт з впровадження технології очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів.....	7
8 Підбір вузлів (камер) запускання/приймання очисних поршнів.....	8
9 Прогресивна валідація очисного поршня.....	13
10 Періодичне очищення трубопроводів очисними поршнями.....	16
11 План дій у разі застрягання очисного поршня.....	17
12 Оцінювання ефективності очищення трубопроводу очисними поршнями.....	18
13 Документування інформації.....	19
14 Заходи безпеки.....	20
Додаток А (довідковий). Бібліографія.....	22

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Ця технологічна інструкція поширюється на роботи з очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання поршнями із гіперпружних матеріалів.

1.2 Ця технологічна інструкція встановлює послідовність виконання робіт із впровадження технології внутрішньотрубного очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів (влаштування вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів, прогресивної валідації очисного поршня) та періодичного очищення трубопроводів поршнями.

1.3 Технологічна інструкція рекомендована для використання організаціям, які займаються технічним обслуговуванням систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання.

2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

У цій технологічній інструкції є посилання на такі нормативні документи:

НПАОП 0.00-1.73-14 «Правила охорони праці та безпечної експлуатації технологічних трубопроводів»

НПАОП 0.00-1.81-18 «Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском»

НПАОП 0.00-4.12 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці»

НПАОП 0.00-5.11-85 «Типова інструкція з організації безпечного проведення газонебезпечних робіт»

НПАОП 11.1-1.01 «Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України»

НПАОП 11.1-1.01-08 «Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України»

НПАОП 28.52-1.31-13 «Правила охорони праці під час зварювання металів».

3 ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ

Нижче подано терміни, вжиті в цій технологічній інструкції, та визначення позначених ними понять.

3.1 Відвід (коліно) – фасонний елемент трубопровідної системи призначений для зміни напрямку потоку газу або робочої рідини в трубопроводі (мають різні кути та радіуси вигину).

3.2 Гідравлічна ефективність трубопроводу – характеристика зниження пропускної здатності трубопроводу чи складної трубопровідної системи, зумовлене зростанням втрат енергії на трубопровідний транспорт понад їх розрахункову величину.

3.3 Гіперпружний матеріал – матеріал для якого механічні властивості (співвідношення напруження–деформації) виражаються та аналізуються функцією густини енергії деформації. Характеризуються нелінійною, надпружною та великою деформацією під навантаженням і практично відсутньою при цьому

змінною об'єму, швидким повним відновленням своєї форми, об'єму після припинення дії навантажень.

3.4 Крутовигнутий відвід – відвід кутom вигину 90° і радіусом вигину не більше $1,5 \cdot DN$.

3.5 Мережі газопостачання – системи трубопроводів і відводів від них призначені для транспортування і розподілу газу між споживачами на побутові, комунально-побутові й технологічні потреби.

3.6 Мережі теплопостачання – системи трубопроводів і відводів від них призначені для транспортування і постачання теплової енергії споживачам.

3.7 Прогресивна валідація очисного поршня – це комплекс заходів щодо впровадження технології очищення трубопроводу поршнем із гіперпружного матеріалу, який треба виконувати шляхом послідовного запускання очисних поршнів кожен наступний із яких має більшу жорсткість за рахунок твердості матеріалу та геометричної форми. Прогресивну валідацію треба виконувати коли поршнями трубопровід очищується вперше і є сумніви в його прохідності та ефективності. Такий підхід дає змогу мінімізувати ризик застрягання очисного поршня та підібрати максимально ефективний поршень для очищення внутрішньої порожнини трубопроводу від різноманітних забруднень. Після кожного запускання очисного поршня треба виконати аналіз прохідності трубопроводу, прохідної здатності поршня та ефективності його застосування.

3.8 Профіль траси трубопроводу – зображення вертикального розрізу рельєфу місцевості по лінії прокладання трубопроводу.

3.9 Редукція (перехідник) – фасонний елемент трубопровідної системи призначений для переходу від більшого діаметру труби до меншого або навпаки.

3.10 Системи збору та транспортування газу газових родовищ – системи трубопроводів і відводів від них в одно- або багатонитковому прокладанні призначені для збору та транспортування вуглеводневих газів із районів їх видобування до місць споживання або передачі продукту газотранспортному підприємству.

3.11 Трійник – фасонний елемент трубопровідної системи призначений для розділення або об'єднання потоків газу або робочої рідини в трубопроводі. Трійники мають форму "Т" і дають змогу створити відгалуження або розгалуження в системі трубопроводу.

3.12 Фасонний елемент – спеціальний елемент трубопровідної системи (коліно, трійник, редукція (перехідник)), призначений для з'єднання труб в місцях поворотів, розгалужень трубопроводу або його переходу з одного діаметра труб на інший.

4 ПОЗНАЧЕННЯ І СКОРОЧЕННЯ

DN	умовний діаметр трубопроводу
НДР	науково-дослідна робота

5 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

5.1 Лінійна частина систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання має підлягати контролю її гідравлічного стану із фіксуванням значень тиску в контрольних точках.

5.2 Чинниками від яких залежить гідравлічний стан трубопроводу, об'єм накопичених у його внутрішній порожнині рідинних забруднень, швидкість їх накопичення є:

- профіль траси (наявність вздовж траси трубопроводу понижених, висхідних ділянок);
- швидкість потоку (інтенсивний процес накопичення рідинних забруднень у внутрішній порожнині газопроводів має місце за умови зменшення швидкості потоку нижче за 5 м/с);
- режим роботи трубопроводу (витрата, температура і тиск газу);
- фізико-хімічні властивості рідкої фази (компонентний склад, точка роси за вологою та вуглеводнями, густина та в'язкість);
- величина газоконденсатного та газоводяного фактору;
- пора року (температура довкілля);
- залпові викиди рідини із свердловин.

5.3 Диспетчерська служба на основі даних про режими роботи трубопроводу оцінює його гідравлічну ефективність, визначає місця накопичення рідини [1] та приймає рішення про вживання заходів щодо підвищення ефективності роботи трубопроводу відповідно до вимог [2].

5.4 Гідравлічна ефективність трубопроводів забезпечується системою технічного обслуговування, яка передбачає проведення періодичного очищення їх внутрішньої порожнини від рідинних і твердих забруднень за заздалегідь складеним планом робіт.

5.5 Для мінімізації втрат продукту та забруднень довкілля парниковими газами під час очищення газопроводів рекомендовано внутрішню порожнину систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання від рідинних і твердих забруднень очищувати поршнями спроможними проходити різні перешкоди у внутрішній порожнині (зміщення кромки, напливи в місці зварних швів тощо), фасонні елементи.

5.6 Вибір трубопроводів кандидатів для впровадження технології очищення поршнями із гіперпружних матеріалів треба здійснювати на основі аналізу їх гідравлічного стану (визначення втрат тиску в трубопроводі, об'єму накопичених у його внутрішній порожнині рідинних забруднень), профілю траси, результатів очищення іншими способами (продування, промивання швидкісними потоками, подаванням поверхнево-активних речовин), відомостей технічного персоналу, який займається експлуатацією трубопроводу.

5.7 Ця технологічна інструкція базується на результатах виконання НДР, результатах експериментальних досліджень ефективності очищення дослідними зразками поршнів із гіперпружних матеріалів горизонтальних і понижених ділянок, динаміки руху дослідних зразків поршнів колінами, перехідниками та трійниками трубопроводів. У міру удосконалення форм очисних поршнів, матеріалів для їх виготовлення, конструктивних рішень із запускання та приймання ця технологічна інструкція може корегуватися.

6 ВИМОГИ ДО ОЧИСНИХ ПОРШНІВ

6.1 Для очищення трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання очисні поршні повинні бути суцільнолитими із гіперпружних матеріалів (силіконовий компаунд,

пінополіуретан), які здатні зазнавати великих деформацій під навантаженням і при цьому майже не змінюють свій об'єм, швидко повністю відновлюють свою форму після знімання навантажень відповідно до вимог [3].

6.2 Очисні поршні для очищення трубопроводів треба підбирати з міцних, зносостійких матеріалів стійких до впливу хімічних реагентів, які можуть міститись у трубопроводі (солевих розчинів, слабких кислот, лугів, мінеральних мастил тощо).

6.3 Довжина очисного поршня повинна бути в межах від $1,5 \cdot DN$ до $2,0 DN$.

6.4 Якщо очисний поршень містить ущільнювальні диски для прилягання до внутрішньої стінки труби і надійної герметизації їх діаметр повинен бути на 5-10 % більший внутрішнього діаметра трубопроводу.

6.5 Рекомендована товщина ущільнювальних дисків від 5 мм до 25 мм (залежно від величини внутрішнього діаметра трубопроводу).

6.6 Якщо поршень містить манжети, чашки для прилягання до внутрішньої стінки труби і надійної герметизації їх діаметр повинен бути не менше ніж на 2 % більший внутрішнього діаметра трубопроводу. Максимальний діаметр визначається розміром плеча манжети, чашки.

6.7 Якщо трубопровід містить перехідник із більшого на менший діаметр труб діаметр ущільнювальних дисків, манжет, чашок повинен бути не більше ніж на 3 % більший внутрішнього діаметра трубопроводу.

