

Міністерство освіти і науки України
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу
Кафедра нафтогазової інженерії та технологій
Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

До захисту

Завідувач кафедри
В.О. Завідувач кафедри
С. Гавриш

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Дослідження та удосконалення конструкції компресора
високого тиску типу АК

Пояснювальна записка

Керівник

Ст. викладач Похилко К.О.
посада, наук. ступінь, ПІБ
К.О. Похилко
підпис, дата

Виконавець роботи

Гафаров Ельдар Алім Огли
студент, ПІБ
група 601-МН
Е.А. Гафаров
підпис, дата

Консультант за 1 розділом

к.т.н. Рубанов В.П.
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом

к.т.н. Савчук В.М.
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом

к.т.н. Рубанов В.П.
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом

к.т.н. Савчук В.М.
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту 20.04.2025р.

Полтава, 2025

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі на тему “ Дослідження та удосконалення конструкції компресора високого тиску типу АК ”:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено огляд компресорів високого тиску та аналіз їх конструктивних особливостей, обґрунтовано вибір обладнання. Коротко описано призначення, будову, комплектність та принцип дії вибраного обладнання, вказано на основний недолік конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” проведено обґрунтування доцільності та економічної ефективності введення запропонованих технічних рішень з модернізації компресора, запропонована модернізована конструкція циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М, обґрунтовано її технічну доцільність.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” проаналізовано лабораторно-експериментальні дослідження роботи модернізованих компресорів. Розроблена методика визначення теплопередачі, змінності коефіцієнта витрати в функції числа Рейнольдса, отримані залежності теплопередачі чистої і забрудненої труби від числа Рейнольдса по повітрю, запропоновано спосіб механізованого очищення оребрених труб від забруднень мастильно-охолоджувальними рідинами, проведені дослідження навантажень в багатокільцевому поршневному ущільненні без змащення для компресорів високого тиску.

4. В розділі “Розрахунки працездатності” виконано розрахунки на міцність вузлів і деталей компресора, розрахунки робочих параметрів компресора АК2-150М, перевірочні розрахунки ущільнень.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” виконані організаційні роботи з монтажу та експлуатації обладнання, які необхідно виконати перед початком пуску в експлуатацію і під час нього, розрахунок необхідної чисельності обслуговуючого персоналу. Описано роботи, які здійснюються в процесі експлуатації компресора, роботи при його поточному та капітальному ремонтах. При аналізі особливостей роботи обладнання визначені основні небезпечні та шкідливі фактори, що діють на працюючих в процесі експлуатації компресорів та розглянуті технічні засоби, що передбачаються для зменшення або усунення дії шкідливих і небезпечних виробничих факторів. Розроблені заходи з техніки безпеки при експлуатації та обслуговуванні обладнання, а також заходи з пожежної безпеки.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу
Кафедра нафтогазової інженерії та технологій

Освітньо-кваліфікаційний рівень: Магістр

Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГІТ

В. О. Зиченко
" " " 20__ року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Гафаров Ельдар Алім Огли

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження та удосконалення конструкції компресора високого тиску типу АК

Керівник роботи ст. викладач Похилко Костянтин Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом закладу вищої освіти від " *09* " *08* " 2024 року № *111/24*

2. Строк подання студентом роботи _____ 20__ року

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Вибір та опис технологічного обладнання: 1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання. 1.2 Опис вибраного технологічного обладнання. 2 Опис технічної пропозиції: 2.1 Опис модернізованої конструкції. 2.2 Оцінка економічної ефективності. 3 Дослідно-конструкторська робота. 4 Розрахунки працездатності. 5 Монтаж і експлуатація обладнання: 5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання. 5.2 Експлуатація та ремонт обладнання. 5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання. Висновки. Список використаної літератури. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу

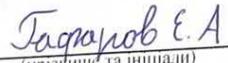
6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Етапи підготовки	Термін виконання
1	Інформаційно-оглядова частина	14.10-03.11
2	Експериментальна частина	04.11-24.11
3	Теоретична частина (Аналітика. Статистика. Моделювання)	25.11-15.12
4	Впровадження результатів досліджень	16.12-05.01
5	Оформлення та узгодження роботи	06.01-12.01
6	Попередні захисти робіт	13.01-17.01
7	Захист магістерської роботи	

Студент


 (підпис)


 (прізвище та ініціали)

Керівник роботи


 (підпис)


 (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання.....	6
1.1 Компресорне обладнання компанії Agiel.....	6
1.2 Особливості конструкції та параметри компресорів високого тиску AK2-150M.....	9
2. Опис технічної пропозиції.....	23
2.1 Опис модернізованої конструкції компресора AK2-150M.....	23
2.2 Оцінка економічної ефективності.....	28
3. Дослідно-конструкторська робота	36
3.1 Розробка стенду для дослідження теплообмінників з повітряним охолодженням для компресорних станцій.....	36
3.2 Дослідження теплопередачі оребрених труб.....	39
3.3 Розрахунок навантажень в багатокільцевому поршневному ущільненні без змащення компресорів високого тиску	43
4. Розрахунки працездатності.....	54
4.1 Розрахунки робочих параметрів компресора AK2-150M	54
4.2 Розрахунок поршневого пальця.....	57
5. Монтаж і експлуатація обладнання.....	59
5.1 Монтаж обладнання	59
5.2 Експлуатація та ремонт обладнання.....	67
5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання.....	77
Висновки.....	85
Список використаної літератури	87

ВСТУП

Актуальність теми. Компресор АК2-150М використовується для забезпечення елементів бурової установки стиснутим повітрям високого тиску. Даний компресор відноситься до вертикальних трьохступінчатих машин з одним диференціальним поршнем двохсторонньої дії. Максимальний робочий тиск становить 15 МПа.

Аналіз конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М вказує на його основний недолік, що полягає у невеликій площі границі порожнини охолодження з поршневою порожниною, камерами всмоктування і нагнітання. Для здійснення ефективного охолодження така площа границі недостатня. Недостатнє охолодження викликає погіршення змащення поверхонь тертя і перегрів деталей компресора, що призводить до зниження їх міцності. При перегріві недостатній відвід тепла може призвести до заїдання і поломки деталей компресора. Створення компресорів без змащення на високий тиск часто утруднено через швидке зношення і екструзії неметалевого самозмащованого матеріалу поршневих кілець. Це свідчить про наявність в ущільненні навантажень, які перевищують допустимі для використовуваних матеріалів. Поршневе ущільнення розглядається як щілинне з послідовно розташованими щілинами по числу поршневих кілець.

Таким чином, на сьогодні конструкція компресора високого тиску потребує модернізації та дослідження ефективності роботи модернізованого пристрою. З метою визначення реальних навантажень, діючих на поршневі кільця в ущільненні без змащення високого тиску, потрібно розрахувати тиск по кільцях і знайти конструктивне рішення для їх зменшення. Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, направлених на удосконалення конструкції компресора високого тиску з метою підвищення терміну його експлуатації.

Мета роботи. Модернізація конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М з дослідженням його ущільнень.

Об'єкт дослідження. Процеси руху стиснутого повітря ступенями модернізованого компресора.

Предмет дослідження. Властивості і характеристики поршневого компресора високого тиску, що оснащений модернізованими ущільненнями і циліндром 3-ої ступені.

Наукова новизна отриманих результатів.

- розроблена методика визначення теплопередачі, яка дозволила встановити емпіричну залежність термічного опору забруднень труб від числа Рейнольдса із забезпеченням постійності фізичних властивостей охолоджуючого повітря;

- запропоновано спосіб розвантаження поршневих кілець за рахунок створення нерівномірного зазору по кільцях, що дає можливість отримати рівномірний розподіл перепаду тиску по поршневому ущільненню.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. При запровадженні даної конструкції компресора високого тиску, що оснащений модернізованими ущільненнями і циліндром 3-ої ступені, очікується: збільшення ефективності охолодження при збереженні мінімальних габаритів циліндра компресора, що в свою чергу приведе до зростання річного ефективного фонду роботи компресора АК2-150М.

Апробація роботи. Основні положення магістерської роботи доповідались та обговорювались на 75-й науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», секція нафтогазова інженерія та технології, м. Полтава, 20.05.2024 р.

Структура й обсяг магістерської роботи.

Магістерська робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 57 найменувань, додатків. Основна частина магістерської роботи викладена на 86 сторінках комп'ютерного набору і містить 21 рисунок і 8 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 92 сторінки.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Компресорне обладнання компанії Agiel

Спектр обладнання компанії Agiel досить широкий. Він включає компресори малої, середньої і високої продуктивності, що дозволяє задовольняти практично будь-які потреби клієнтів.

Agiel здійснює проектування і виробництво компресорного устаткування. Компресори Agiel користуються значною популярністю. Вони застосовуються в енергетиці, видобувній та переробній промисловості. Пристрої відрізняються прекрасною ергономікою і широким функціоналізмом.

Компанія Agiel була заснована в 1966 році. Її перші продукти – газові компресори потужністю 100 і 200 к. с. Устаткування відрізнялося практичністю і надійністю. Воно швидко здобуло популярність серед виробників.

Незабаром з'явилися нові модифікації поршневих компресорів Agiel. Компанія запропонувала пристрої для малих виробництв. Продукція мала компактні габарити, мала низьке енергоспоживання.

Установки від Agiel Compressors мають безліч переваг:

Висока якість. Кожен компресор Agiel проходить серію жорстких випробувань і тільки після цього відправляється споживачеві. Продукція виготовляється з якісних комплектуючих. Збирання обладнання здійснюється в автоматичному режимі.

Прийнятні ціни. Придбати компресори Agiel можна за розумні гроші. Виробник реалізує продукцію без додаткових націнок.

Застосування високотехнологічних рішень. Газові поршневі компресори Agiel – це прогресивні пристрої, що задовольняють вимогам сучасних виробництв.

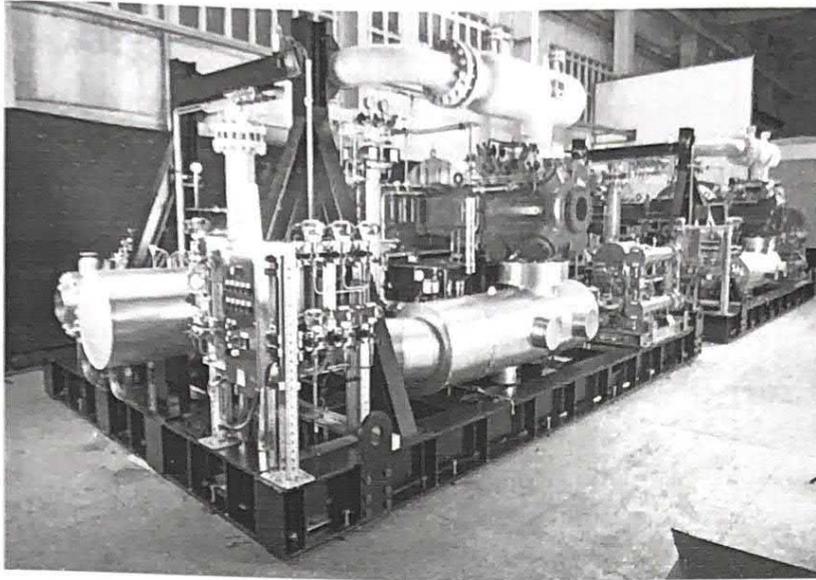


Рисунок 1.1 – Компресори компанії Ariel

Газові компресори Ariel вигідно виділяються на тлі конкурентів. Пристрої мають значний експлуатаційний ресурс. Вони зберігають свої споживчі якості навіть в умовах жорсткої експлуатації.

Системи Ariel працюють на підприємствах підвищеної небезпеки. Вони широко використовуються в регіонах зі складним кліматом.

Малопотужні компресори Ariel. Лінійка поршневих компресорів Ariel малої потужності включає в себе пристрої GM і JGP. Установки орієнтовані на видобуток газу в рамках малих родовищ. Устаткування характеризується компактними розмірами і простотою монтажу. Енергоспоживання пристроїв невисоке.

До поршневих компресорів Ariel середньої продуктивності відносяться установки J і JGA. Устаткування широко застосовується в видобувній промисловості. Його по праву можна вважати універсальним. При виробництві виробів використовуються електромотори, а також двигуни внутрішнього згорання.