6.8 Для уникнення застрягання і забезпечення герметизації передній торець очисних поршнів повинен бути опуклим, а задній вгнутим.

7 ТЕХНОЛОГІЧНА ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБІТ З ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВОДІВ ПОРШНЯМИ ІЗ ГІПЕРПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ

7.1 Технологічна послідовність виконання робіт із впровадження технології очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання поршнями:

- лабораторне тестування нових очисних поршнів (нової геометричної форми, виготовлених із нових матеріалів);
- визначення гідравлічного стану трубопроводу (втрат тиску, коефіцієнта гідравлічної ефективності, об'єму і складу забруднень), аналіз профілю траси, результатів очищення іншими способами (продування швидкісними потоками, подаванням поверхнево-активних речовин), відомостей технічного персоналу, який займається експлуатацією трубопроводу;
- аналіз технологічної схеми трубопровідної системи;
- визначення, аналіз конструктивних параметрів трубопроводу, його фасонних елементів;
- аналіз технологічної схеми трубопровідної системи в місцях планованого запускання та приймання поршня;
- підбір конструкції вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів;
- розроблення програми і методики очищення трубопроводу поршнями із гіперпружних матеріалів;
- монтаж вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів;
- прогресивна валідація очисного поршня;
- оцінювання результатів очищення.

7.2 Лабораторне тестування нових очисних поршнів із гіперпружних матеріалів треба виконувати для визначення їх прохідної здатності, оцінювання ефективності очищення трубопроводів, аналізу міцності поршнів, що дає змогу оптимізувати їх геометричну форму та розміри, підібрати найкращий матеріал.

7.3 Основною ознакою необхідності очищення трубопроводу є зростання падіння тиску в трубопроводі за незмінної витрати.

7.4 Рішення про очищення трубопроводу від накопичених у його внутрішній порожнині забруднень треба приймати на основі моніторингу та аналізу втрат тиску та його гідравлічного стану. Аналіз втрат тиску треба виконувати порівнянням фактичного перепаду тиску в трубопроводі з перепадом тиску після останнього очищення внутрішньої порожнини (в ідеалі з перепадом тиску в момент введення трубопроводу в експлуатацію). При цьому треба звертати увагу на витрату транспортованого продукту.

7.5 Аналіз технологічної схеми трубопровідної системи треба виконувати для визначення маршруту руху трубопроводом поршнів із гіперпружних матеріалів.

7.6 Під час визначення маршруту руху трубопроводом поршнів із гіперпружних матеріалів треба враховувати, що у трійниках поршні рухаються за потоком, але якщо потік із магістралі трійника перетікає у його відгалуження, то можлива зміна напрямку руху циліндричного поршня (задня частина поршня стає передньою і навпаки) або застрягання поршнів іншої геометричної форми. Трійники, у яких потік із магістралі перетікає у відгалуження, здатні проходити тільки циліндричні очисні поршні, а усіх інших геометричних форм застрягають. Перехідники з більшого на менший діаметр труб здатні проходити тільки манжетно-чашкові очисні поршні.

7.7 Підбір конструкції вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів треба виконати із урахуванням технологічної схеми трубопроводу в місці їх монтажу, періодичності очищення з урахуванням вимог поданих у розділі 8.

7.8 Програма і методика очищення трубопроводу має містити загальну схему трубопровідної системи, детальну схему трубопровідної системи в місцях запускання та приймання поршня з вказанням конструкції вузлів (камер), порядок та послідовність виконання технологічних операцій із монтажу вузлів (камер) запускання та приймання поршнів, послідовність прогресивної валідації очисного поршня, план дій у разі застрягання очисного поршня та вимоги безпеки.

7.9 Прогресивну валідацію очисного поршня треба виконувати послідовним запусканням ряду очисних поршнів кожен наступний із яких має більшу жорсткість за рахунок твердості матеріалу та геометричної форми для підбору поршня який здатний проходити трубопровід та має найбільший коефіцієнт ефективності очищення (розраховується за (12.1)). Послідовність прогресивної валідації очисного поршня подана в розділі 9.

7.10 Оцінювання результатів очищення треба виконувати за критеріями поданими в розділі 12.

8 ПІДБІР ВУЗЛІВ (КАМЕР) ЗАПУСКАННЯ/ПРИЙМАННЯ ОЧИСНИХ ПОРШНІВ

8.1 Для запускання очисних поршнів у внутрішню порожнину трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і

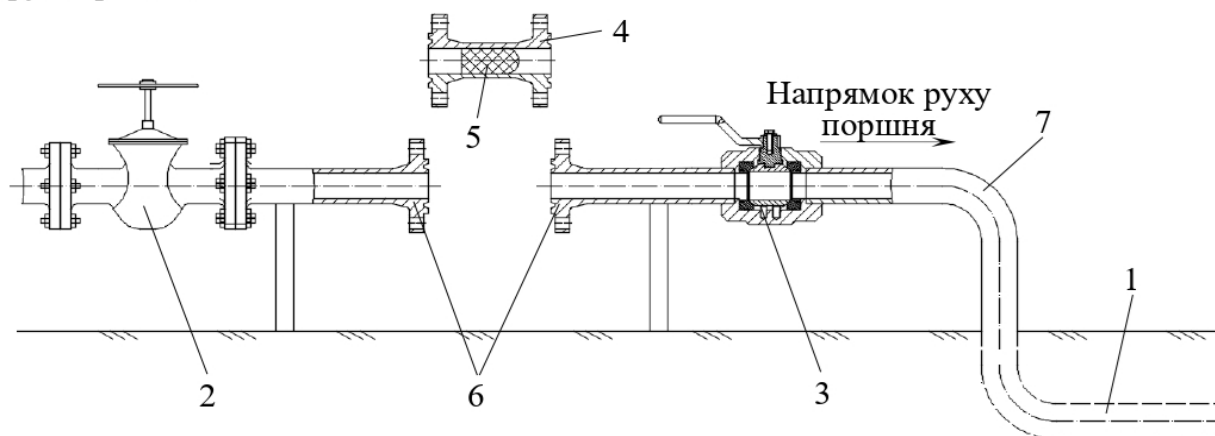
теплопостачання та видалення поршнів із трубопроводів такі системи треба обладнати вузлами (камерами) запускання та приймання поршнів.

8.2 Для підбору місць монтажу і конструкції вузлів (камер) запускання та приймання очисних поршнів треба виконати аналіз технологічної схеми трубопровідної системи в місцях планованого запускання та приймання поршня.

8.3 Конструкції вузлів (камер) запускання очисних поршнів.

8.3.1 Якщо в планованому місці монтажу камери запускання очисних поршнів є можливість перекрити непротяжну ділянку трубопроводу 1 перекривною арматурою 2, 3 і демонтувати котушку 4 або інший трубопровідний елемент, то поршень 5 можна запасувати в демонтований елемент (рис. 8.1) чи прилеглу до нього ділянку трубопроводу 1 і після монтажу демонтованого елемента запустити. Така схема камери запускання поршнів доцільна коли проміжок часу між очищеннями трубопроводу очисними поршнями є довготривалим (не менше двох тижнів). При цьому перекривна арматура 3 на виході камери запускання повинна бути рівнопрохідна.

8.3.2 У разі відсутності між рівнопрохідною перекривною арматурою 3 та перекривною арматурою 2 (рис. 8.1) трубопровідного елемента, який можливо демонтувати, треба змонтувати фланці 6 та котушку 4. Рекомендованим місцем, де доцільно розмістити котушку 4 є ділянка трубопроводу перед рівнопрохідною арматурою 3 (за напрямом руху потоку), через яку поршень буде виходити в трубопровід 1.



1 – трубопровід; 2, 3 – перекривна арматура; 4 – котушка; 5 – очисний поршень;
6 – фланець; 7 – відвід

Рисунок 8.1 – Схема запускання поршня в трубопровід демонтажем і монтажем котушки

8.3.3 Довжина котушки 4 (рис. 8.1) не повинна бути меншою максимально можливої довжини поршня, але не менше діаметра трубопроводу. Якщо діаметр трубопроводу менше 500 мм то довжина котушки повинна бути не менше 500 мм.

8.3.4 Щоб запустити очисний поршень треба перекрити арматуру 2 та 3 (рис. 8.1), демонтувати котушку 4 і запасувати у її внутрішню порожнину очисний поршень 5. Тоді здійснити зворотній монтаж котушки 4 і відкрити перекривну арматуру 2 та 3.

8.3.5 Якщо треба часто запускати очисні поршні або неможливо застосувати схему подану у п. 8.3.1 через відсутність рівнопрохідної перекривної арматури на виході, то вузол запускання поршнів доцільно змонтувати у місці відводу (коліна) 7

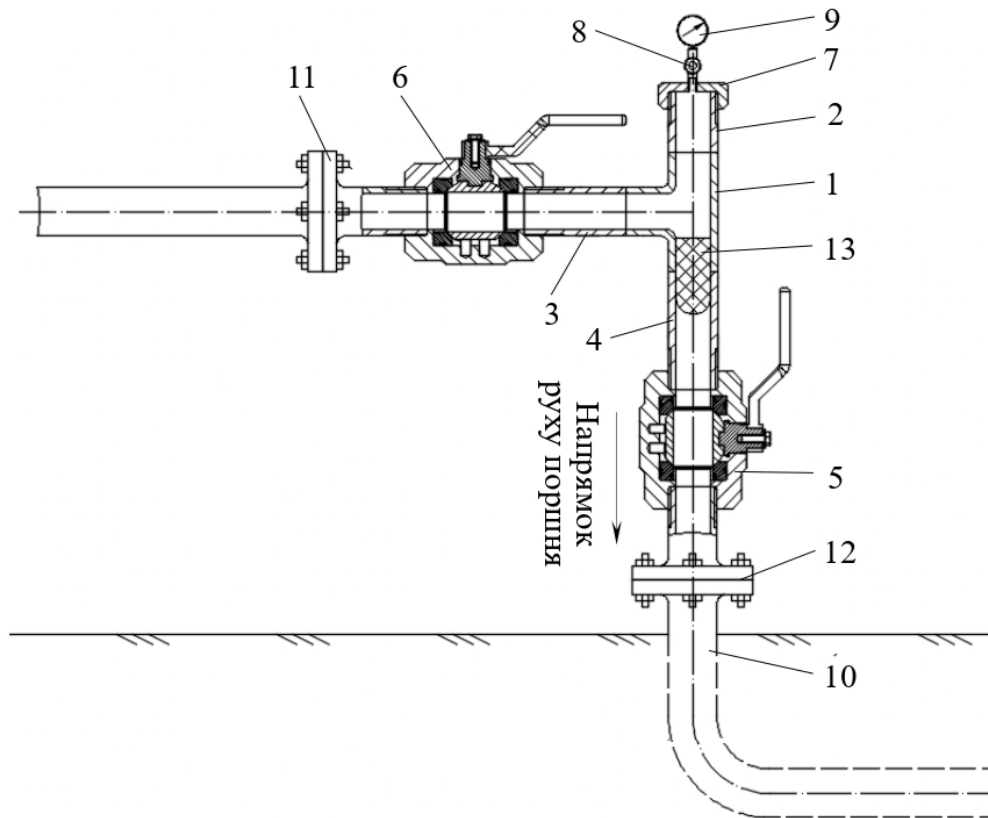
трубопроводу 1 (рис. 8.1) або кутової арматури, де надземна схема його прокладання переходить у підземну. Для цього відвід 7 треба демонтувати. Якщо в місці входу трубопроводу в ґрунт є перехідник із більшого на менший діаметр трубопроводу або навпаки (із меншого на більший діаметр труб) то його також треба демонтувати.

8.3.6 На місці демонтованого відводу або кутової арматури треба змонтувати вузол запускання очисних поршнів, який складається із трійника 1 (рис. 8.2) і приварених до нього труб 2, 3, 4, муфтових кульових кранів 5, 6, заглушки 7 з вентилям 8 та манометром 9.

8.3.7 Вузол запускання поршнів (рис. 8.2) до прилеглих ділянок трубопроводу 10 можна приєднувати фланцями 11, 12, зварюванням або різьбами за допомогою муфт і контргайок. Для чого треба передбачити відповідні з'єднувальні елементи.

8.3.8 Заглушка 7 (рис. 8.2) може бути з внутрішньою різьбою або фланцева.

8.3.9 Якщо надземна ділянка трубопроводу 10 до місця монтажу вузла запускання поршнів (за напрямом руху потоку) містить перекривну арматуру, то кульового крана 6 не потрібно.



1 – трійник; 2, 3, 4 – труба; 5, 6 – муфтовий кульовий кран; 7 – заглушка;
8 – вентиль; 9 – манометр; 10 – трубопровід; 11, 12 – фланець; 13 – очисний поршень

Рисунок 8.2 – Схема вузла запускання поршнів у трубопровід змонтованого в місці відводу трубопроводу

8.3.10 Щоб запустити очисний поршень 13 (рис. 8.2) треба перекрити кульові крани 5 та 6, демонтувати манометр 9 та відкрити вентиль 8 і випорожнити вузол запускання від природного газу. Тоді демонтувати заглушку 7 і запасувати очисний поршень 13 таким чином, щоб його задній торець був нижче відгалуження трійника 1. Після чого змонтувати заглушку 7, відкрити кран 6 та через вентиль 8 продути

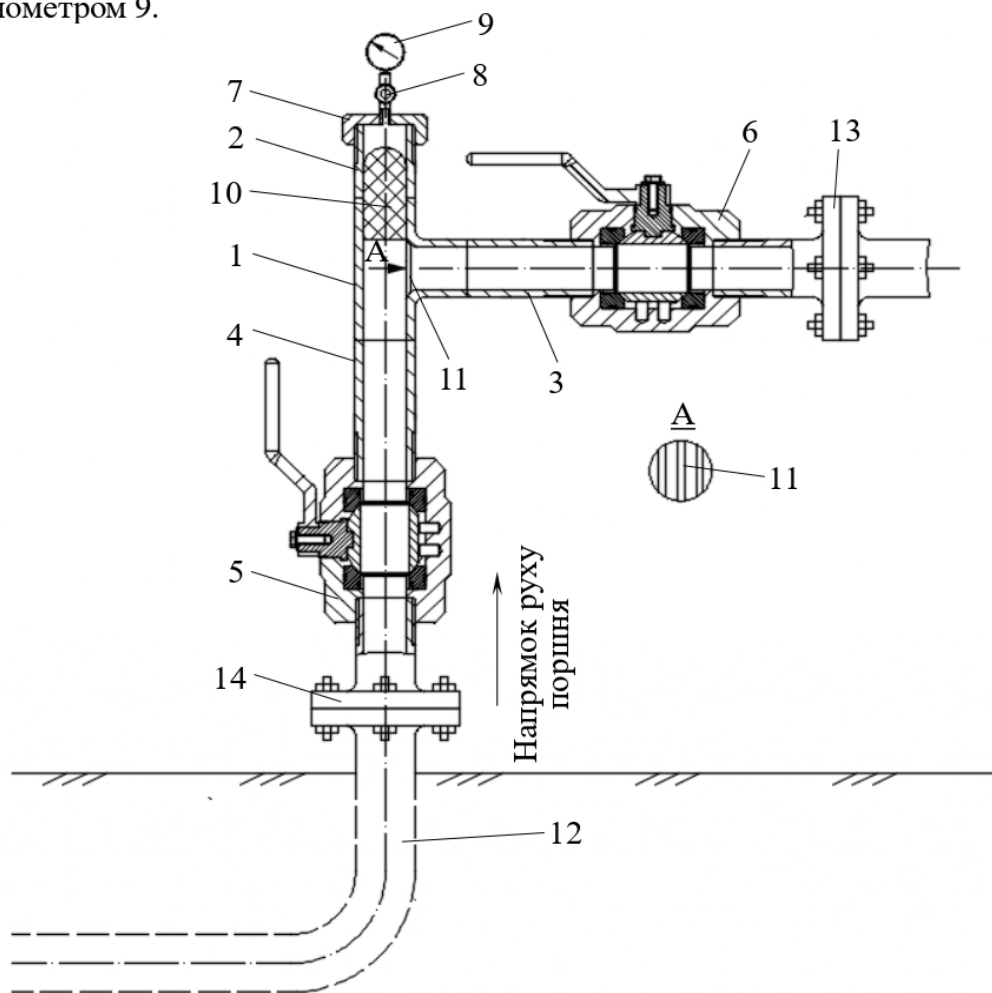
вузол запускання природним газом для видалення повітря, закрити вентиль 8, змонтувати манометр 9 та відкрити кульовий кран 5. У результаті відбудеться витіснення очисного поршня 13 в трубопровід 10.

8.4 Конструкції вузлів приймання очисних поршнів.

8.4.1 Вузол приймання очисних поршнів можна змонтувати в місці відводу (коліна) або кутової арматури трубопроводу, де підземна схема його прокладання переходить у надземну. Також його можна змонтувати в місцях інших відводів надземної ділянки трубопроводу. При цьому від місця виходу трубопроводу з ґрунту до місця монтажу вузла приймання поршнів (за напрямом руху поршня) не повинно бути нерівнопрохідної арматури.

8.4.2 Для монтажу вузла приймання очисних поршнів відвід або кутову арматуру трубопроводу треба демонтувати. Якщо в місці виходу трубопроводу з ґрунту є перехідник із більшого на менший діаметр трубопроводу або навпаки (із меншого на більший діаметр труб) то його також треба демонтувати.

8.4.3 На місці демонтованого відводу або кутової арматури треба змонтувати вузол приймання очисних поршнів, який складається із трійника 1 (рис. 8.3) і приварених до нього труб 2, 3, 4, муфтових кульових кранів 5, 6, заглушки 7 з вентилем 8 та манометром 9.



- 1 – трійник; 2, 3, 4 – труба; 5, 6 – муфтовий кульовий кран; 7 – заглушка;
8 – вентиль; 9 – манометр; 10 – очисний поршень; 11 – решітка; 12 – трубопровід;
13, 14 – фланець

Рисунок 8.3 – Схема вузла приймання поршнів з трубопроводу змонтованого в місці відводу трубопроводу

8.4.4 Щоб очисний поршень 10 із гіперпружного матеріалу зупинився у трійнику 1 і приварений до нього трубі 2 (рис. 8.3), а не продовжував рухатись далі за потоком, відгалуження трійника 1 повинно містити решітку 11.