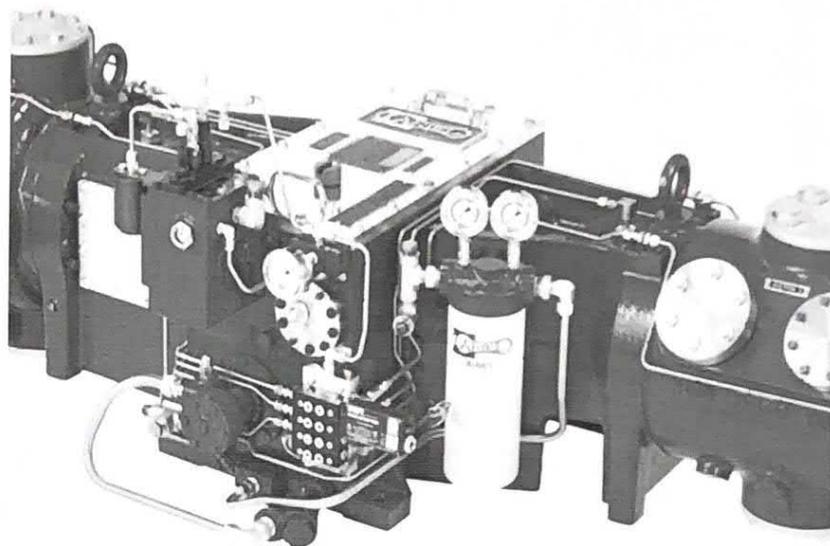


Рисунок 1.2 – Малопотужні компресори компанії Ariel

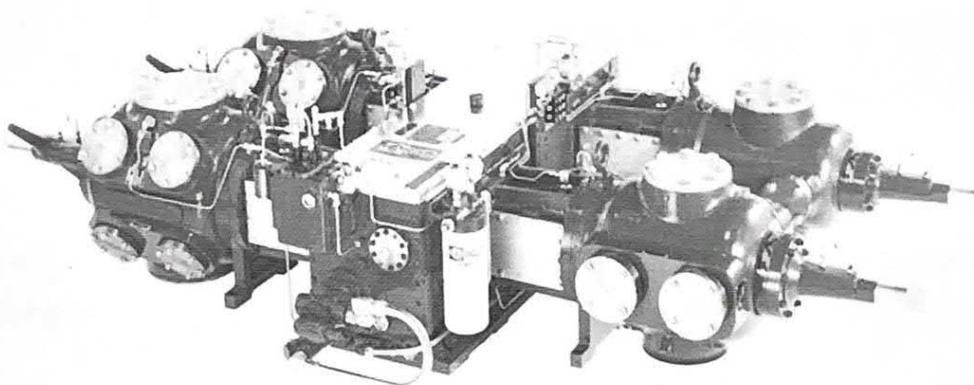


Рисунок 1.3 – Компресори середньої продуктивності компанії Ariel

Високопродуктивні установки потужністю до 10 000 к.с. В асортименті системи в 4-х і 6-рядному виконанні. Вироби представлені серіями KBB і KBV. Продукція застосовується на видобувних і переробних підприємствах, затребувана на виробництві.

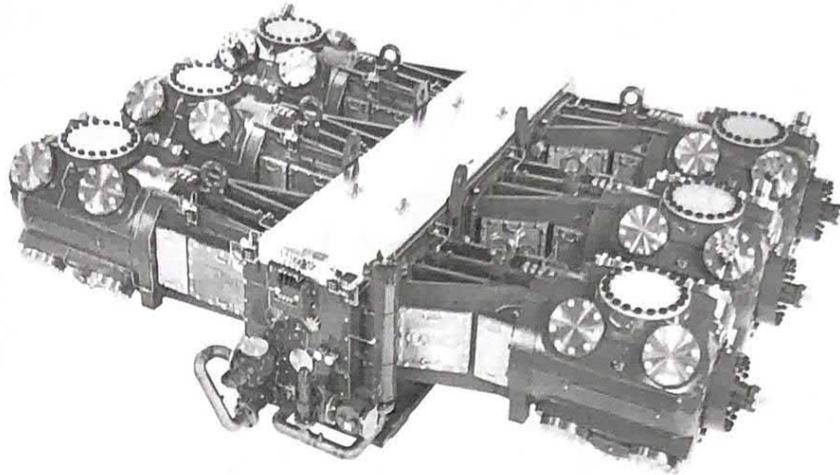


Рисунок 1.4 – Високопродуктивні компресори компанії Ariel

Переваги газових поршневих компресорів Ariel.

Ariel компресори мають чимало переваг. Пристрої прості в обслуговуванні. Вони чудово піддаються налаштуванню і модернізації. Компресори можна задіяти на підприємствах з будь-яким рівнем оснащення. Вони встановлюються на сучасних виробництвах, а також заводах, зведених 30 років тому.

Пристрої під маркою Ariel отримали світову популярність. Устаткування використовується в Європі і США. Його широко застосовують виробничники з Індії і Бразилії.

1.2 Особливості конструкції та параметри компресорів високого тиску АК2-150М

Компресор АК2-150М призначений для забезпечення елементів бурової установки стиснутим повітрям високого тиску. Даний компресор відноситься до вертикальних трьохступінчатих машин з одним диференціальним поршнем двохсторонньої дії. Максимальний робочий тиск становить 15 МПа.

Загальний вигляд компресора приведений на рис. 1.5. В компресорі АК2-150М стиснення повітря відбувається послідовно в трьох циліндрах. Циліндри

розташовані в наступному порядку: внизу — II-ої ступені, в середині — I-ої ступені, вгорі — III-ої ступені. Циліндри I і II ступеней відлиті в одному блоці.

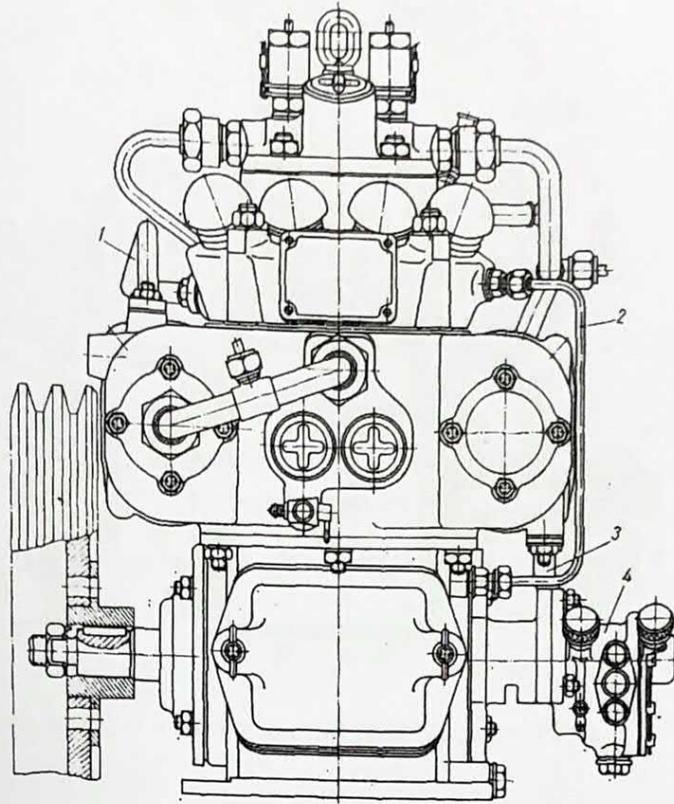


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд компресора:

- 1 — трубка водяна від циліндра I-ої ступені до циліндра III-ої ступені;
- 2 — трубка на всмоктування I-ої ступені з картера; 3 — трубка водяна від насоса до циліндра I-го та II-го ступенів; 4 — водяний насос

Нижнім торцем циліндр кріпиться до картера 18, на верхньому торці вмонтовується циліндр 13 III-ої ступені. Нижня частина циліндра III-ої ступені є одночасно кришкою циліндра I-ої ступені. На верхньому торці циліндра III-ої ступені встановлена кришка 11.

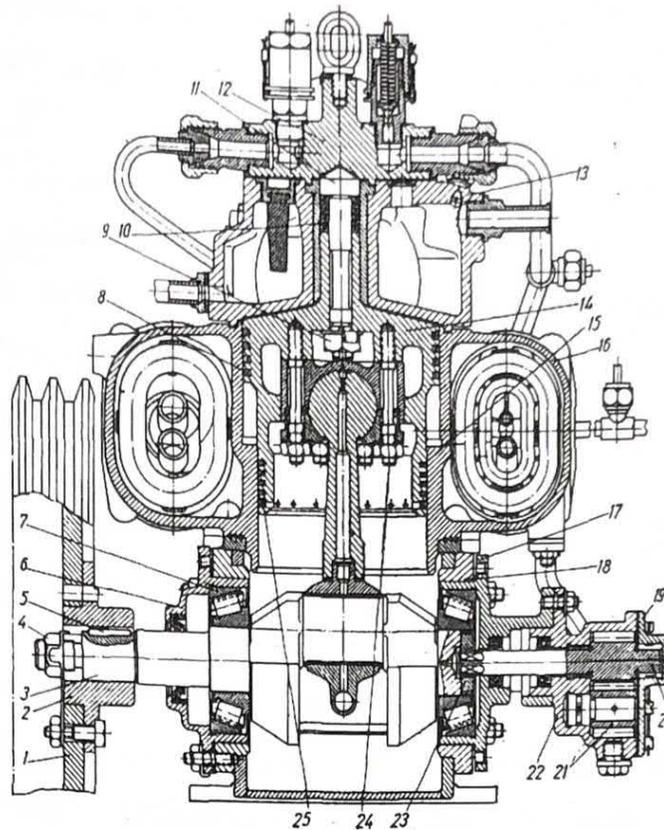


Рисунок 1.6 – Повздовжній розріз компресора

Циліндри забезпечені автоматично діючими клапанами одного типорозміру. Клапани циліндра I-ої ступені розміщені в нижній частині циліндра III-ої ступені, клапани циліндра II-ої ступені — в блоці циліндрів I і II ступеней, клапани циліндра III-ої ступені — в кришці циліндра III-ої ступені.

В картері змонтований колінчастий вал 3. Опорами колінчастого валу є кришки торців 6 і 17 картера з двома роликотідшипниками. В картері передбачено два вікна для доступу до нижньої головки шатуна (шатунного підшипника) [13].

Шатун у верхній частині має кульову головку, вмонтовану в кульовій п'яті. П'ята прикріплена до внутрішньої стінки днища поршня 14.

Поршень — триступінчатий, диференціальний. З'єднання шатуна з поршнем за допомогою п'яти дає можливість поршню повертатися в циліндрах,

чим забезпечується більш рівномірний знос стінок циліндра.

В карманах блоку циліндрів I-го та II-го ступенів розташовано холодильники.

Компресор забезпечений трьома манометрами, розташованими на спеціальному виносному щиті, запобіжними клапанами відповідно для кожного ступеня стиснення, запобіжною гумовою мембраною, розташованою на блоці циліндрів I-го та II-го ступенів.

Для захисту поверхонь, омиваних забортною водою, від корозії встановлені цинкові протектори.

Принцип роботи компресора

Уявлення про послідовність надходження повітря в циліндри і холодильники дає принципова схема комунікацій компресора (рис. 1.7) [13].

Робота компресора відбувається таким чином. При ході поршня вниз в циліндрі I-ої ступені відбувається розрідження. Під дією зовнішнього надмірного тиску повітря всмоктуючі клапани I ступені відкриваються, і повітря починає поступати в циліндр. Наповнення циліндра закінчується, коли поршень приходить в нижню мертву точку. На початку ходу поршня вгору всмоктуючі клапани закриваються і починається стиснення повітря, супроводжуване підвищенням температури. Коли тиск в циліндрі зросте і дещо перевищить тиск за нагнітальними клапанами, нагнітальні клапани відкриваються.

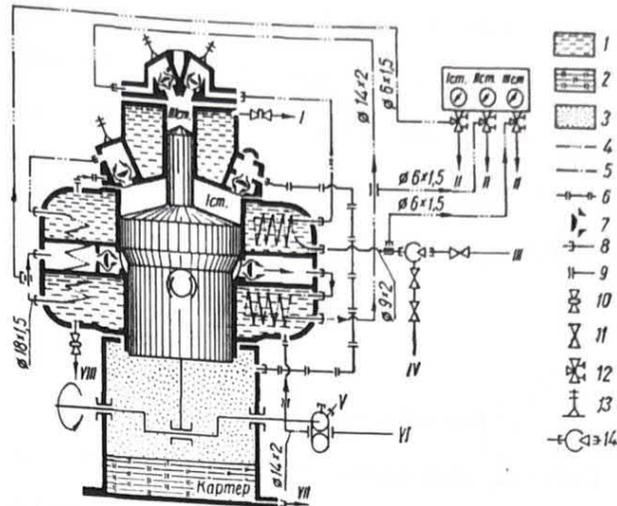


Рисунок 1.7 – Принципова схема комунікації компресора:

I — відведення води; II — відведення повітря на продування; III — відведення стислого повітря; IV — відведення конденсату; V — масленки колпачкові для змащення водяного насоса; VI — підведення води до водяного насоса; VII — злив масла з картера; VIII — злив води.

Умовні позначення:

1 — вода; 2 — масло; 3 — повітря з маслом (масляний туман); 4 — повітропровід; 5 — водопровід; 6 — трубопровід повітря з маслом; 7 — всмоктуючий або нагнітальний клапан; 8 — нппельно-кульове або плоско-ніпельне з'єднання; 9 — фланцеве з'єднання; 10 — пробний або зливний кран; 11 — продувочний вентиль; 12 — вентиль манометра і продування; 13 — запобіжний клапан; 14 — водомасловіддільник з неповоротним клапаном на виході

При подальшому русі поршня вгору відбувається виштовхування стиснутого повітря з циліндра I ступені через нагнітальні клапани в холодильник I-ої ступені.

Аналогічно, при ході поршня вгору відбувається стиснення повітря і в циліндрі III-ої ступені. В II-ій ступені всмоктування повітря відбувається при ході поршня вгору, а стиснення — при ході поршня вниз, що значно

розвантажує механізм руху компресора. Стиснуте повітря після виходу з циліндра охолоджується в холодильнику відповідної ступені.