8.4.5 Вузол приймання поршнів (рис. 8.3) до прилеглих ділянок трубопроводу 12 можна приєднувати фланцями 13, 14, зварюванням або різьми за допомогою муфт і контргайок. Для чого треба передбачити відповідні з'єднувальні елементи.

8.4.6 Для приймання твердих забруднень труба 2 повинна бути подовженою.

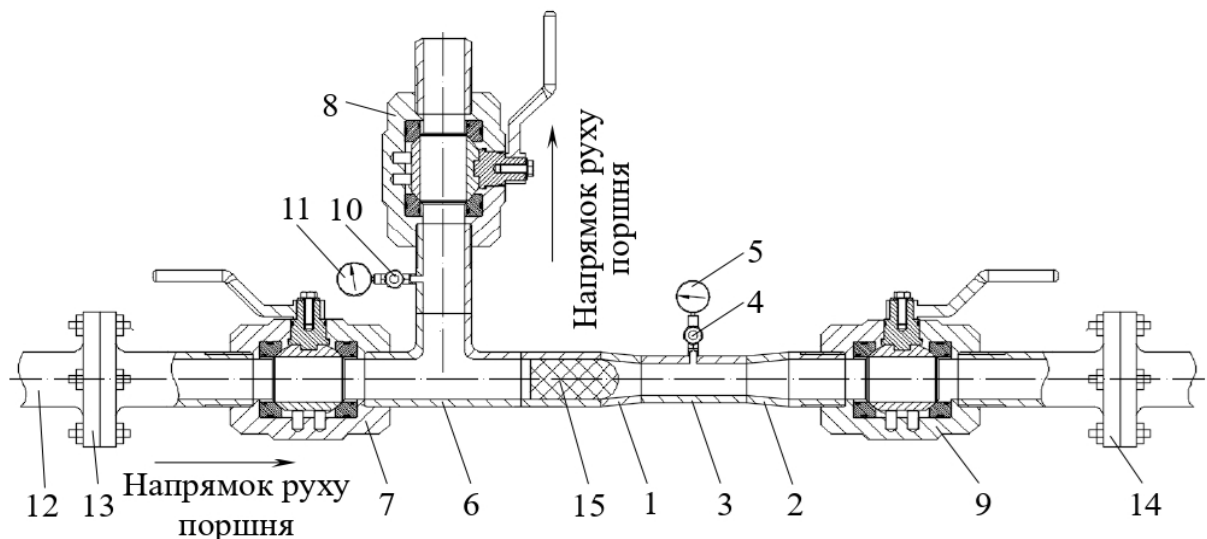
8.4.7 Заглушка 7 (рис. 8.3) може бути з внутрішньою різьбою або фланцева.

8.4.8 Якщо надземна ділянка трубопроводу 12 за місцем встановлення вузла приймання поршнів (за напрямом руху потоку) містить перекивну арматуру, то кульового крана 6 не потрібно.

8.4.9 У момент входу очисного поршня 10 у вузол приймання відбудеться збільшення показів манометра 9 (рис. 8.3).

8.4.10 Щоб прийняти і видалити з трубопроводу 12 очисний поршень 10 (рис. 8.3) треба після його входу у вузол приймання перекрити кульові крани 5 та 6, демонтувати манометр 9, відкрити вентиль 8 і спорожнити вузол приймання від природного газу. Тоді демонтувати заглушку 7 і видалити очисний поршень 10. Щоб відновити транспортування продукту треба змонтувати заглушку 7, відкрити кульовий кран 5 і продути вузол запускання через вентиль 8. Тоді закрити вентиль 8 і відкрити кульовий кран 6.

8.4.11 Вузол приймання і видалення очисних поршнів (рис. 8.4) можна змонтувати в місці прямолінійної ділянки трубопроводу. Для цього треба демонтувати котушку труби. Якщо в місці входу трубопроводу в ґрунт є перехідник із меншого на більший діаметр трубопроводу або навпаки (із меншого на більший діаметр труб) то його також треба демонтувати.



- 1, 2 – перехідник; 3 – котушка; 4, 10 – вентиль; 5, 11 – манометр; 6 – трійник;
7, 8, 9 – муфтовий кульовий кран; 12 – трубопровід; 13, 14 – фланець;
15 – очисний поршень

Рисунок 8.4 – Схема вузла приймання і видалення з трубопроводу очисних поршнів

8.4.12 На місці демонтованої котушки труби треба змонтувати вузол приймання і видалення з трубопроводу очисних поршнів, який складається із

перехідника 1 з більшого на менший діаметр труб та перехідника 2 з меншого на більший діаметр труб (рис. 8.4). Між перехідниками 1 та 2 поміщена котушка труби 3 з вентилям 4 та манометром 5. Також вузол приймання і видалення з трубопроводу очисних поршнів (рис. 8.4) містить трійник 6, муфтові кульові крани 7, 8, 9, вентиля 10 та манометри 11.

8.4.13 Для приєднання до трубопроводу 12 вузол приймання і видалення очисних поршнів (рис. 8.4) містить фланці 13 та 14.

8.4.14 Якщо надземна ділянка трубопроводу за місцем встановлення вузла приймання і видалення поршнів (за напрямом руху потоку) містить перекривну арматуру, то кульового крана 9 не потрібно.

8.4.15 До моменту зупинки очисного поршня 15 в перехіднику 1 кульові крани 7 та 9 повинні бути відкриті, а 8 закритий.

8.4.16 Фіксування моменту зупинки очисного поршня 15 в перехіднику 1 треба здійснювати за показами манометрів 5 та 11. У цей момент покази манометра 5 почнуть зменшуватись, а манометра 11 збільшуватись.

8.4.17 Щоб остаточно зупинити очисний поршень 15 у перехіднику 1 у момент початку збільшення показів манометра 10 та зменшення показів манометра 5 треба закрити кульовий кран 7.

8.4.18 Щоб видалити очисний поршень 15 із трубопроводу треба відкрити кульовий кран 8. У результаті відбудеться вихід транспортованого продукту з запоршневого простору, а поршень під дією передпоршневого тиску витісниться з перехідника 1 і через трійник 6 та кульовий кран 8 відбудеться його видалення реверсним потоком із трубопроводу 12.

8.4.19 Після видалення з трубопроводу 12 очисного поршня 15 муфтовий кульовий кран 8 закривають, а муфтовий кульовий кран 7 відкривають.

9 ПРОГРЕСИВНА ВАЛІДАЦІЯ ОЧИСНОГО ПОРШНЯ

9.1 Прогресивну валідацію очисного поршня треба виконувати якщо очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання поршнями виконується вперше або у разі заміни геометричної форми, матеріалу поршнів на іншу.

9.2 Задачами прогресивної валідації очисного поршня є визначення прохідності трубопроводу, мінімізація ризику застрягання очисного поршня, підбір геометричної форми і матеріалу поршня для максимально ефективного очищення трубопроводу, визначення працездатності камер запускання і приймання поршнів.

9.3 Критерії прогресивної валідації:

- прохідна здатність очисного поршня;
- коефіцієнт ефективності очищення трубопроводу поршнем.

9.4 Прогресивну валідацію очисного поршня треба виконати з урахуванням стану кожного трубопроводу (наявність рідких, твердих забруднень у внутрішній порожнині, твердих відкладів на внутрішній стінці), його прохідності (наявність значних напливів чи зміщень кромek в місці зварних з'єднань, вм'ятин, фасонних елементів (крутовигнутих відводів, трійників, перехідників із більшого на менший діаметр труб і навпаки) тощо), режимів роботи (витрата, тиск) серією запускань тестових поршнів.

9.5 Для прогресивної валідації очисного поршня треба скласти план валідації у якому треба враховувати тиск на вході, перехідники трубопроводів з одного діаметра на інший, трійники, значні відкладення на внутрішній стінці, стан внутрішньої порожнини, можливу наявність механічних перешкод у трубопроводі, конструктивні особливості трубопроводу (радіуси вигину відводів, параметри трійників, перехідників тощо).

9.6 Технологічна послідовність виконання робіт із прогресивної валідації очисного поршня:

- підбір тестового очисного поршня;
- запускання тестового очисного поршня;
- аналіз результатів очищення (склад і об'єм видалених забруднень), стану очисного поршня, режиму роботи трубопроводу під час руху поршня;
- повторне запускання тестового очисного поршня або підбір і запускання наступного тестового очисного поршня більшої жорсткості;
- вибір оптимального очисного поршня для періодичного очищення трубопроводу.

9.7 Найперше треба запускати тестовий очисний поршень, який має найбільшу прохідну здатність (за рахунок геометричної форми) з матеріалу найменшої твердості за шкалою Шор А. Перший тестовий поршень треба запускати з відкритим рівнопрохідним краном на виході камери запускання.

9.8 Під час руху кожного очисного поршня треба фіксувати покази манометра камери запускання. Різкі значні збільшення тиску на вході трубопроводу є ознаками наявності перешкод у внутрішній порожнині трубопроводу.

9.9 Геометричну форму та твердість за шкалою Шор А кожного наступного тестового очисного поршня треба підбирати за результатами запускань попереднього на основі аналізу зміни тиску на вході трубопроводу під час руху поршня, стану очисного поршня після проходження усього трубопроводу та результатів очищення.