З холодильника III-ої ступені охолоджене повітря поступає у водомасловідділювач для очищення від конденсату (води і масла). З водомасловідділювача стиснуте, охолоджене і очищене повітря прямує до місця споживання.

Будова основних вузлів компресора

Одноколінчастий вал 3 (рис. 1.8) викований із сталі у разі з противагами, необхідними для урівноваження сил інерції мас, що обертаються. Вал встановлений в двох конічних роликотішипниках 7.

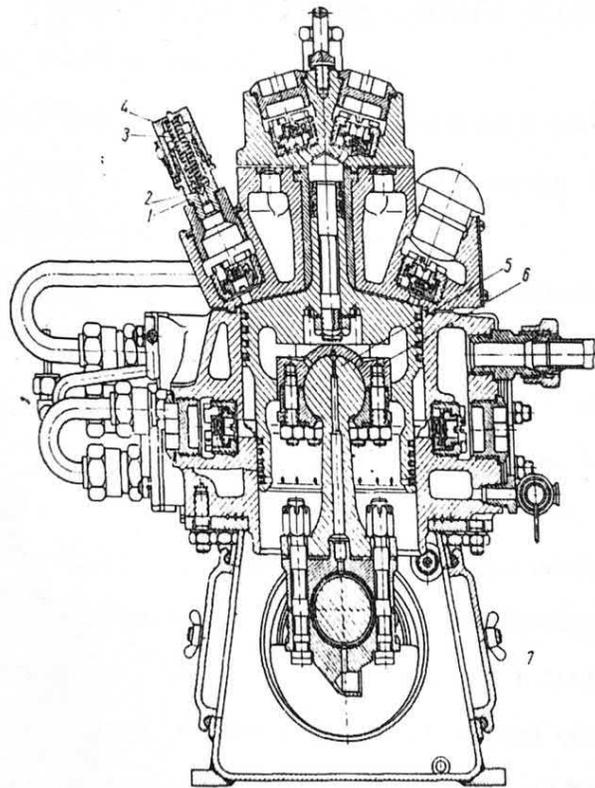


Рисунок 1.8 – Поперечний розріз компресора

На циліндрову шийку лівого кінця валу насаджується привідний шків 1 з маточиною 2 або напівмуфта (залежно від приводу). Від повертання на шийці

валу шків або напівмуфта утримується шпонкою 5, а від осьового зсуву — гайкою 4. В правому торці валу виконаний проріз, в який входить водило валу водяного насоса.

Поршень — диференціальний, складовий. Поршень I-го і II-го ступенів 14 виготовлений з алюмінієвого сплаву, а поршень III-ої ступені 11 — з неіржавіючої сталі.

Поршні I-го, II-го та III-го ступенів з'єднуються між собою гайкою 9, яка наворачується на різбову частину штока поршня III-ї ступені.

Складова конструкція поршня II-ї ступені дозволяє уникнути поломки поршневого кільця 10 при надяганні їх на поршень. При такій конструкції поршневі кільця набираються у вільному стані спільно з обіймами на штоку поршня 11.

Поршень має компресійні кільця: на I-му ступені — 8 (4 шт.), на II-му ступені — 15 (4 шт.) і на III-му ступені — 10 (6 шт.).

Для зняття надлишків масла із стінок циліндра на поршні II-ї ступені поставлено маслосібирне кільце 25. На внутрішній поверхні торця поршня чотирма шпильками 24 закріплена кульова п'ята 6.

Шатун 5 (рис. 1.8) складається із стрижня (з верхньою кульовою головкою) і відокремленої нижньої головки, яка виконана роз'ємною і має бабітову заливку. Обидві половини нижньої головки і стрижень шатуна з'єднуються між собою двома болтами. Між стрижнем шатуна і нижньою головкою поміщена планка, товщина якої підбирається при збиранні компресора з таким розрахунком, щоб була забезпечена необхідна величина шкідливого простору в циліндрі II ступеня при нижньому положенні поршня.

Кульова п'ята 6 (рис. 1.8) виготовлена з бронзи і складається з двох частин: верхньої та нижньої. У свою чергу нижня частина кульової п'яти для можливості збирання виконана розрізною. Між верхньою і нижньою частинами розміщений комплект прокладок, який призначений для регулювання зазорів між головою шатуна і кульовою п'ятою по мірі її зносу. У верхній половині кульової п'яти виконано два отвори для подачі мастила у крокову поверхню

шатуна. До збирання з поршнем кульова п'ята збирається з кульовою головкою шатуна за допомогою двох шпильок і двох гайок. При цьому встановлюється необхідний масляний зазор.

Картер 18 (рис. 1.8) – зварний, виконаний із сталі і є коробкою з вирізами (вікнами) в стінках. Вікна в стінках торців закриті кришками 6 і 17, які встановлюються на два роликотішипники 7 колінчастого валу. Ліва кришка торця 6 (з боку приводу) має ущільнююче кільце. Кришки ущільнюються набором прокладок, за допомогою яких також регулюється осьовий розгін колінчастого валу.

Прямокутні вікна в бічних стінках картера служать для збирання та розбирання шатунно-кривошипного механізму і для його огляду. Вікна закриті алюмінієвими литими кришками 7 (рис. 1.8).

До верхнього фланця картера кріпиться циліндр I-ої і II-ої ступенів. Для кріплення компресора до нижньої частини картера приварені лапи.

Циліндри I-ої і II-ої ступенів (рис. 1.9) відлиті з чавуну в одному блоці, внизу — II-га ступень, вгорі — I-ша ступень. На циліндрі II-ої ступені встановлено два всмоктуючі клапани зі сторони обслуговування, і один нагнітальний клапан, розташований з протилежної сторони. Всі клапани II-ої ступені розташовані в горизонтальному положенні. Порожнини клапанів закриті пробками 2, чим досягається вільний доступ до кожного клапану окремо.

Стінки циліндрів і повітряні порожнини охолоджуються водою. Водяні порожнини циліндрів I і II ступенів є одночасно порожнинами холодильників: зліва (з боку приводу) — I ступені, справа — II і III ступенів. З боку обслуговування розташований кран 3 для зливу води. Для захисту поверхонь, омиваних забортною водою, від корозії на кришках холодильників, що закривають водяні порожнини, поставлені цинкові протектори. Зліва на блоці виконано два приливи для кріплення кожуха шківів.

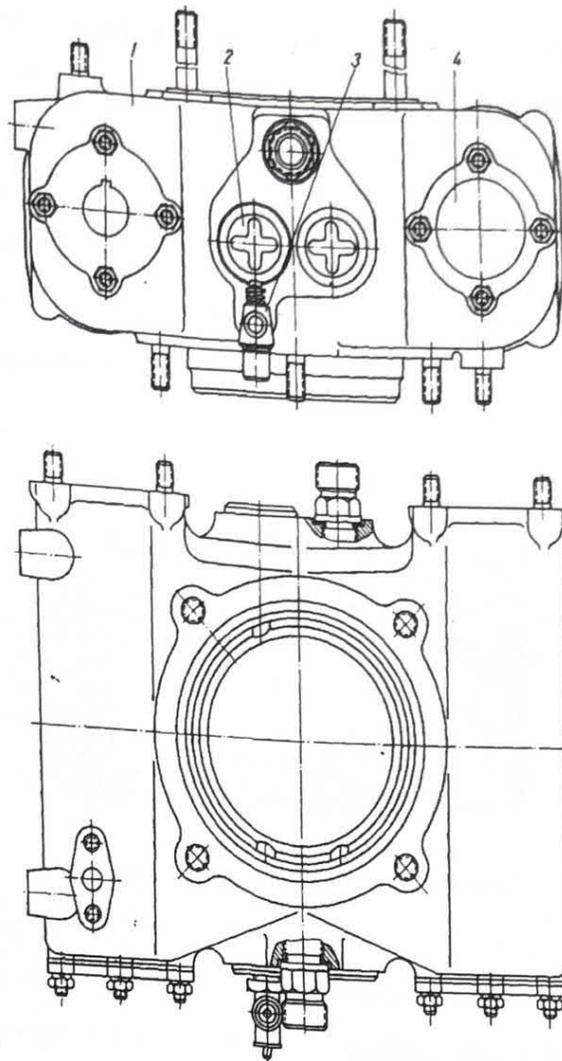


Рисунок 1.9 – Циліндр I-ої та II-ої ступенів

Циліндр III-ї ступені 1 (рис. 1.10) відливається з чавуну. Усередині циліндра запресована втулка 4. Нижня, конусна частина циліндра є кришкою циліндра I-ї ступені. На циліндрі, з боку обслуговування, встановлено чотири всмоктуючі клапани I ступені 5. Над всмоктуючими клапанами поставлені ковпачки 6. Для змащення циліндра I ступені до штуцера приєднана трубка, що з'єднує порожнину картера зі всмоктуючою порожниною циліндра I ступені. Із сторони, протилежної обслуговуванню, встановлено два нагнітальні клапани I ступені 1. Порожнини нагнітальних клапанів закриті пробками 3. В одну з пробок укручений запобіжний клапан I ступені. В проміжку між пробками

нагнітальних клапанів укрупнений штуцер для відведення стиснутого повітря I ступені. Стінки втулки і повітряних порожнин охолоджуються забортною водою, яка входить через отвір, розташований в нижній лівій стороні циліндра, і виходить через штуцер. На приливі для штуцера встановлений пробний кран. Для захисту поверхонь, дотичних із забортною водою, від корозії в одній з пробок поставлений протектор. Кріплення кришки циліндра III ступені здійснюється за допомогою чотирьох шпильок.

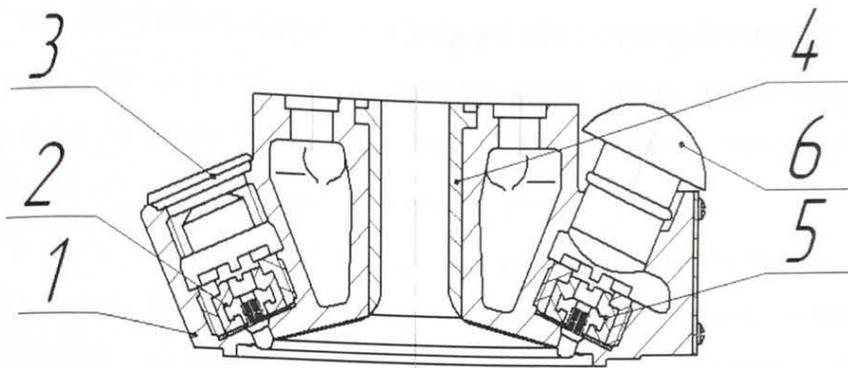


Рисунок 1.10 – Циліндр III-ої ступені

Кришка циліндра III ступені виготовлена з неіржавіючої сталі. В кришці розміщені всмоктуючий і нагнітальний клапани III-ї ступені, а також запобіжні клапани II-ї і III-ї ступенів.

Повітряні порожнини клапанів закриті пробками. Для кріплення трубопроводів підведення і відведення повітря в кришку укрупнені штуцери.

Компресор забезпечений 7 всмоктуючими і 4 нагнітальними автоматично діючими клапанами. Циліндр I-ї ступені має 4 всмоктуючих і 2 нагнітальних клапани. Циліндр II-ї ступені має 1 нагнітальний і 2 всмоктуючих клапани. Циліндр III-ї ступені має 1 всмоктуючий і 1 нагнітальний клапани.

Всмоктуючий клапан складається з сідла, розетки, пружини і тарілки. Тарілка притискається до сідла пружиною. Інший кінець пружини упирається в дно розетки. Розетка навірена на сідло. Клапан укрупнений в штуцер. Штуцер і

сідло мають прорізи під ключ для монтажу і демонтажу клапана. Для витягування клапана з циліндра на штуцері передбачені отвори. Матеріал тарілки клапана — сталь Х18Н9Т.

Нагнітальний клапан по своїй конструкції подібний переверненому всмоктуючому клапану. Деталі нагнітального клапана: сідло, тарілка, розетка — відповідають деталям всмоктуючого клапана. Пружина нагнітального клапана має дещо більшу жорсткість. Штуцер забезпечує установку клапана в переверненому положенні.

Матеріали і якість обробки всіх деталей забезпечують безаварійну роботу компресора, у зв'язку з чим він не потребує регулювання зазорів і нагляду за ним, а також в заміні деталей в процесі роботи протягом моторесурсу при дотриманні правил обслуговування при експлуатації.

Система охолодження компресора передбачає: охолодження повітря після кожної ступені стиснення; охолодження циліндрів компресора. Охолодження проводиться проточною забортною водою. Система охолодження — незамкнута, з послідовним проходженням води через окремі елементи системи.

До складу системи входять: водяний насос, холодильники, водяні сорочки циліндрів, трубопровід охолоджуючої води.

Водяний насос — шестеренчатий. Продуктивність насоса при швидкості обертання 105 рад/с (1000 об/хв) не менше 170 (600) см³/с (л/г). Робочою частиною насоса є дві шестерні. Ведуча шестерня виконана суцільно з валом. Ведена шестерня вільно насаджена на вісь, запресовану в корпусі без перехідної втулки. Обидві шестерні розташовані в корпусі і закрито кришкою. В роз'ємі корпусу і кришки для забезпечення ущільнення встановлена прокладка. До корпусу кришка кріпиться гвинтами.