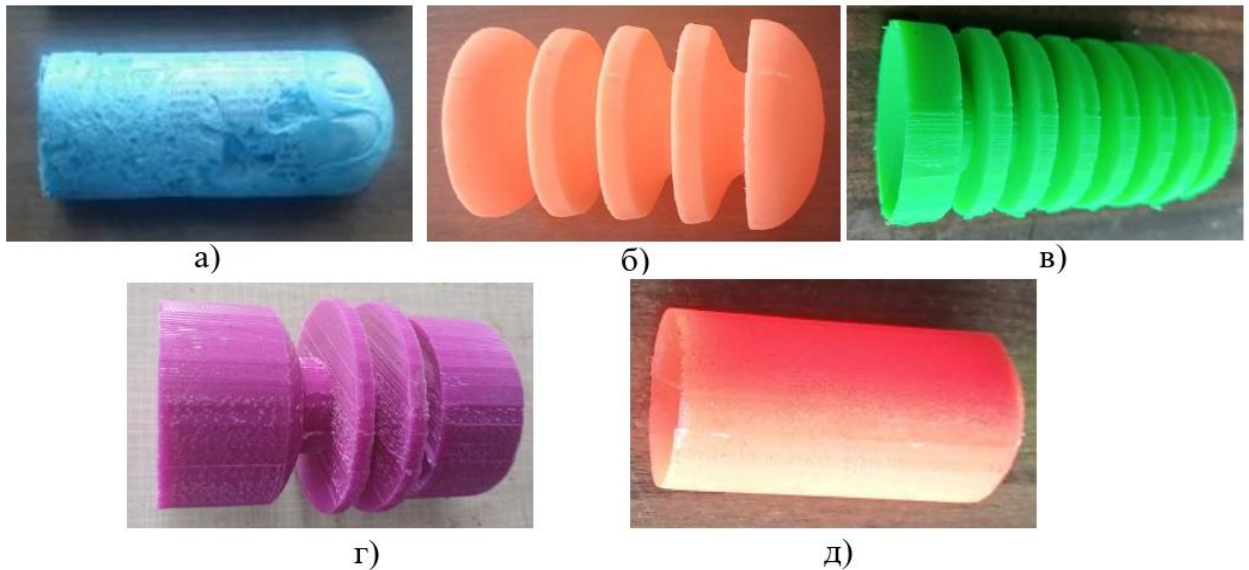
9.10 Для аналізу результатів очищення трубопроводу під час прогресивної валідації очисного поршня забруднення з камери приймання повинні поступати в мірну зливну ємність.

9.11 Кожен наступний тестовий очисний поршень повинен бути більшої жорсткості (виготовлений з матеріалу більшої твердості за шкалою Шор А та/або мати жорсткішу геометричну форму).

9.12 Рекомендована послідовність прогресивної валідації очисних поршнів із гіперпружних матеріалів:

- запускання циліндричного поршня із пінополітану малої густини 20-30 кг/м³ (рис. 9.1, а);
- запускання манжетно-чашкового поршня із силіконового компаунда (рис. 9.1, б);
- запускання багатодискового поршня із силіконового компаунда (рис. 9.1, в);
- запускання циліндрично-дводискового поршня із силіконового компаунда (рис. 9.1, г);
- запускання циліндричного поршня із силіконового компаунда (рис. 9.1, д).

9.13 Після кожного запускання очисного поршня треба виконати аналіз прохідності трубопроводу, прохідної здатності поршня та ефективності його застосування.



а) – циліндричний із пінополіуретану густиною 20-30 кг/м³; б) – манжетно-чашковий із силіконового компаунда; в) – багатодисковий із силіконового компаунда; г) – циліндрично-дводисковий із силіконового компаунда; д) – циліндричний із силіконового компаунда

Рисунок 9.1 – Очисні поршні із гіперпружних матеріалів

9.14 Якщо очисним поршнем із гіперпружного матеріалу із трубопроводу видалено невеликий об'єм забруднень, а під час його руху на вході трубопроводу не відбувається значних збільшень тиску, то для наступного запускання треба підбирати поршень більшої жорсткості.

9.15 Поступово збільшувати жорсткість очисного поршня треба до тих пір, поки усі забруднення з трубопроводу не буде видалено (під час виходу непошкодженого поршня перед ним не буде забруднень). Останній поршень перед яким були забруднення є оптимальним і його валідовано. Такий поршень треба застосовувати для періодичного очищення трубопроводу.

9.16 Якщо відбуваються значні збільшення тиску на вході трубопроводу під час руху очисного поршня, поршень під час руху трубопроводом пошкодився або ним видалено великий об'єм забруднень, то треба запустити ще раз контрольний тестовий очисний поршень такої ж геометричної форми та твердості за шкалою Шор А.

9.17 Якщо після повторного запускання одного і того ж поршня повторюється значне збільшення тиску на вході трубопроводу під час його руху то запускати поршень більшої жорсткості заборонено.

9.18 Якщо очисним поршнем було видалено забруднення з трубопроводу, а після повторного запускання одного і того ж поршня забруднення відсутні або їх об'єм мінімальний то очисний поршень валідовано і його можна застосовувати для періодичного очищення трубопроводу.

9.19 Коли очисний поршень валідовано і відновлено експлуатацію трубопроводу необхідно визначити втрати тиску в трубопроводі і їх порівняти з втратами тиску до валідації, розрахувати об'єм залишку забруднень.

9.20 Для очищення внутрішньої порожнини трубопроводу від твердих забруднень твердість ущільнювальних елементів поршня має бути більшою, ніж від

рідинних забруднень. Для таких очищень рекомендовано застосовувати бгатодискові очисні поршні.

9.21 Якщо трубопровід містить перехідник з більшого на менший діаметр труб тестові очисні поршні мають бути тільки манжетно-чашкові.

10 ПЕРІОДИЧНЕ ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВІДІВ ОЧИСНИМИ ПОРШНЯМИ

10.1 Рішення про виконання очищення від рідинних і твердих забруднень внутрішньої порожнини трубопроводу очисним поршнем треба приймати за результатами аналізу перепаду тиску, розрахунку гідравлічної ефективності трубопроводу та об'єму накопичених забруднень.

10.2 Періодичне очищення трубопроводу очисним поршнем треба виконувати за заздалегідь складеним планом робіт.

10.3 План робіт повинен містити:

- опис очисного поршня;
- технологічну схему трубопроводу;
- послідовність технологічних операцій з запускання очисного поршня;
- вимоги до режиму роботи трубопроводу під час руху ним очисного поршня;
- вимоги до контролю за режимом роботи трубопроводу під час руху ним очисного поршня;
- послідовність технологічних операцій з приймання очисного поршня;
- методику аналізу результатів очищення.
- вимоги безпеки.

10.4 Для періодичного очищення внутрішньої порожнини трубопроводів систем збору та транспортування газу газових родовищ, мереж газопостачання і теплопостачання треба застосовувати тільки валідований очисний поршень із гіперпружного матеріалу.

10.5 Технологічна схема трубопроводу повинна містити схему облаштування трубопроводу камерами (вузлами) запускання та приймання поршнів, схему розташування перекривної арматури та фасонних елементів.

10.6 Послідовність технологічних операцій із запускання очисного поршня залежить від конструкції вузлів (камер) запускання очисних поршнів і подана в пункті 8.3.

10.7 Витрата транспортованого продукту під час руху трубопроводом очисного поршня повинна бути такою, щоб поршень рухався із постійною швидкістю від 2 м/с до 5 м/с.

10.8 Під час руху трубопроводом очисного поршня треба контролювати зміну з часом тиску на початку трубопроводу за показами манометра камери запускання.

10.9 Послідовність технологічних операцій із приймання очисного поршня залежить від конструкції вузлів (камер) приймання очисних поршнів і подана в пункті 8.4.

10.10 Для аналізу результатів очищення трубопроводу очисним поршнем треба визначити:

- склад і об'єм видалених поршнем забруднень;
- стан очисного поршня;
- час руху поршня трубопроводом;
- середню швидкість руху поршня трубопроводом;

- перепад тиску в трубопроводі після його очищення;
- витрату транспортованого продукту після пропускання очисного поршня;
- коефіцієнт гідравлічної ефективності трубопроводу після пропускання очисного поршня;
- розрахунковий об'єм забруднень у внутрішній порожнині трубопроводу після пропускання очисного поршня;
- коефіцієнт ефективності очищення трубопроводу поршнем (розраховується за (12.1)).

10.11 Витрату транспортованого продукту, перепад тиску в трубопроводі, коефіцієнт гідравлічної ефективності трубопроводу та розрахунковий об'єм забруднень після очищення треба порівняти з цими ж показниками до очищення.

11 ПЛАН ДІЙ У РАЗІ ЗАСТРЯГАННЯ ОЧИСНОГО ПОРШНЯ

11.1 У разі застрягання очисного поршня у внутрішній порожнині трубопроводу треба визначити місце та причини його застрягання.

11.2 Причиною застрягання очисного поршня може бути:

- значне зміщення кромок, напливи металу у внутрішню порожнину трубопроводу в місці зварних швів, інші непередбачувані механічні перешкоди зумовлені недотриманням норм і правил під час будівництва, реконструкції та ремонту трубопроводу тощо;
- фасонні елементи трубопроводів (крутовигнуті відводи, трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб);
- частково закрита перекривна арматура, нерівнопрохідна перекривна арматура;
- недостатній запоршневий тиск;
- значне накопичення забруднень перед поршнем;
- значне зношення поршня;
- розривання елементів поршня в перехідниках із більшого на менший діаметр труб, частково закритих кранах або через інші причини;
- надмірна жорсткість, довжина поршня;
- гідратне, льодове часткове закупорення трубопроводу;
- інші непередбачувані причини.

11.3 Причинами значного зношення очисного поршня можуть бути:

- занадто велика довжина трубопроводу;
- зменшення діаметра трубопроводу по його довжині;
- наявність великої кількості абразивних частинок у трубопроводі;
- наявність гострих напливів в місці зварних швів.

11.4 Рекомендований план дій у разі застрягання очисного поршня:

- збільшення витрати, тиску на вході трубопроводу та зменшення на виході;
- подавання потоку в реверсному напрямку (можливе короткочасне подавання для видалення поршня з місця застрягання і тоді повернення до аверсного напрямку потоку);
- випорожнення трубопроводу (у результаті стискання в перехідниках, частково закритих кранах поршень може сильно деформуватись, що призводить до виникнення значного перетікання через нього. Зменшення тиску може призвести до відновлення його геометричної форми);

- закачування невеликого обсягу рідини в газопровід і подавання швидкісного газового потоку та створення гідроудару на поршні;
- закачування під тиском рідини в газопровід.

12 ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ТРУБОПРОВОДУ ОЧИСНИМИ ПОРШНЯМИ

12.1 Критеріями ефективності очищення трубопроводу очисними поршнями є:

- склад і об'єм видалених забруднень;
- розрахунковий об'єм забруднень у внутрішній порожнині трубопроводу після пропускання очисного поршня;
- різниця перепадів тиску в трубопроводі до і після пропускання очисного поршня;
- коефіцієнт ефективності очищення трубопроводу поршнем.

12.2 Коефіцієнт ефективності очищення трубопроводу поршнем рівний

$$E = \frac{\frac{Q_2}{\Delta P_2} - \frac{Q_1}{\Delta P_1}}{\frac{Q_1}{\Delta P_1}} \cdot 100\%, \quad (12.1)$$

де Q_1 – витрата продукту до очищення трубопроводу поршнем;

Q_2 – витрата продукту після очищення трубопроводу поршнем;

ΔP_1 – перепад тиску в трубопроводі до очищення поршнем;

ΔP_2 – перепад тиску в трубопроводі після очищення поршнем.

13 ДОКУМЕНТУВАННЯ ІНФОРМАЦІЇ

13.1 Під час кожного запускання очисного поршня треба документувати таку інформацію:

- витрата, початковий і кінцевий тиск в трубопроводі до запускання очисного поршня;
- перепад тиску в трубопроводі до запускання очисного поршня;
- коефіцієнт гідравлічної ефективності трубопроводу до запускання очисного поршня;
- розрахунковий об'єм забруднень у внутрішній порожнині трубопроводу до запускання очисного поршня;
- профіль траси (на профілі повинно бути вказані основні можливі місця накопичення забруднень);
- внутрішній діаметр трубопроводу (найбільший і найменший у разі його зміни по довжині трубопроводу);
- довжина ділянки трубопроводу, якою буде рухатись поршень;
- наявна вздовж ділянки трубопроводу, якою буде рухатись поршень, перекривна арматура, її конструктивні параметри;

- наявні вздовж ділянки трубопроводу, якою буде рухатись поршень, фасонні елементи (крутовигнуті відводи, трійники, перехідники з більшого на менший діаметр труб і навпаки), їх конструктивні параметри;
- мінімальний радіус вигину відводів трубопроводу;
- інша наявна інформація про стан трубопроводу (вм'ятини, значні напливи чи зміщення кромek в місці зварних з'єднань);
- дата і час запускання та приймання очисного поршня;
- геометрична форма і матеріал очисного поршня, твердість за Шор А матеріалу очисного поршня;
- зміна з часом тиску на початку трубопроводу під час руху очисного поршня;
- час руху очисного поршня;
- середня швидкість руху очисного поршня;
- склад і об'єм видалених із трубопроводу забруднень;
- стан очисного поршня (візуально виявлені пошкодження із фотографіями);
- величина зношення бічної поверхні поршня;
- витрата, початковий і кінцевий тиск в трубопроводі після пропускання очисного поршня;
- перепад тиску в трубопроводі після пропускання очисного поршня;
- розрахунковий об'єм забруднень у внутрішній порожнині трубопроводу після пропускання очисного поршня;
- коефіцієнт ефективності очищення трубопроводу після пропускання очисного поршня.

13.2 Усю одержану під час кожного запускання очисного поршня інформацію треба використовувати для вибору наступного поршня, удосконалення поршнів, оптимізації режиму роботи трубопроводу під час руху очисного поршня щоб підвищувати ефективність очищення.

13.3 Після виконання робіт із очищення трубопроводу поршнями із гіперпружних матеріалів треба скласти звіт про очищення. Якщо очищення трубопроводу поршнем виконано вперше то у звіті повинен бути висновок про результати прогресивної валідації очисного поршня із вказанням матеріалу, твердості матеріалу за шкалою шор А та геометричної форми підібраного поршня і можливості його застосування для періодичного очищення трубопроводу.

13.4 Уся задокументована інформація після кожного очищення трубопроводу очисним поршнем є обґрунтуванням для підбирання ефективнішого поршня, перегляду і оптимізації програми очищення внутрішньої порожнини трубопроводу поршнями.

14 ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ

14.1 Під час виконання робіт із монтажу камер запускання та приймання очисних поршнів, виконання робіт із очищення трубопроводів поршнями із гіперпружних матеріалів треба дотримуватись вимог НПАОП 11.1-1.01-08 «Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України», НПАОП 0.00-1.73-14 «Правила охорони праці та безпечної експлуатації технологічних трубопроводів», НПАОП 0.00-1.81-18 «Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском», керуватися інструкціями з техніки безпеки, що діють у операторів трубопровідних систем.

14.2 Під час виконання робіт із застосуванням ручного дугового зварювання, ацетилено-кисневого різання необхідно дотримуватись вимог НПАОП 11.1-1.01-08 «Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України», НПАОП 0.00-5.11-85 «Типова інструкція з організації безпечного проведення газонебезпечних робіт», НПАОП 28.52-1.31-13 «Правила охорони праці під час зварювання металів».

14.3 Роботи з випорожнення, продування газопроводу перед монтажем камер запускання та приймання очисних поршнів є газонебезпечні і їх мають виконувати не менше ніж двома працівниками під керівництвом відповідальної особи з записом у журналі проведення газонебезпечних робіт без наряду-допуску.

14.4 Під час виконання технологічної операцій з випорожнення, продування газопроводу необхідно дотримуватись вимог НПАОП 11.1-1.01 «Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України», НПАОП 0.00-5.11-85 «Типова інструкція з організації безпечного проведення газонебезпечних робіт».

14.5 Роботи із впровадження технології очищення трубопроводу поршнями із гіперпружних матеріалів треба виконувати за затвердженою програмою та методикою під безпосереднім керівництвом майстра.

14.5 Роботи із запускання очисного поршня із гіперпружного матеріалу треба виконувати за затвердженим планом робіт під безпосереднім керівництвом майстра.

14.6 Під час відкривання чи закривання перекривної арматури треба знаходитись збоку від неї. Не допустиме перебування працівника напроти штурвалу арматури.

14.7 Демонтаж відводу (коліна) або кутової арматури у місці монтажу камери запускання та приймання треба виконувати тільки після випорожнення шлейфа свердловини від природного газу.

14.8 Заборонено залишати розгерметизований трубопровід, камери запускання та приймання очисних поршнів без догляду.

14.9 Роз'єднання або розкручування і знімання заглушки камер запускання та приймання очисних поршнів треба виконувати після повного їх перекривання перекривною арматурою і випорожнення через вентиль.

14.10 Після запасування поршня в камеру запускання треба з неї повністю видалити повітря продуванням.

14.11 Після монтажу камер запускання та приймання очисних поршнів треба з них і газопроводу видалити повітря продуванням газом.

14.12 Після відновлення транспортування газу треба перевірити загазованість у місцях роз'ємних з'єднань камери запускання та приймання очисних поршнів.

14.13 Роботи із монтажу камер запускання та приймання очисних поршнів, запускання та приймання поршнів треба виконувати з участю не менше двох працівників і за наявності страхувальної ланки за кількістю працюючих.

14.14 Роботи мають виконувати працівники не молодше 18 років, які пройшли спеціальне навчання і перевірку знань із питань охорони праці відповідно до НПАОП 0.00-4.12 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці».

ДОДАТОК А
(довідковий)
БІБЛІОГРАФІЯ

1 СТП 320.00158764.034 –2002 Правила технічної експлуатації промислових трубопроводів газових, газоконденсатних та нафтових родовищ, прийнято та надано чинності Наказом ДК «Укргазвидобування» від 17.06.2002 р. № 235.

2 СОУ 09.1-30019775-246:2023 Методика визначення гідравлічного стану газопроводів системи збору та транспортування газу з родовищ АТ «Укргазвидобування», прийнято та надано чинності Наказом АТ «Укргазвидобування» від 22.05.2023 р. № 398.