Вал ведучої шестерні обертається у втулках (підшипниках). Ведена шестерня обертається на осі. Кінець ведучого валу в перетині має квадрат, який входить в квадратний отвір водила, розміщеного в розточуванні торця колінчастого валу, чим забезпечується їх сумісне обертання.

Для усунення можливості витoku води по валу насоса, а також для виключення можливості попадання води з насоса в картер, в корпусі насоса поміщений сальник, а між картером і насосом поставлена кришка картера з вирізом для стоку води, що просочилася.

Для усунення можливості витoku масла з картера по валу ведучої шестерні в кришці картера також встановлений сальник.

Для змащення підшипників шестерень на насосі встановлено дві колпачкові маслянки.

Корпус насоса має фланець для кріплення насоса до кришки картера. Корпус і кришка насоса відлиті з латуні.

Матеріал валу з ведучою шестернею — нержавіюча сталь, веденої шестерні — бронза.

Холодильники. Компресор має три повітряні холодильники (по числу ступенів) змієвикового типу. Повітря проходить по трубках, охолоджуюча вода — в міжтрубному просторі. Холодильники розміщені в порожнині водяної сорочки блоку циліндрів I і II ступенів; зліва — холодильник I ступені, справа — холодильник II і III ступенів.

Холодильник I ступені (рис. 1.11) виготовлений з мідної трубки. Для запобігання від вібрації окремі витки змієвика скріплюють планками, які фіксують положення холодильника в порожнині охолодження циліндрів.

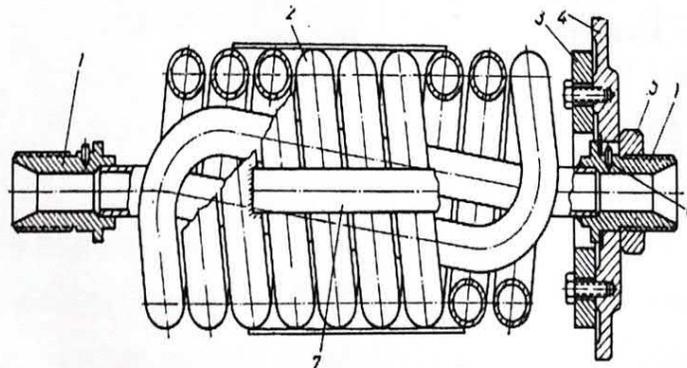


Рисунок 1.11 – Холодильник I-ої ступені

Порожнина охолодження циліндрів, в якій поміщений холодильник I

ступені, з одного боку закрита кришкою 4. Кінець змійовика з привареним до нього штуцером 1 пропущений через кришку 4 і закріплений гайкою 5. Для запобігання змійовика від скручування штуцер має штифт 6, що входить в канавку кришки. Другий кінець змійовика має такий же штуцер і входить в кришку, що закриває порожнину охолодження циліндрів з другого боку. Для захисту від корозії до внутрішньої сторони кришки 4 прикріплений цинковий протектор 3.

Холодильники II і III ступенів (рис. 1.12) також виготовлені з мідних трубок. Порожнина охолодження циліндрів I і II ступенів (із сторони, зворотної обслуговуванню) закрита кришкою 7, через яку пропущені кінці змійовика 1 і 2 холодильників II і III ступенів з привареними до них штуцерами. Штуцери 5 і 6 затягнуті гайками 4.

Для захисту від корозії до внутрішньої сторони кришки 7 прикріплений розрізний протектор 3. До штуцерів холодильників I, II і III ступенів за допомогою кульових ніпелів і накидних гайок приєднуються труби для відведення і підведення повітря.

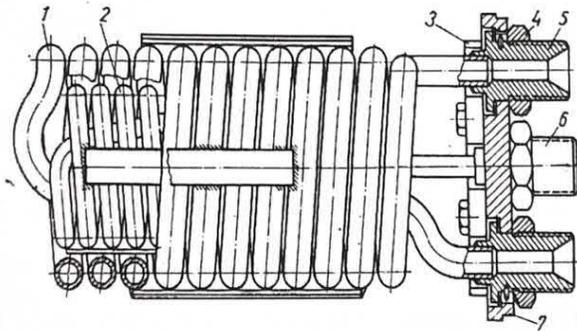


Рисунок 1.12 – Холодильник I-ої та II-ої ступенів

Система змащення. Роликотідшипники колінчастого валу, підшипник шатуна і кульова п'ята змащуються маслом, розбризкуваним з картера. Крім того, підшипник шатуна змащується маслом, яке підхвачується черпаком з масляної ванни картера і поступає до підшипника по каналу в нижній половині головки шатуна. Для мастила кульової п'яти в її верхній частині є два отвори,

через які мастило поступає до поверхонь тертя.

Циліндр I-ої ступені змащується маслом, що поступає по трубці, яка сполучає верхню частину порожнини картера зі всмоктуючою порожниною циліндра I-ої ступені. Циліндр III-ої ступені змащується маслом, занесеним повітрям з циліндрів I і II ступенів.

Для змащення компресора повинне застосовуватися авіаційне масло марки МК-22 (ГОСТ 1013—89). Як замітники може застосовуватися авіаційне масло марки МС-20 (ГОСТ 1013—89). Для змащення підшипників водяного насоса повинен застосовуватися жировий солідол марки ВУС (ГОСТ 1033—81) або мастило І—ІЗ (ГОСТ 1631—81).

Водомасловіддільник. Для очищення стислого повітря від масла і вологи, що виділяється при конденсації водяної пари в охолоджену повітрі, після холодильника III ступені, зовні компресора, встановлений водомасловіддільник (проміжні водомасловіддільники на компресорі відсутні).

Відділення частинок рідини від повітря у водомасловіддільнику ґрунтується на різниці їх питомої ваги і здійснюється зміною напрямку і швидкості повітряного потоку [13].

Висновки

У даному розділі магістерської роботи проаналізовані компресори високого тиску компанії Ariel та АК2-150М.

Аналіз конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М вказує на його основний недолік, що полягає у невеликій площі границі порожнини охолодження з поршневою порожниною, камерами всмоктування і нагнітання. Для здійснення ефективного охолодження така площа границі недостатня. Недостатнє охолодження викликає погіршення змащення поверхонь тертя і перегрів деталей компресора, що призводить до зниження їх міцності. При перегріві недостатній відвід тепла може призвести до заїдання і поломки деталей компресора. Усуненню даних недоліків присвячені наступні розділи магістерської роботи.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції компресора АК2-150М

В компресорі АК2-150М стиснення повітря відбувається послідовно в трьох циліндрах. Циліндри розташовані в наступному порядку: внизу — II-ої ступені, в середині — I-ої ступені, вгорі — III-ої ступені. Циліндри I і II ступеней відлиті в одному блоці.

Нижнім торцем циліндр кріпиться до картера, на верхньому торці вмонтовується циліндр III-ої ступені. Нижня частина циліндра III-ої ступені є одночасно кришкою циліндра I-ої ступені. На верхньому торці циліндра III-ої ступені встановлена кришка.

Циліндри забезпечені автоматично діючими клапанами одного типорозміру. Клапани циліндра I-ої ступені розміщені в нижній частині циліндра III-ої ступені, клапани циліндра II-ої ступені — в блоці циліндрів I і II ступеней, клапани циліндра III-ої ступені — в кришці циліндра III-ої ступені.

Робота компресора відбувається таким чином. При ході поршня вниз в циліндрі I-ої ступені відбувається розрідження. Під дією зовнішнього надмірного тиску повітря всмоктуючі клапани ступені відкриваються, і повітря починає поступати в циліндр. Наповнення циліндра закінчується, коли поршень приходить в нижню мертву точку. На початку ходу поршня вгору всмоктуючі клапани закриваються і починається стиснення повітря, супроводжуване підвищенням температури. Коли тиск в циліндрі зростає і дещо перевищить тиск за нагнітальними клапанами, нагнітальні клапани відкриваються.

При подальшому русі поршня вгору відбувається виштовхування стиснутого повітря з циліндра I ступені через нагнітальні клапани в холодильник I-ої ступені.

Аналогічно, при ході поршня вгору відбувається стиснення повітря і в циліндрі III-ої ступені. В II-ій ступені всмоктування повітря відбувається при ході поршня вгору, а стиснення — при ході поршня вниз, що значно розвантажує механізм руху компресора. Стиснуте повітря після виходу з

циліндра охолоджується в холодильнику відповідної ступені.

З холодильника III-ої ступені охоложене повітря поступає у водомасловідділювач для очищення від конденсату (води і масла). З водомасловідділювача стиснуте, охоложене і очищене повітря прямує до місця споживання.

Аналіз конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М (п. 2.2) вказує на його основний недолік, що полягає у невеликій площі границі порожнини охолодження з поршневою порожниною, камерами всмоктування і нагнітання. Для здійснення ефективного охолодження така площа границі недостатня. Недостатнє охолодження викликає погіршення змащення поверхонь тертя і перегрів деталей компресора, що призводить до зниження їх міцності. При перегріві недостатній відвід тепла може призвести до заїдання і поломки деталей компресора.

Технічним завданням, на вирішення якого спрямоване удосконалення конструкції компресора, є підвищення надійності роботи циліндра компресора при збереженні мінімальних габаритів.

Удосконалений циліндр 3-ої ступені компресора (рис. 2.1) містить корпус 1, виконаний у вигляді чавунної відливки циліндричної форми з наступною механічною обробкою. Співвісно корпусу з торцевого його боку виконані виточки, які утворюють багатоступінчасту циліндричну порожнину 2 для установки втулки. З протилежного торця циліндр по осі забезпечений проточкою під ущільнювальний пристрій (сальник).

Усередині корпусу розташовані усмоктувальна 3, нагнітальна 4 і охолоджувальна 5 порожнини, які ізольовані одна від іншої. Охолоджувальна порожнина утворює навколо циліндричної порожнини кільцевий контур, і межує з внутрішньої сторони з цією циліндричною порожниною, а із зовнішнього боку – з усмоктувальною і нагнітальною порожнинами. Охолоджувальна порожнина поділяє і ефективно межує з усмоктувальною і нагнітальною порожнинами. На бічній циліндричній поверхні корпусу виконаний отвір 6 для входу охолоджувальної рідини.

На циліндричній поверхні корпусу 1 є приливи 15 трикутної форми, в яких виконані клапанні вікна нагнітання 7 і всмоктування 13. Приливи призначені для кріплення кришок клапанів. Перпендикулярно клапанному вікну нагнітання на циліндричній поверхні корпусу виконаний отвір виходу газу 9. Перпендикулярно клапанному вікну всмоктування на циліндричній поверхні корпусу виконаний отвір входу газу 8. Отвори входу і виходу газу забезпечені циліндричними приливами 16, які призначені для кріплення відповідно трубопроводів подачі і відведення газу. Нагнітальна порожнина 4 об'єднує клапанне вікно нагнітання 7 з отвором виходу газу 9. Усмоктувальна порожнина 3 об'єднує клапанне вікно всмоктування 13 з отвором входу газу 8.

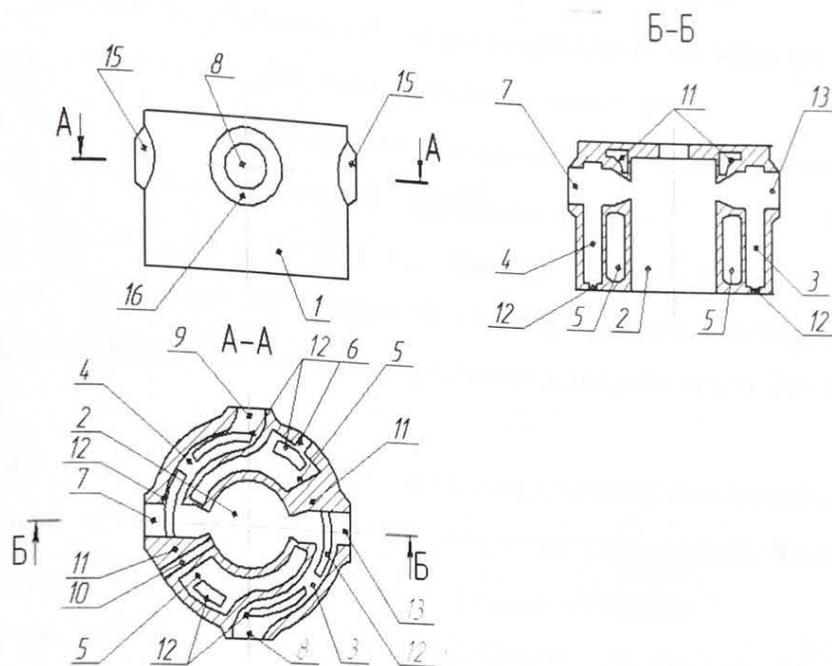


Рисунок 2.1 – Циліндр III-ої ступені компресора удосконалений

На торцевій поверхні корпусу 1 виконані вікна 12, які призначені для агрегування циліндра з кришкою циліндра. Через вікна 12 усмоктувальна 3, нагнітальна 4 і охолоджувальна 5 порожнини циліндра повідомляються з аналогічними порожнинами кришки.

Опис роботи. Циліндр компресора одним з торців кріпиться до станини

компресора. Іншим торцем його з'єднують з кришкою компресора так, щоб усмоктувальна 3, нагнітальна 4 і охолоджувальна 5 порожнини циліндра були з'єдані з аналогічними порожнинами кришки. Всередину циліндричної порожнини 2 встановлюють втулку і поршень. У клапанне вікно 13 усмоктувальної порожнини встановлюють ліхтар натискний і клапан ліхтар натискний. У клапанне вікно 7 нагнітальної порожнини встановлюють ліхтар натискний і клапан нагнітальний. Охолоджувальну порожнину через вхідний отвір 6 з'єднують з охолоджувальною системою компресора.

Первинний газ, проходячи отвір входу газу 8, рухається по усмоктувальній порожнині 3 в циліндричну порожнину 2. Приводом компресора через шток поршень здійснює зворотно-поступальні рухи, стискаючи газ, який надходить в нагнітальну порожнину 4 і виходить через отвір виходу газу 9.

Розташування охолоджувальної порожнини 5 між циліндричною порожниною, усмоктувальною і нагнітальною порожнинами дозволяє ефективно охолоджувати газ під час процесів всмоктування і нагнітання. Виконання охолоджувальної порожнини у вигляді кільцевого контуру навколо циліндричної порожнини дозволяє ефективно відводити тепло від втулки і поршня.

Таким чином, технічним результатом удосконалення конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М є збільшення ефективності охолодження при збереженні мінімальних габаритів циліндра компресора.

Однією з основних причин передчасного зношування поршня в пневмоциліндрах є тертя його та компресійних кілець відносно стінки циліндра компресора. Причиною цього є те, що у повітрі, яке поступає після осушувача, відсутнє будь-яке змащування і у парі поршень-циліндр відбувається сухе тертя.

Для зменшення тертя пропонуємо на поршні 5 (рис. 2.2) виконати канавку 7 під повстяне кільце 8. Для виготовлення кільця вибрано повсть, яка здатна тривалий час утримувати необхідне змащення. Перед збиранням повстяне кільце змочують нейтральним мастилом.

2.2 Оцінка економічної ефективності

Згідно з діючою методикою встановлення економічної ефективності впровадження нової техніки в нафтогазовій галузі річний економічний ефект від виробництва і використання нового обладнання, машин та інструментів та інших засобів праці довгострокового використання з поліпшеними якісними характеристиками визначається за такою формулою:

$$E = \left[C_{\text{ДТ}}^{\text{б}} \times k_1 \times k_2 + \frac{\Delta N - E_{\text{к}}(K_2' - K_1')}{(1 - T_2) - E_{\text{к}}} - C_{\text{ДТ}}^{\text{н}} \right] \times n, \quad (2.1)$$

де $C_{\text{ДТ}}^{\text{б}}$, $C_{\text{ДТ}}^{\text{н}}$ - приведені затрати на одиницю відповідно базового і нового обладнання, які включають затрати на науково-дослідницькі роботи, розроблення технічного проекту, робочих креслень та іншої технічної документації, виготовлення дослідної партії, випробування, доведення, розроблення технології виробництва, виготовлення оснащення, освоєння серійного випуску нової продукції.

n - річний обсяг виробництва (впровадження) нового обладнання в натуральних одиницях; $n = 1$.

k_1 - коефіцієнт зростання продуктивності праці, визначається за формулою:

$$k_1 = \frac{T_{\text{р}}^2}{T_{\text{р}}^1}, \quad (2.2)$$

де $T_{\text{р}}$ - річний фонд роботи компресора, год.

$$T_{\text{р}} = \frac{T_{\text{ф}}}{\frac{1}{t_{\text{зм}} \times k_{\text{зм}}} + D_{\text{р}}}, \quad (2.3)$$

де $T_{\text{ф}}$ - річний фонд робочого часу, визначається як різниця між загальною кількістю днів у році і кількості вихідних та святкових днів;

$$T_{\text{ф}} = 365 - 115 = 250 \text{ днів}$$

$t_{\text{зм}}$ - тривалість зміни у машино-годинах (для п'ятиденного робочого тижня

$$t_{\text{зм}} = 8,0 \text{ годин.}$$

$k_{\text{зм}}$ - коефіцієнт змінності роботи компресора, ($k_{\text{зм}} = 3$);

Таблиця 2.1 – Технічне обслуговування та ремонт базового компресора

Вид технічного обсл., ремонту	Періодичність виконання технічного обсл., ремонту $(T_{ц})$	Число технічного обсл., ремонту в одному ремонтному циклі (a_i)	Тривалість одного технічного обсл., ремонту, роб. днів (d_{pi})	Трудомісткість виконання одного технічного обсл., ремонту, нормо-год. (r_i)	Трудомісткість ремонтних робіт, нормо-год.
ТО	720	3	0,25	2	-
Поточний ремонт	1440	2	1	24	48
Капітальний ремонт	4320	1	8	192	1536
Всього:					1584

Таблиця 2.2 – Технічне обслуговування та ремонт модернізованого компресора

Вид технічного обсл., ремонту	Періодичність виконання технічного обсл., ремонту $(T_{ц})$	Число технічного обсл., ремонту в одному ремонтному циклі (a_i)	Тривалість одного технічного обсл., ремонту, роб. днів (d_{pi})	Трудомісткість виконання одного технічного обсл., ремонту, нормо-год. (r_i)	Трудомісткість ремонтних робіт, нормо-год.
ТО	720	6	0,25	2	-
Поточний ремонт	2160	2	1	24	48
Капітальний ремонт	6480	1	8	192	1536
Всього:					1584

Згідно табл. 2.1 і 2.2 робимо висновок, що трудомісткість ремонтних робіт не змінилась, тільки збільшилась періодичність виконання цих робіт. Із врахуванням однозмінного регламенту роботи ремонтних підприємств розрахуємо простої базового і модернізованого компресора в ремонті і ТО.

D_p - простої в машино-днях у всіх видах технічного обслуговування та ремонту, що припадають на одну машино-годину роботи;

$$D_p = \frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + a_{pi}) a_i}{T_{ц}}, \quad (2.4)$$

m - число різновидів технічних обслуговувань та ремонтів протягом міжремонтного циклу ;

m - число різновидів технічних обслуговувань та ремонтів протягом міжремонтного циклу;

d_{ni} - тривалість надання у ремонт або технічне обслуговування і повернення назад, при цьому для технічного обслуговування, оскільки воно виконується безпосередньо на місці роботи техніки, величина d_{ni} приймається рівною нулю;

d_{pi} - тривалість перебування в i -му ремонті або технічному обслуговуванні;

a_i - кількість i -тих ремонтів або технічних обслуговувань за міжремонтний цикл;

T_{Σ} - час міжремонтного циклу, год.

$$T_{\Sigma}^1 = \frac{(0 + 0,25) \times 3 + (0 + 1) \times 2 + (8 + 10) \times 1}{4320} = 0,004571 \frac{\text{маш. - днів}}{\text{маш. - год.}}$$

$$T_{\Sigma}^2 = \frac{(0 + 0,25) \times 6 + (0 + 1) \times 2 + (8 + 10) \times 1}{6480} = 0,003318 \frac{\text{маш. - днів}}{\text{маш. - год.}}$$

T_p^1, T_p^2 - річний фонд роботи базового і модернізованого компресора;

$$T_p^1 = \frac{250}{\frac{1}{8 \times 3} + 0,004571} = 5411 \text{ год / рік.}$$

$$T_p^2 = \frac{250}{\frac{1}{8 \times 3} + 0,003318} = 5556 \text{ год / рік.}$$

$$k_1 = \frac{5556}{5411} = 1,027.$$

k_2 - коефіцієнт зміни строків служби:

$$k_2 = \frac{P_1 + E_{\Sigma}}{P_2 + E_{\Sigma}}, \quad (2.5)$$

де P_1, P_2 - частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового та нового обладнання, які розраховуються як величини, зворотні термінам служби обладнання, з урахуванням їх морального спрацювання і визначаються за формулою: $P_i = 1/T_i$;

T_1, T_2 - строки служби базової і нової техніки відповідно; $T_1 = 7$ років; $T_2 = 9$ років;

$$P_1 = 1/7 = 0,142;$$

$$P_2 = 1/9 = 0,111.$$

E_{Σ} - єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_{\Sigma} = 0,15$);

$$k_2 = \frac{0,142 + 0,15}{0,111 + 0,15} = 1,12.$$

K'_1, K'_2 - супутні капітальні вкладення споживача (без урахування вартості основного обладнання), грн; $K'_1 - K'_2 = 0$.

Розрахунок собівартості базового підземного обладнання, визначається розрахунком із формули обчислення оптової ціни, в якій значення ціни аналогічної техніки приймаються за діючими цінами, тобто:

$$C_{AT} = C_0^a \times (1 + P_c), \quad (2.6)$$

звідки

$$C_0^a = \frac{C_{AT}}{1 + P_c}, \quad (2.7)$$

де C_{AT} - собівартість аналогічної техніки, грн.;

C_{AT} - оптова ціна компресора АК2-150М, грн.; $C_{AT} = 646000$ грн.

P_c - норматив рентабельності, $P_c = 0,3$.

$$C_0^a = \frac{646000}{1 + 0,3} = 496923 \text{ грн.}$$

Розрахунок собівартості модернізованого компресора, визначається за формулою:

$$C_{\Sigma}^a = C_{AT} + C_{дод.}, \quad (2.8)$$

$C_{дод.}$ - собівартість доданого обладнання; визначаємо за формулою:

$$C_{дод.} = C_{п.к.} + C_{ф.л.} + C_{тр.} + C_{з.ел.}, \quad (2.9)$$

де $C_{п.к.}$ - собівартість повстяних кілець, одне кільце $C_{п.к.} = 190$ грн.:

$$C_{п.к.} = 190 \times 2 = 380 \text{ грн.}$$

$C_{п.м.}$ - собівартість прес-маслянки, $C_{п.м.} = 1950$ грн;

$C_{тр.}$ - собівартість металевої трубки для з'єднання отвору циліндра з прес-маслянкою, $C_{тр.} = 280$ грн;

$$C_{лод.} = 380 + 1950 + 280 = 2610 \text{ грн}$$

Таким чином : $C_{н}^a = 496923 + 2610 = 499533$ грн

Розрахунок скоректованої собівартості аналогічного компресора для розрахунку собівартості нової техніки визначається за формулою:

$$C_{нт} = C_{н}^a \times \frac{\delta''}{\delta_n' \times \tau_n'}, \text{грн.}, \quad (2.10)$$

δ_n' - коефіцієнт зміни собівартості при переході від серійності звітного року до серійності, що відповідає одиниці приведення;

δ'' - коефіцієнт зміни собівартості при переході від серійності, що відповідає одиниці приведення до планової серійності випуску нової техніки в розрахунковому році;

τ_n' - коефіцієнт зміни собівартості аналогічної техніки, що відповідає порядковому номеру розрахункового року.

$$C_{нт} = 499533 \times \frac{0,966}{0,953 \times 1} = 506347 \text{ грн.}$$

$$C_{ат} = 496923 \times \frac{0,966}{0,953 \times 1} = 503701 \text{ грн.}$$

Оптова ціна нової техніки визначається за раніше наведеною формулою:

$$Ц^o = C \times (1 + P_c), \quad (2.11)$$

де C - розрахункова собівартість нової техніки, грн.