3 Методика виготовлення дослідних зразків очисних поршнів і визначення їх фізико-механічних характеристик, затверджено ректором Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу 24.11.2023 р.

ДОДАТОК В

ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИСТКИ ШЛЕЙФУ СВЕРДЛОВИНИ

У програмному забезпеченні PipeSim побудовано модель свердловини № 106 Західно-Старовірівського газоконденсатного родовища (Єфремівське ЦВНГК ГПУ "Шебелинкагазвидобування") та газозбірної системи до (рисунок В.1) та після (рисунок В.2) очищення.

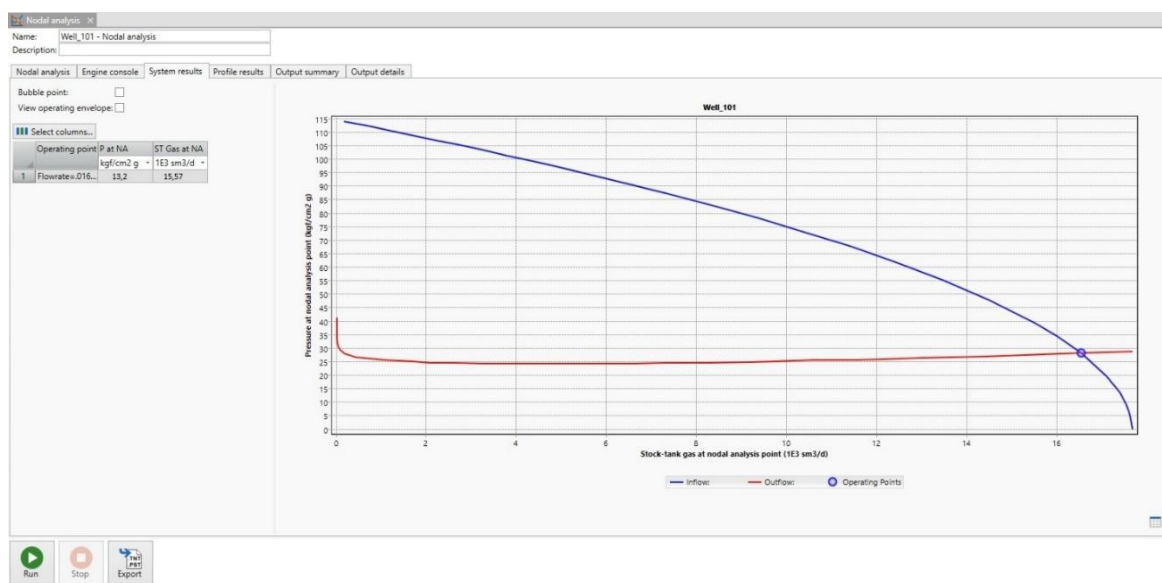


Рисунок В.1 – Модель свердловини та газозбірної системи в плагіні Nodal analysis PIPESIM до очищення

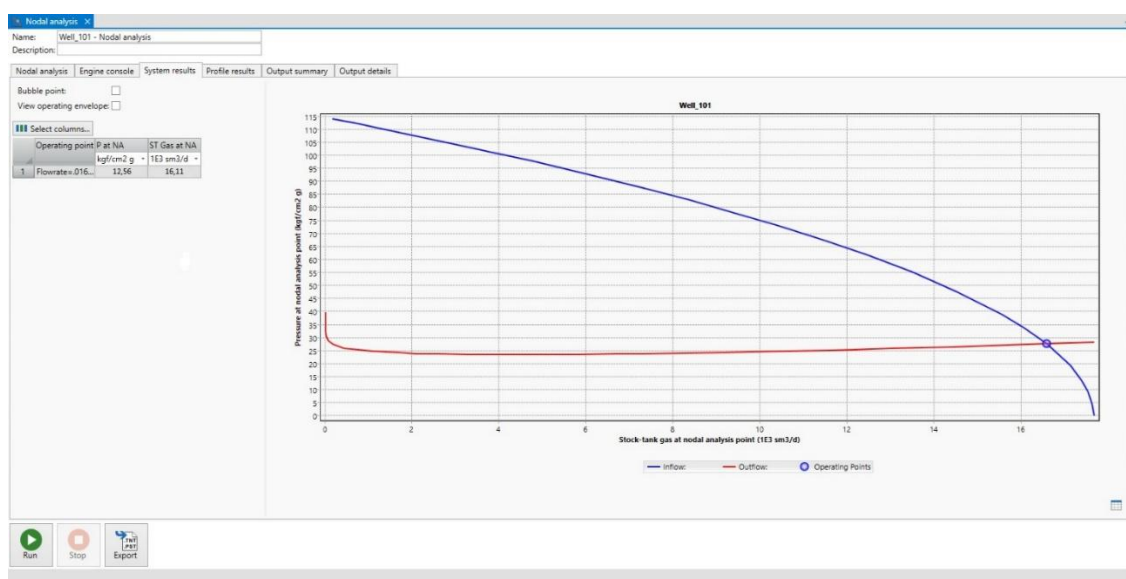


Рисунок В.2 – Модель свердловини та газозбірної системи в плагіні Nodal analysis PIPESIM після очищення

Параметри свердловини № 101 Західно-Старовірівського ГКР до очищення подано в таблиці В.1, а після очищення в таблиці В.2.

Таблиця В.1 – Параметри свердловини № 101 Західно-Старовірівського ГКР до очищення

Почат. тиск, МПа	Кінц. тиск, МПа	Витрата газу, тис. м ³ /доб	Перепад тиску, МПа	Швидкість газу, м/с	Коеф-т гідр. еф-ті, %	Розрах. об'єм забруднень, м ³
1,32	0,75	15,57	0,57	6,63	87	2,34

Таблиця В.2 – Параметри свердловини № 101 Західно-Старовірівського ГКР після очищення

Почат. тиск, МПа	Кінц. тиск, МПа	Витрата газу, тис. м ³ /доб	Перепад тиску, МПа	Швидкість газу, м/с	Коеф-т гідр. еф-ті, %	Розрах. об'єм забруднень, м ³
1,26	1,04	16,11	0,22	6,98	98	0,08

У результаті очищення шлейфа свердловини його гідравлічна ефективність збільшилась з 87 % до 98 %, що в свою чергу дозволило зменшити перепад тиску з 0,57 МПа до 0,22 МПа.

Оцінка економічної ефективності реалізації заходу виконана відповідно до методичних рекомендацій надрокористувача із використанням макроекономічних прогнозів, чинних на дату виконання розрахунків. Вихідні дані наведені в таблиці В.3.

Висновки щодо економічної ефективності реалізації заходу ґрунтуються на визначенні накопиченого дисконтованого грошового потоку (NPV) з урахуванням терміну окупності проєктних капітальних інвестицій.

Доходна частина проєкту формується за рахунок доходів від реалізації додаткових обсягів видобування вуглеводнів. Витратна частина проєкту містить статті капітальних інвестицій та поточних експлуатаційних витрат.

Таблиця В.3 – Вихідні дані

Показники	2025	2026	2027	2028	2029	2030
Ціна реалізації газу, грн/тис.м ³	22639,05	22458,83	21051,46	19882,41	19704,39	20792,1
Ціна реалізації конденсату, грн/т	20456,07	26472,71	24443,22	22872,62	24553,28	27036,95
Індекс інфляції кумулятивний для витрат 2025 р., долі од.		0,075	0,132	0,192	0,252	0,315
Плата за вхід, грн/тис.м ³	464,37	464,37	464,37	464,37	464,37	487,86
Умовно-змінні витрати по газу, грн/тис.м ³	50,77	54,58	57,48	60,50	63,55	66,77
Умовно-змінні витрати по конденсату, грн/т	380,19	408,67	430,42	453,06	475,89	499,96
Курс валют, грн/дол. США	43,30	44,70	45,20	45,60	46,87	48,19
ВТВ і НВ газу, %	4,61	4,61	4,61	4,61	4,61	4,61
Норма дисконту, % на рік	19,08	19,08	19,08	19,08	19,08	19,08

Прогноз додаткового видобутку вуглеводнів внаслідок реалізації заходу подано в таблиці В.4.

Таблиця В.4 – Обсяги додаткового видобутку природного газу та конденсату з свердловини № 101 Західно-Старовірівського ГКР

Рік	Свердловина № 101		
	ΔQ , тис. м ³ /добу	ΔQ , млн м ³ /рік	ΔQ , т/рік
2025	0,540	0,197	0,003
2026	0,439	0,160	0,002
2027	0,356	0,130	0,002
2028	0,290	0,106	0,002
2029	0,235	0,086	0,001
2030	0,191	0,070	0,001
2031	0,155	0,057	0,001
2032	0,126	0,046	0,001
2033	0,103	0,037	0,001
2034	0,083	0,030	0,000
	Разом:	0,919	0,014

Капітальні інвестиції складаються з вартості обладнання, яке необхідно

одноразово встановити, в тому числі:

- стаціонарний вузол запускання очисних поршнів у трубопровід вартістю 227,9 тис.грн. без ПДВ;
- стаціонарний вузол приймання очисних поршнів з трубопроводу вартістю 237,7 тис. грн. без ПДВ;
- вентилі в кількості 8 шт. вартістю 7650 грн/шт. без ПДВ.