P_c - норматив рентабельності, $P_c = 0,3$.

$$Ц_{нт}^o = 506347 \times 1,3 = 658251 \text{ грн}$$

$$Ц_{ат}^o = 503701 \times 1,3 = 654811 \text{ грн}$$

Визначення розрахунково-балансової вартості за формулою:

$$Ц_{\delta} = k_{\delta} \times Ц^o, \text{грн.}; \quad (2.12)$$

де k_{δ} - коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової вартості ($k_{\delta} = 1,12$).

$$C_{HT}^B = 658251 \times 1,12 = 737241 \text{ грн}$$

$$C_{AT}^B = 654811 \times 1,12 = 733388 \text{ грн}$$

Визначення економії експлуатаційних витрат :

$$\Delta И = \Delta S_{к.р.} - \Delta S_{т.о.}; \quad (2.13)$$

де $S_{к.р.}$ - витрати на капітальний ремонт, грн.;

$S_{т.о.}$ - витрати на технічне обслуговування (ТО) та поточні ремонти (ПР), грн.;

Витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою :

$$S_{кр.} = \frac{C_{кр.}(n_{кр.}-1)}{T_{сл.}} \cdot \frac{\text{грн}}{\text{рік}} \quad (2.14)$$

де $C_{кр.}$ - вартість капітального ремонту компресора АК2-150М, грн.; за даними

Полтавського ВБР вартість проведення 1 капітального ремонту компресора

$$C_{кр.}^{AT} = 30200 \text{ грн}; C_{кр.}^{HT} = 29800 \text{ грн};$$

$T_{сл.}$ - строк служби компресора, років;

$n_{кр.}$ - округлюємо до більшого цілого значення числа ремонтних циклів за строк служби компресора;

$$n_{кр.} = \frac{T_{п.} \times T_{сл.}}{T_{ц.}} \quad (2.15)$$

$T_{ц.}$ - тривалість міжремонтного циклу ;

$$n_{кр.}^{AT} = \frac{5411 \times 7}{4320} = 8,76$$

$$n_{кр.}^{HT} = \frac{5556 \times 9}{6480} = 8,62$$

Приймаємо $n_{кр.}^{AT} = 9$; $n_{кр.}^{HT} = 9$.

$$S_{кр.}^{AT} = \frac{30200 \times (9-1)}{7} = 34514 \text{ грн}$$

$$S_{кр.}^{HT} = \frac{29800 \times (9-1)}{9} = 26488 \text{ грн}$$

$$\Delta S_{к.р.} = S_{кр.}^{AT} - S_{кр.}^{HT}; \quad (2.16)$$

$$\Delta S_{кр} = 34514 - 26488 = 8026 \text{ грн}$$

Витрати на технічне обслуговування та поточні ремонти визначають за формулою:

$$S_{то.} = S_{то.в.} + S_{то.м.}; \quad (2.17)$$

де $S_{то.в.}$ - витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями;
 $S_{то.м.}$ - витрати на матеріали і запчастини.

$$S_{то.в.} = \frac{T_{\text{в}}}{T_{\text{н}}} \times k_{\text{н.в.}} \times \lambda \times C_p \times \sum_{i=0}^n a_i \gamma_i (1 + H), \text{ грн.} \quad (2.18)$$

де C_p - середня тарифна ставка робітника, що обслуговує компресор, тарифна ставка приймається для робітника четвертого розряду $C_p = 18,1$ грн.;

a_i - кількість ТО і ПР у ремонтному циклі;

γ_i - трудомісткість i -го технічного обслуговування і поточного ремонту, нормо-годин.

$k_{\text{н.в.}}$ - коефіцієнт, що враховує накладні витрати на заробітну плату; $k_{\text{н.в.}} = 1,14$;

λ - коефіцієнт, що враховує премії, $\lambda = 1,25$;

H - норма єдиного соціального внеску; $H = 38,52\%$ для 52 класу професійного ризику виробництва.

$$S_{то.в.}^{AT} = \frac{5411}{4320} \times 1,14 \times 1,25 \times 18,1 \times (3 \times 2 \times (1 + 0,3852) + 2 \times 24 \times (1 + 0,3852)) = 2416 \text{ грн}$$

$$S_{то.в.}^{HT} = \frac{5556}{5480} \times 1,14 \times 1,25 \times 18,1 \times (6 \times 2 \times (1 + 0,3852) + 2 \times 24 \times (1 + 0,3852)) = 2173 \text{ грн}$$

$$S_{то.м.} = k_{\text{нп}} \frac{S_{то.в.}(1-H)}{k_{\text{нв}}} \times k_{\text{ер}}, \text{ грн.}; \quad (2.19)$$

де $k_{\text{ер}}$ - коефіцієнт переходу витрат на заробітну плату до витрат на матеріали та запчастини; $k_{\text{ер}} = 1,25$;

$$S_{то.м.}^{AT} = 1,15 \times \frac{2416,35(1 - 0,3852)}{1,14} \times 1,25 = 1873 \text{ грн.}$$

$$S_{то.м.}^{HT} = 1,15 \times \frac{2173,5 \times (1 - 0,3852)}{1,14} \times 1,25 = 1465 \text{ грн}$$

$$S_{TO}^{AT} = 2416 + 1873 = 4289 \text{ грн}$$

$$S_{TO}^{HT} = 2173 + 1465 = 3638 \text{ грн}$$

$$\Delta И = (34514 - 26488) + (4289 - 3638) = 8676 \text{ грн.}$$

Тому економічний ефект буде дорівнювати:

$$E = (733388 \cdot 1,027 \cdot 1,12 + \frac{8676}{0,111 + 0,15} - 737241) \times 1 = 139576 \text{ грн.}$$

Висновки

Суть технічного рішення з модернізації компресора АК2-150М полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому компресорі удосконалений циліндр 3-ої ступені компресора, який містить корпус, виконаний у вигляді чавунної відливки циліндричної форми з наступною механічною обробкою. Співвісно корпусу з торцевого його боку виконані виточки, які утворюють багатоступінчасту циліндричну порожнину для установки втулки. З протилежного торця циліндр по осі забезпечений проточкою під ущільнювальний пристрій (сальник).

Технічним результатом удосконалення конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М є збільшення ефективності охолодження при збереженні мінімальних габаритів циліндра компресора, що в свою чергу приведе до зростання річного ефективного фонду роботи компресора АК2-150М.

Проведена модернізація компресора АК2-150М буде прибутковою і матиме економічний ефект 139576 грн.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Розробка стенду для дослідження теплообмінників з повітряним охолодженням для компресорних станцій

Технічні та економічні умови, необхідні для узагальненого використання компресорних установок, обґрунтовуються значними перевагами перед гвинтовими компресорними агрегатами, такими як: простота конструкції та висока ремонтпридатність; простота використання через відсутність необхідності у спеціальному приміщенні з припливно-витяжною вентиляційною системою та особливим вимогам до впускного повітря щодо вмісту крапель вологи, в абразивний пил і пари всіх видів; можливість використання його у варіанті автомобільного транспорту без спорудження спеціального фундаменту з суворими вимогами; мінімальна вага і габарити і низька вартість.

Але, як показує практика, у процесі буріння свердловин, із зазначеними вище перевагами, компресорні станції цього типу мають суттєвий недолік, а саме високу температуру повітря, що зазнає порушень, на виході з компресора. Цей недолік обумовлений низькою тепловою ефективністю теплообмінника з повітряним охолодженням, що негативно впливає на стабільність режиму роботи пульта дистанційного керування пневматичною системою та працездатність технологічного обладнання та механізмів бурової установки.

Дослідження показали, що резервами підвищення теплової ефективності є здійснення інтенсифікації теплообміну за допомогою ребристих труб з розвиненою теплообмінною поверхнею та їх раціональне розташування в пучках. У цьому випадку питомий вміст металу та загальні розміри теплообмінних пучків теплообмінників з повітряним охолодженням збільшуються. Згідно з дослідженнями, забруднення зовнішніх і внутрішніх поверхонь ребристих труб, стійкість до теплового контакту та їх матеріал мають значний вплив на тепловіддачу та теплову ефективність теплообмінників з повітряним охолодженням. В даний час найбільш вивченим і розглянутим при

проектуванні теплообмінників з повітряним охолодженням є вплив на теплову ефективність матеріалу та забруднення внутрішніх поверхонь оребрених труб.

У той же час ефект забруднення зовнішніх поверхонь мало вивчений, і це також є актуальним завданням на етапах виготовлення та під час експлуатації. Проблеми появи та накопичення забруднень зовнішньої поверхні оребрених труб та їх вплив на теплову ефективність теплообмінників недостатньо вивчені. Так, наприклад, наявність плівки ріжучої рідини на оребрених трубах під час виготовлення стає джерелом появи та накопичення забруднень мінерального та органічного походження. Ці забруднення значно знижують теплову ефективність теплообмінників з повітряним охолодженням, оскільки у вигляді рослинного пилу та ворсу вони засмічують сторону оболонки пучків теплообмінника.

При виготовленні теплообмінників використовується трудомістка технологія очищення ребристих труб методом занурення у ванну. При цьому операції знежирення, прання та сушіння проводяться окремо. Ця технологія характеризується низькою продуктивністю та підвищеною шкодою для обслуговуючого персоналу через велику кількість ручної праці при використанні великих ванн, систему приготування миючого розчину та утилізація відходів. Таким чином, підвищують теплову ефективність теплообмінників з повітряним охолодженням компресорних станцій, використовуючи раціональне розташування пучків теплообміну та інтенсифікуючи тепловіддачу, очищаючи оребрені труби від забруднення охолоджуючими рідинами, врізанні безпосередньо в технологічний процес їх виготовлення є актуальним завданням. Вивчення режимів роботи повітряно-охолоджуваних теплообмінників компресорних станцій різних конструкцій проводилося на стенді, показаному на рис. 3.1.

Дослідженнями встановлено, що низька теплова ефективність теплообмінника з повітряним охолодженням обумовлена малою площею поверхні теплообміну та великим розміром у вузькій ділянці пучка труб охолоджуючого повітря. Теплообмінник основної конструкції являє собою

чотиристоронній пучок з гладкими трубками вздовж трубчастого простору, в якому кожен хід уздовж трубчастого простору цієї конструкції утворюється шляхом поділу пучка на два, у поздовжній та поперечній площинах. Стиснене повітря з першого ступеня надходить у перший хід через верхню кришку.

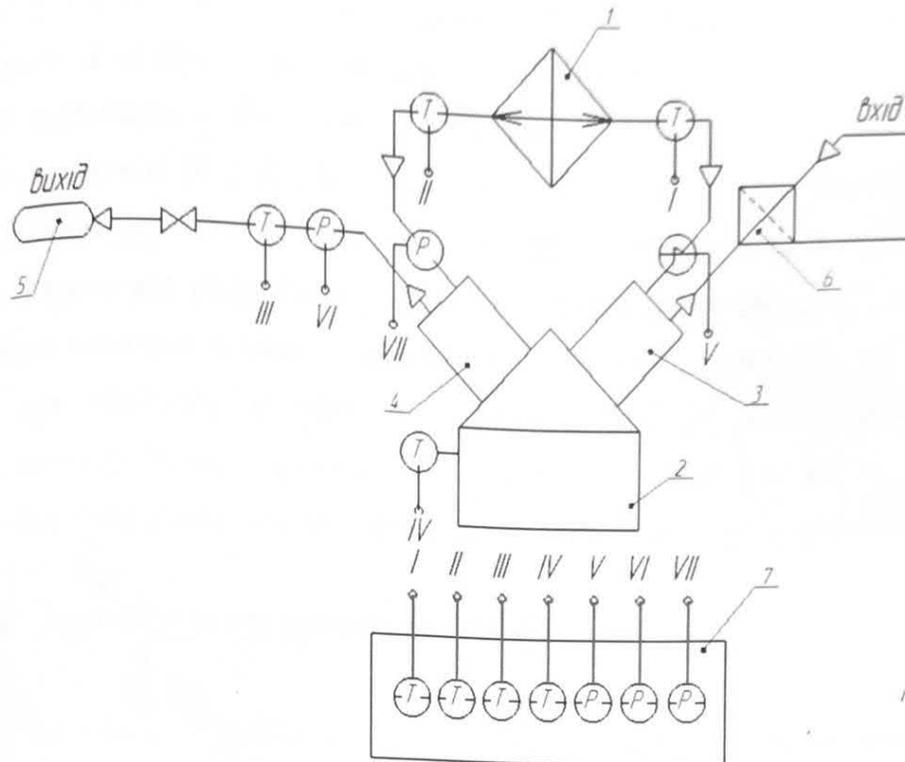


Рисунок 3.1 – Схема стенду для досліджування компресорів

Потім повітря проходить через нижню кришку у другому, а через верхню кришку потрапляє в третій ряд, а через нижню кришку - у четвертий ряд і виходить з теплообмінника з повітряним охолодженням. Значення температурних параметрів теплообмінника, які були зафіксовані під час стендових випробувань компресорної станції, показують, що температура на виході з теплообмінника з повітряним охолодженням становить від 63 до 78° С, а компресорна станція 145-160° С, що свідчить про низький тепловий ККД теплообмінника.

Для підвищення ефективності теплообмінника з повітряним охолодженням

гладкі трубки в пучку замінені на ребристі трубки. Встановлено, що в граничних умовах, які зумовлені збереженням геометричних параметрів кришок та габаритних розмірів теплообмінника, доцільно використовувати коридор або зигзагоподібне розташування балки труб. Розташування коридорів пучка труб нижче за тепловою ефективністю, ніж зигзагоподібне, оскільки потік повітря, що проходить між трубами в першому ряду теплообмінника, але не відповідає опорі у другому ряду. Використання пучка зигзагоподібної трубки призводить до збільшення площі теплообміну в 2,5 рази та зменшення перерізу пучка в 20 разів, що може збільшити теплову ефективність одне повітря охолоджується. теплообмінник. У той же час зменшення кільцевого перерізу балки призводить до втрати тиску стисненого повітря (до 5%), але це не робить істотного впливу на продуктивність компресорного агрегату. Крім того, для зниження температури стисненого повітря, що виходить із компресорного блоку, пропонується структурна схема трубного пучка теплообмінника у двоконтурній конструкції з двома проходами в кожному.

3.2 Дослідження теплопередачі ребрих труб

Особливістю випробувального стенду для модернізованого компресора є можливість визначати тепловіддачу без урахування ефекту зміни фізичних властивостей охолоджуючого повітря. Таким чином, стенд дозволяє підтримувати постійні значення температурних параметрів процесу теплообміну при різних режимах дослідження. Крім того, стенд створює умови для вивчення впливу забруднення зовнішньої поверхні на тепловіддачу, забезпечуючи при цьому стабільність чисел Рейнольдса та Прандтля у повітрі.

Функціональна залежність тепловіддачі зовнішніх ребер виражається наступним чином:

$$f(\rho_{\text{пов.}}^a, v_{\text{пов.}}^b, \lambda_{\text{пов.}}^c, c_{\text{пов.}}^d, \Delta t^f, W_{\text{пов.}}^g) = \alpha_{\text{нар.}}; \quad (3.1)$$

де $\rho_{\text{пов.}}$ – густина повітря, яке охолоджується;

$v_{\text{пов.}}$ – кінематична в'язкість;

$\lambda_{\text{ст}} -$ теплопровідність;

$c_{\text{ст}} -$ тепломісткість;

$\Delta -$ градієнт температури;

$W_{\text{ст}} -$ швидкість повітря;

$\alpha_{\text{ст}} -$ теплопередача;

$\alpha_{\text{ст}} a, b, c, d, f, g -$ коефіцієнти значимості параметрів.

Математична модель для опису характеру залежності критеріїв буде мати такий вигляд:

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^m; \quad (3.2)$$

де $Nu, Re, Pr -$ числа Нуссельта, Рейнольдса і Прантля;

$c, n, m -$ експериментальні коефіцієнти.

Число Прантля не змінюється у зв'язку через однакову температуру й тиск повітря для охолодження, що застосовується при всіх режимах дослідження, при цьому узагальнення отриманих експериментальних даних приводить до пошуку констант c і n в моделі, отримаємо:

$$Nu = Re^n. \quad (3.3)$$

Мінімальна довжина досліджуваного трубопроводу становить 300 мм, що дозволяє виявити зміни значень температурних параметрів.

Порядок проведення робіт наступний. Помістіть пробірку в аеродинамічну частину перерізом 310x88 мм. Висота секції підбирається відповідно до найбільшого діаметру оребреної трубки в асортименті виробника. Потік повітря створюється щілинним відцентровим вентилятором, який працює в режимі всмоктування. Це забезпечує ламінарний потік охолоджуючого повітря в аеродинамічній частині. Потік охолоджуючого повітря через вентилятор визначається аеродинамічною монограмою, яка представляє залежність потоку повітря від швидкості вентилятора.

Потік охолоджуючої води в трубі забезпечується циркуляційним насосом. Температура води регулюється електричним нагрівачем, встановленим у циліндричному басейні з накопичувальним баком для доповнення

циркуляційної системи. Вода циркулює за такою схемою: відстійник-насос-труба-відстійник. За допомогою кранової системи циркуляційний контур розділений на дві лінійні частини, що необхідно для витоку повітря при заповненні петлі та відведенні води в дренажну лінію (заміна досліджуваного трубопроводу).

Стенд оснащений контрольно-вимірювальним обладнанням на базі одного бортового комп'ютера з схемами управління та вимірювання. Точність управління та контролю розрахунку та збору досліджуваних параметрів становить 5%. Робота вентилятора, електронагрівача та насоса контролюється фазовим регулятором частоти, який реалізується шляхом вмикання подвійного затвора тиристора живлення вчасно, щоб відрізати необхідну частину напівхвилі змінного струму.

Тиристор регулювання частоти та синхронізація з джерелом живлення змінного струму реалізовані на базі мікроконтролера. Система контролю та вимірювання контролює фазочастотний регулятор, в якому збираються дані витратоміра та датчика температури. Виміряйте температуру води безпосередньо на вході та виході з труби. Температура повітря безпосередньо вимірюється одним датчиком на вході та дев'ятьма датчиками на виході після проходження через трубу. Таким чином, розподіл температури повітряного потоку після досліджуваної труби можна отримати в секції аеродинаміки з точністю до 0,5 °C.

Теплопровідність визначається за формулою 3.4 кожного режиму, який характеризується сталістю потоку та температурою водяного та повітряного теплоносія. Фізичні властивості теплоносія розраховуються окремо для кожного режиму. Загальна теплопровідність визначається наступним чином:

$$K = \frac{Q_{\text{пов.}}}{\Theta_{\text{ср.}} \cdot S}; \quad (3.4)$$

де $\Theta_{\text{ср.}}$ – середній температурний напір;

S – площа об'єкта;

$Q_{\text{пов.}}$ – тепловий потік; за формулою:

$$Q_{\text{пот}} = G_{\text{овтв. пов.}} \cdot (G_{\text{в}} \cdot t_1 - G_{\text{в}} \cdot t_2); \quad (3.5)$$

де $G_{\text{овтв. пов.}}$ – масова витрата повітря;

$G_{\text{в}}$ – тепломісткість повітря на вході;

$G_{\text{в}}$ – тепломісткість повітря на виході;

t_1 і t_2 – температура повітря на вході й виході.

Відношення теплопередач для чистої та забрудненої труб оцінюють вплив забруднення під час експлуатації на теплову здатність неочищеної від змащувальної рідини на зовнішню поверхню обребреної трубки. При значеннях числа Рейнольдса $Re = 1700 \dots 11400$ для потоку повітря охолодження вони мають наступний вигляд:

$$K_{\text{чист.}} = 0,13 \cdot Re^{0,72}; \quad \sigma^2 = 2,383; \quad R^2 = 0,995; \quad (3.6)$$

$$K_{\text{збр.}} = 0,49 \cdot Re^{0,80}; \quad \sigma^2 = 2,237; \quad R^2 = 0,995; \quad (3.7)$$

$K_{\text{чист.}}$ – теплопередача для чистої труби;

$K_{\text{збр.}}$ – теплопередача для забрудненої труби;

σ^2 – дисперсія нормального розподілу;

R^2 – коефіцієнт детермінації.

Залежність теплового опору забруднень змащувальної рідини від числа Рейнольдса повітря охолодження для обребрених трубок теплообмінників охолодження має вигляд:

$$R_{\text{збр.}} = 41,76 \cdot Re^{-1,057}. \quad (3.8)$$

У процесі виробництва спосіб механічного очищення поверхні обребреної труби безпосередньо, щоб уникнути забруднення, полягає в наступному. Під час процесу прокатки кінець обребреної трубки поступово надходить у пристрій для очищення відповідно до вирівнювання та послідовності процесу формування, а очищення, промивання та сушка проводяться в пристрої для очищення.

З випробування конструкції двоконтурної ребристої трубки з зигзагоподібним розташуванням видно, що температура стисненого повітря, що

виходить із компресора, знизилася до 22° С, що вказує на те, що температура дуже висока. Теплообмін повітряного охолодження нового компресорного блоку теплова ефективність пристрою. Стійкий запас поверхні теплообміну становить приблизно 5%. При розрахунку запасу площі теплообміну зигзагоподібного розташування теплообмінника з повітряним охолодженням тепло, що передається на повітряну сторону, визначається Кунтишем В.Б. за формулою:

$$\alpha_{нар} = 0,102 \frac{\lambda}{d_0} \cdot Re^{0,65} \quad (3.9)$$

де $\alpha_{нар}$ - тепловіддача зі сторони обрєбрення;

λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб обрєбрення;

Дана залежність застосовується для двохрядного зигзагоподібного пучка з труб із параметрами $d \times h \times S \times \Delta = 38 \times 7,5 \times 3,5 \times 0,5$ мм, які мають значення $Re_{нар} = \frac{W_{нар} \cdot d_0}{\nu_{нар}} = (1,5 \dots 30) \cdot 10^3$ за повітрям.

3.3 Розрахунок навантажень в багатокільцевому поршневому ущільненні без змащення компресорів високого тиску

Створення компресорів без змащення на високий тиск часто утруднено через швидке зношення і екструзії неметалевого самозмащованого матеріалу поршневих кілець. Це свідчить про наявність в ущільненні навантажень, які перевищують допустимі для використовуваних матеріалів. З метою визначення реальних навантажень, діючих на поршневі кільця в ущільненні без змащення високого тиску, розрахуємо тиск по кільцях і знаходимо конструктивне рішення для їх зменшення. Поршневе ущільнення розглядається як щілинне з послідовно розташованими щілинами по числу поршневих кілець. На основі закону зміни маси, закону збереження енергії для тіла змінної маси і рівняння стану стиснутого середовища отримуємо систему диференціальних рівнянь [85]. Отримані рівняння дозволяють розрахувати тиск по кільцях в залежності

від за кільцевих обсягів V , площі прохідних перерізів кільця при змінному тиску в робочій порожнині та змінному протитиску під поршнем. Таке поєднання навантажень на поршневе ущільнення часто зустрічається в компресорах високого тиску з диференціальним поршнем. Для прикладу наведемо результати розрахунку поршневого ущільнення найбільш навантаженої ступені компресора з тиском нагнітання 32 МПа при площі прохідних перерізів кільця 0,52 мм. Ряд високого тиску (РВД) компресора має диференційний поршень ступенів. Поршень має діаметр 145 мм, містить 14 поршневих кільць. Площа прохідного перерізу при розрахунку прийнята, згідно з робочим кресленням кільця, що дорівнює 0,52 мм для всіх кільць. На ступені тиск всмоктування 14,9 МПа; тиск нагнітання 32,7 МПа.

Результати дають наглядну картину зміни перепаду тиску на кожному кільці за робочий цикл в циліндрі. З графіків видно, що максимальні контактні тиски на певних кільцях можуть в три-чотири рази перевищувати допустимі межі, від величини яких залежить можливість використання того чи іншого неметалевого матеріалу. У більшості фторполімерних композиційних матеріалів допустимий питомий тиск не перевищує 2,0 МПа; лише самозмащувальні матеріали четвертого покоління групи ВАРС-500 витримують тиск 4,0 МПа. Згідно з розрахунками, проведеними з урахуванням заданого протитиску, найбільш навантаженими є три перших і три останніх кільця.

Значення миттєвих перепадів тисків досягають 7,2 МПа на першому і 5,7 МПа на останньому кільцях. При визначенні питомого навантаження, яке діє на поршневі кільця, крім сил, що притискають кільце до циліндра, враховують протитиск на кільці, що створюється робочим середовищем з боку циліндра (рис. 3.2).

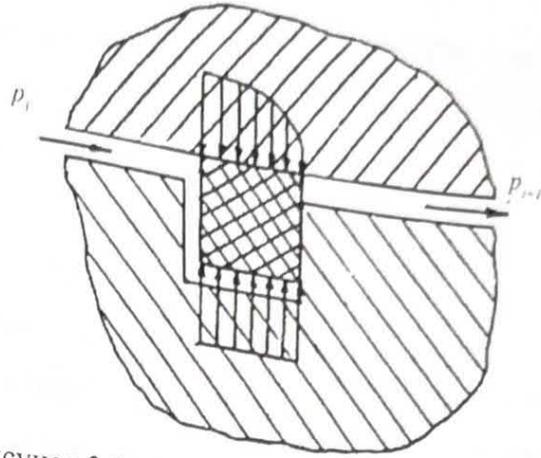


Рисунок 3.2 – Епюра тиску газу по висоті кільця

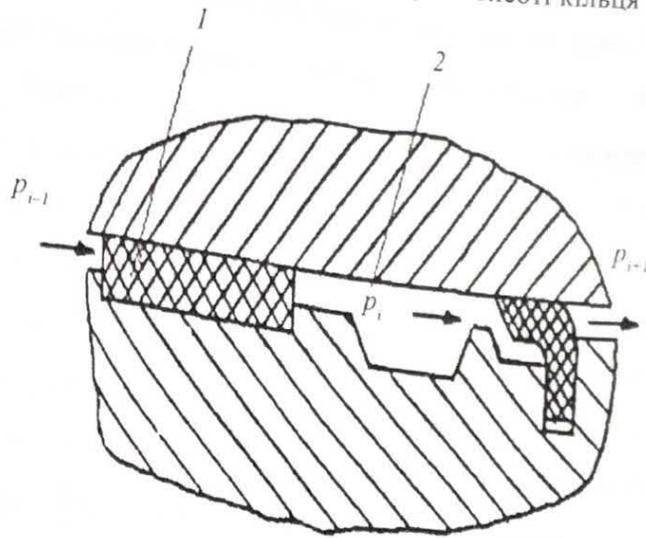


Рисунок 3.3 – Манжетне ущільнення поршня:
1 – дросельна втулка; 2 – акумулююча місткість

Цей протитиск враховується за допомогою коефіцієнта [44], на основі якого питоме навантаження на поверхні тертя i -го кільця (назвемо його контактним тиском), визначається перепадом тиску газу на кільці. Для композиційного матеріалу Ф4К20, з якого виготовлені кільця, коефіцієнт $\rho = 1,45 \dots 1,51$ [45] і, отже, миттєві значення контактних тисків на першому і останньому кільцях відповідно рівні 4,5 і 3,5 МПа, що вище гранично допустимих значень для цього матеріалу. Звідси випливає, що основною причиною руйнування кілець при високому тиску 20,0 МПа і більше слід

вважають нерівномірний розподіл тиску газу по поршневому ущільненню.

В останні роки з урахуванням наведених вище досліджень запропоновано ряд конструктивних рішень, спрямованих на зниження навантаження на перші і останні елементи ущільнення. Відомо, що в манжетах ущільнення поршня «пікове» навантаження припадає на першу манжету і призводить до прихоплювання її до циліндра, а відповідно, до зносу. Для зняття «пікових» навантажень на першій елемент ущільнення були використані дросельна (гладка або з лабіринтами) втулка (рис. 3.3) і акумулююча місткість, які розміщені перед манжетою. В результаті дроселювання газу в щілині між втулкою і циліндром, з подальшим розширенням в акумулюючій місткості, тиск газу перед манжетою знижується і його пульсація згладжується.