Поточні експлуатаційні витрати розраховані за наступними статтями:

– умовно-змінні витрати на видобуток і підготовку вуглеводнів Західно-Старовірівського родовища, визначені за даними чинної системи обліку та враховані в розрахунках за нормативами: для природного газу – 50,77 грн/тис.м³, для конденсату – 380,19 грн/т;

– рентна плата, визначення згідно з вимогами Податкового кодексу на дату складання розрахунків без використання пільгових ставок;

– плата за використання магістральних газопроводів згідно з рішенням НКРЕ і КП на дату проведення розрахунків за нормативом 464,37 грн/тис.м³ із подальшим індексуванням починаючи з 2030 року;

– амортизація проектного обладнання, визначена прямолінійним методом з терміном корисної експлуатації 10 років;

– щорічні витрати на підтримання технічного стану трубопроводу, що складаються з витрат на відрядження в сумі 11,8 тис.грн/рік та вартості поршнів – 10,0 тис.грн/рік.

Розрахунки показників економічної ефективності проведення заходу за роками наведений в таблиці В.5.

Таблиця В.5 – Зведені техніко-економічні показники реалізації заходу

Показники	Значення
Додатковий видобуток газу, млн. м ³	0,919
Додатковий видобуток конденсату, т	0,014
Капітальні вкладення, тис. грн.	526,8
Експлуатаційні витрати, тис. грн.	8 272,4
в т.ч. амортизація, тис. грн.	526,8
Вільний грошовий потік, тис. грн.	8 991,9
Накопичений дисконтований вільний грошовий потік (NPV), тис. грн.	5 606,9
Внутрішня норма доходності (IRR), %	366,9
Індекс доходності (PI), долі од.	9,9
Термін окупності (DPP), років	1,3

За результатами розрахунків реалізація заходу характеризується додатними значеннями накопиченого дисконтованого грошового потоку (NPV) з терміном окупності проектних капітальних інвестицій протягом 1,3 року.

Зведені техніко-економічні показники реалізації заходу наведені в таблиці В.6.

Таблиця В.6 – Розрахунок показників економічної ефективності проведення заходу

Показники	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	Разом
Додатковий видобуток газу, млн. м ³		0,197	0,16	0,13	0,106	0,086	0,07	0,749
Додатковий товарний газ, млн. м ³		0,188	0,153	0,124	0,101	0,082	0,067	0,715
Додатковий видобуток конденсату, тис. т		0,000003	0,000002	0,000002	0,000002	0,000001	0,000001	0,000011
Капітальні вкладення, тис. грн.	526,8							
Експлуатаційні витрати, тис. грн.		1 842,4	1 461,6	1 075,1	805,9	644,5	578,9	6 408,4
в т.ч. на видобуток вуглеводнів, тис. грн.		10,0	8,7	7,5	6,4	5,5	4,7	42,8
рентна плата, тис. грн.		1 670,6	1 305,8	932,7	673,9	521,0	460,3	5 564,3
плата за вхід, тис. грн.		87,3	70,9	57,6	47,0	38,1	32,6	333,5
амортизація, тис. грн.		52,7	52,7	52,7	52,7	52,7	52,7	316,2
витрати на проведення заходу, тис. грн.		21,8	23,4	24,7	26,0	27,3	28,7	151,9
Валовий доход, тис. грн.		4 254,4	3 427,8	2 610,6	2 010,4	1 616,5	1 388,4	1 5308,1
Прибуток, тис. грн.		2 412,0	1 966,3	1 535,5	1 204,5	972,0	809,5	8 899,8
Податок на прибуток, тис. грн.		434,2	353,9	276,4	216,8	175,0	145,7	1 602
Чистий прибуток, тис. грн.		1 977,9	1 612,3	1 259,1	987,7	797,0	663,8	7 297,8
Вільний грошовий потік, тис. грн.	-526,8	2 030,5	1 665,0	1 311,8	1 040,4	849,7	716,5	7 613,9
Дисконтований вільний грошовий потік, тис. грн.	-627,3	2 030,5	1 398,3	925,1	616,2	422,6	299,2	5 691,9
Накопичений дисконтований вільний грошовий потік (NPV), тис. грн.	-627,3	1 403,2	2 801,5	3 726,6	4 342,7	4 765,3	5 064,6	

ДОДАТОК Г

ДОКУМЕНТИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Менеджер з виробництва
ГПУ "Шебелинкагазвидобування"

Василь ХАЙ

(Ім'я, прізвище)

2024 рік



АКТ

Комісія у складі:

голови – начальник виробничого відділу з видобутку газу
ГПУ "Шебелинкагазвидобування" Олег КОРСУН;

членів комісії: – начальник Красноградського ВВГ
ГПУ "Шебелинкагазвидобування" Андрій РАССАДІН;
– майстер з добування нафти, газу та конденсату
Єфремівської СВНГК ГПУ "Шебелинкагазвидобування"
Денис КУХТІН

цим Актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження докторанта Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу Стецюка Сергія Михайловича на тему: "Розвиток наукових основ очищення внутрішньої порожнини та внутрішньотрубного ремонту трубопровідних систем" на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 185 - "Нафтогазова інженерія та технології" впроваджені в діяльності АТ "Укргазвидобування" ГПУ "Шебелинкагазвидобування".

Зокрема, з метою очищення внутрішньої порожнини трубопровідних систем збору та підготовки газу газових родовищ використано розроблені технології виготовлення суцільнолитих очисних поршнів із різних гіперпружних матеріалів різної геометричної форми, технології їх запускання в трубопроводи і приймання, аналітичні та експериментальні матеріали щодо ефективності їх застосування та динаміки руху прямолінійними ділянками, відводами, трійниками і перехідниками трубопроводів. Технічним результатом застосування розроблених технологій, аналітичних та експериментальних матеріалів є стабілізування, нарощення видобування газу, мінімізація його втрат під час очищення трубопроводів від рідинних забруднень.

Голова комісії

начальник виробничого відділу з видобутку газу

ГПУ "Шебелинкагазвидобування"

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Олег КОРСУН

(Ім'я, прізвище)

Члени комісії

начальник Красноградського ВВГ

ГПУ "Шебелинкагазвидобування"

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Андрій РАССАДІН

(Ім'я, прізвище)

майстер з добування нафти, газу та конденсату

Єфремівської СВНГК

ГПУ "Шебелинкагазвидобування"

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Денис КУХТІН

(Ім'я, прізвище)

**АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО "УКРГАЗВИДОБУВАННЯ"
ГАЗОПРОМИСЛОВЕ УПРАВЛІННЯ "ШЕБЕЛИНКАГАЗВИДОБУВАННЯ"**

вул. Жовтнева, 9, Донець, Харківська область, Україна, 64250, тел. +38(057)-499-24-79, факс +38(057)-499-39-66

ДОВІДКА ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ

Результати дисертаційного дослідження докторанта Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу Стецюка Сергія Михайловича на тему: "Розвиток наукових основ очищення внутрішньої порожнини та внутрішньотрубного ремонту трубопровідних систем" на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 185 - "Нафтогазова інженерія та технології" впроваджені в діяльності АТ "Укргазвидобування" ГПУ "Шебелинкагазвидобування".

Зокрема, з метою очищення внутрішньої порожнини трубопровідних систем збору та підготовки газу газових родовищ використано розроблені технології виготовлення суцільнолитих очисних поршнів із різних гіперпружних матеріалів різної геометричної форми, технології їх запускання в трубопровід і приймання, аналітичні та експериментальні матеріали щодо ефективності їх застосування та динаміки руху прямолінійними ділянками, відводами, трійниками і перехідниками трубопроводів. Технічним результатом застосування розроблених технологій, аналітичних та експериментальних матеріалів є стабілізування, нарощення видобування газу, мінімізація його втрат під час очищення трубопроводів від рідинних забруднень.

Менеджер з виробництва
ГПУ "Шебелинкагазвидобування"



Василь ХАЙ
(Ім'я, прізвище)



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

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, тел./факс (0342) 54-71-39,
тел. (0342) 54-72-66 e-mail: admin@iung.edu.ua

Код ЄДРПОУ 02070855



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

д.т.н., проф.

Кондрат О. Р.

Бережний 2025 р.

АКТ

Впровадження у навчальний процес результатів дисертаційної роботи Стецюка С. М. “Розвиток наукових основ очищення внутрішньої порожнини та внутрішньотрубного ремонту трубопровідних систем”.

У результаті роботи над дисертацією докторант кафедри транспортування та зберігання енергоносіїв Стецюк Сергій Михайлович одержав наукові та прикладні результати, які використовуються для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр та магістр за спеціальністю 185 – “Нафтогазова інженерія та технології” під час вивчення дисциплін “Спорудження магістральних трубопроводів”, “Спорудження об’єктів магістрального трубопровідного транспорту” та під час виконання магістерських робіт за освітньо-професійними програмами “Магістральний трубопровідний транспорт”, “Розподіл та постачання енергоносіїв”.

В. о. директора інституту
нафтогазової інженерії,
к.т.н., доцент

Богославець В. В.

Завідувача кафедри
транспортування та зберігання енергоносіїв,
д.т.н., професор

Запукхляк В. Б.