Конструкція знайшла застосування в дотискних компресорах типу КП-УМ. При тиску всмоктування 5,8 МПа і тиску нагнітання 17,5 МПа ресурс роботи без мастила становить понад 2000 год. На таке манжетне ущільнення були отримані патенти Великобританії і Франції. В одній з конструкцій розвантаження перших поршневих кілець здійснюється шляхом перепуску тиску газу з закільцевого простору цих кілець до менш навантажених середніх кілець поршневого ущільнення. З цією метою в поршні встановлюється відрегульований на певну різницю тиску перепускний клапан.

На експериментальному стенді (при діаметрі поршня 30 мм) таке рішення дозволило, при загальному перепаді тиску на поршні в 14 МПа, знизити на першому кільці максимальний перепад тиску з 6,2 до 3,2 МПа.

Для розвантаження останніх кілець було запропоновано ущільнення, в якому за останнім кільцем на поршні установлених манжетах, при цьому за допомогою отвору в тілі поршня перед манжетою підтримується визначений тиск (або шляхом установки перепускного клапана, або шляхом з'єднання порожнини з ступенею низького тиску). Таке конструктивне рішення дає можливість створити протитиск за поршневим ущільненням і знизити перепад тиску на останньому кільці. Установка різновисотних кілець на поршні також використовується для розвантаження перших і останніх кілець. У цьому

випадку два-три перших і останніх кільця мають висоту в два-три рази більше висоти інших і, отже, в два-три рази більший за кільцевий обсяг, в якому акумулюється тиск і знижується «пікове» навантаження на кільце.

Проведене спільно з дослідженням поршня з комбінованим ущільненням показало, що установка перед поршневыми кільцями дросельної втулки з лабіринтом дозволяє при тиску нагнітання 5-20 МПа знизити максимальний перепад тиску перед першим кільцем на 1-5 МПа. Таким чином, на підставі ряду конструктивних рішень вдається зменшити перепад тиску на найбільш навантажених перших або останніх елементах ущільнення. Незважаючи на позитивний ефект, ці рішення базуються в основному на інтуїції і конструкторському досвіді і не дають на стадії проектування впевненості в досягненні гарантованого терміну служби ущільнення.

З приведенного аналізу випливає, що виконати розвантаження окремих елементів ущільнення цілком реально, при цьому найкращі результати слід очікувати у випадку рівномірного розподілу тиску по всьому ущільненню, коли одночасно будуть розвантажені перші і останні кільця. Крім частоти обертання і числа кілець, на розподіл тиску поршневого ущільнення впливають також такі конструктивні фактори, як площа прохідного перерізу кільця і міжкільцевий обсяг V . Наприклад, в компресорі при допустимому спрацюванні кілець по радіальній товщині, рівному 30%, значення збільшується в 16 разів, а обсяг V – в 2,5 рази. З цього випливає, що вплив на перерозподіл тиску по кільцях за час роботи ущільнення.

На рис. 3.4 показані середні за цикл перепади тиску по кільцям компресора залежно від величини f . На графіку крива 3 відповідає новим кільцям ($f = 0,52 \text{ мм}^2$). Зі зменшенням f в 3,5 рази перепад на першому кільці збільшується в два рази (крива 7). При збільшенні f на всіх кільцях в 2,3 рази (крива 4) перепад тиску на першому кільці наближається за величиною до перепадів тиску на середніх кільцях, а при збільшенні f в шість разів перепад тиску на першому кільці виявляється меншим, ніж у середніх кілець (крива 5).

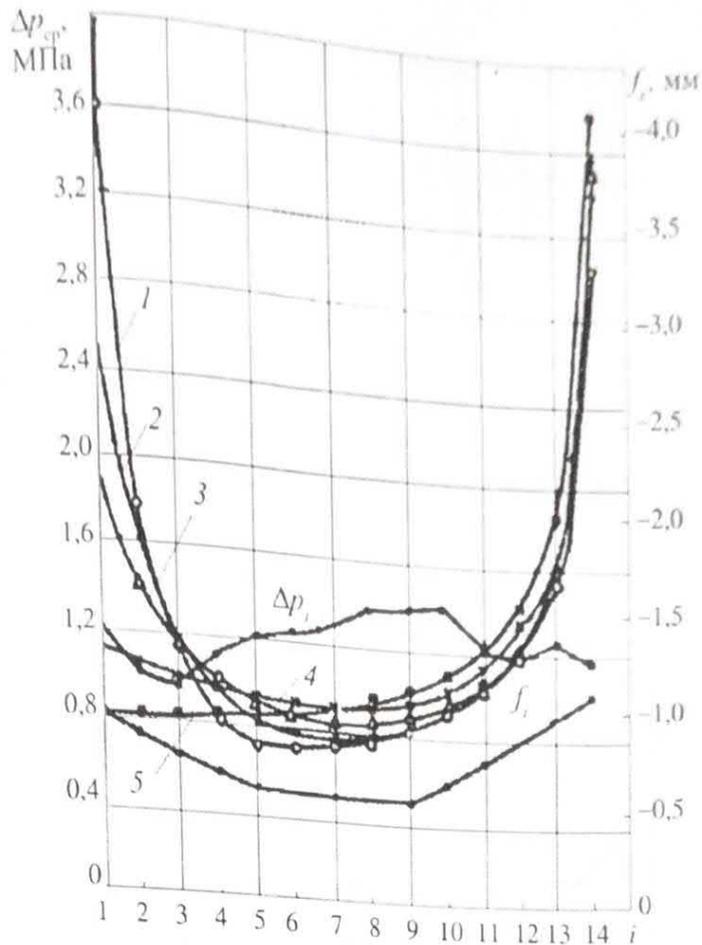


рисунок 3.4 – Середні за цикл перепади тиску за кільцями залежно від площі щілини f , однакової для всіх кілець ущільнення:

1 – 0,15 мм²; 2 – 0,20 мм²; 3 – 0,52 мм²; 4 – 1,2 мм²; 5 – 3,0 мм²;

i – номери кілець; f_i – крива зміни f по комплекту кілець, який забезпечує близький до рівномірного розподіл перепаду тиску по кільцях

Таким чином, збільшуючи площу прохідного перерізу f одночасно на всіх кільцях, можна розвантажити перші кільця, при цьому перепади тиску на останніх кільцях зменшаться, а навпаки, збільшуються. На рис. 3.5 показано, що шляхом збільшення f на декількох перших кільцях (рис. 3.5, а) або на декількох останніх кільцях (рис. 3.5, б) компресора можна знизити перепади тиску на цих кільцях до значень перепадів тиску на середніх кільцях.

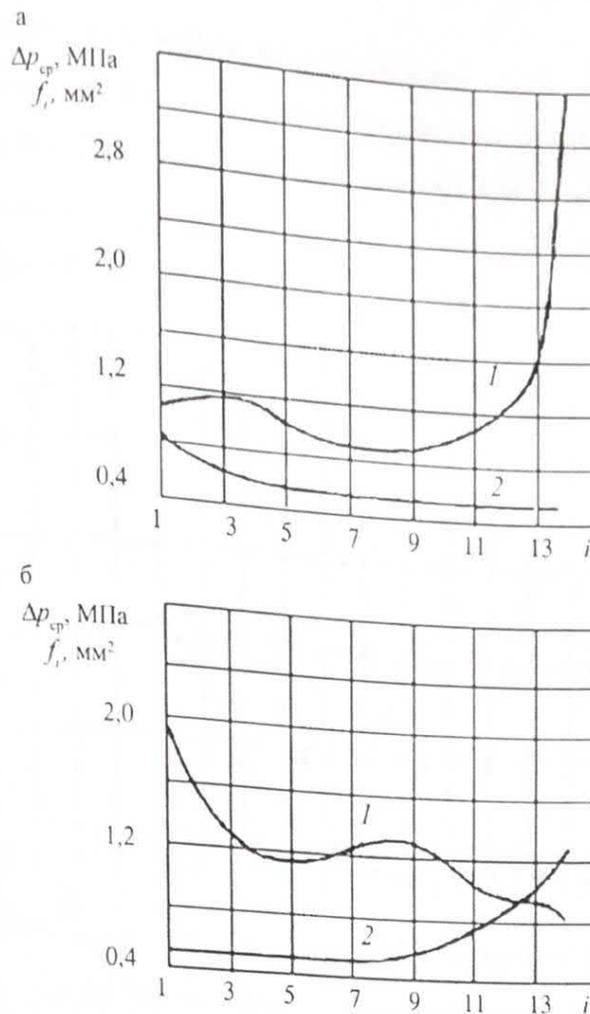


Рисунок 3.5 – Розподіл середніх за цикл перепадів тиску за кільцями при зміні прохідних перерізів:

1 – перепад тисків; 2 – площа прохідних перерізів

Найбільш доцільно встановити таку закономірність зміни площі прохідного перерізу f по комплекту кілець, яка дозволяла б отримати рівномірний розподіл перепадів тиску по всьому поршневному ущільненні. Така закономірність може бути знайдена розрахунковим шляхом з використанням методу послідовних наближень. Збільшення f на перших чотирьох і п'яти останніх кільцях призвело практично до рівномірного розподілення перепадів тиску по всьому ущільненню.

Перші спроби експлуатації таких компресорів без змащення циліндрів

приводили до виходу з ладу поршневого ущільнення за 100-150 год. При цьому спостерігався надмірний знос кілець, особливо перших та останніх. На рис. 3.6 показані результати роботи поршневого ущільнення при напрацюванні 248 год в умовах без змащення після забезпечення за рахунок змінних зазорів в стиках рівномірного розподілу тиску по кільцях.

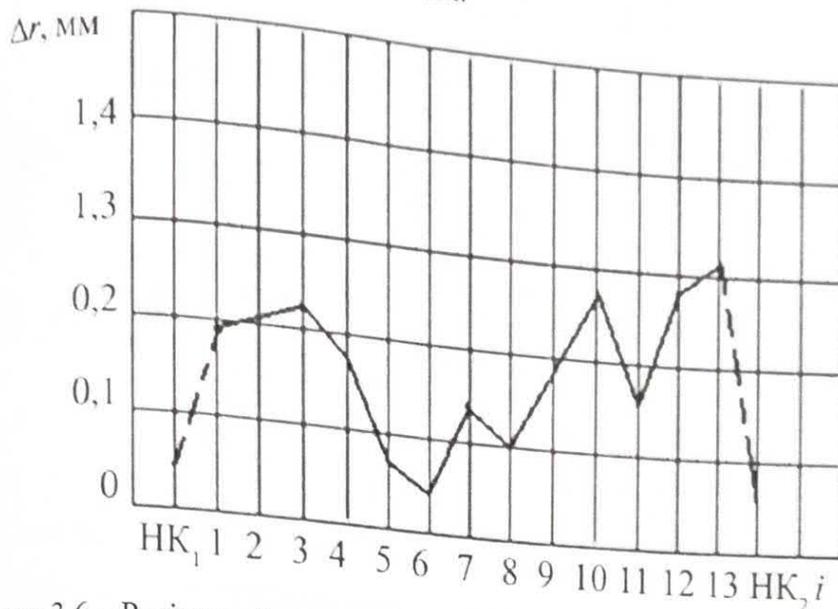
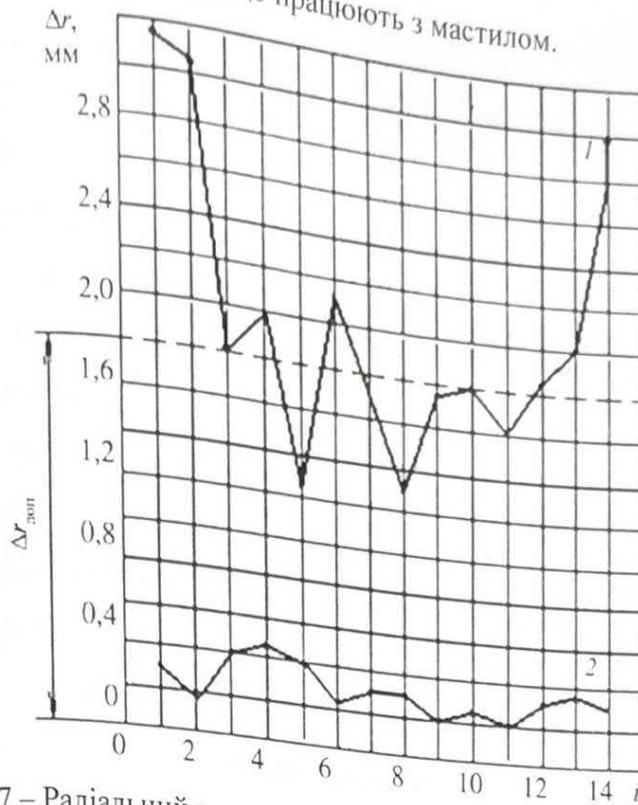


Рисунок 3.6 – Радіальний знос кілець компресора при роботі без змащення на протязі 248 год. (НК – направляюче кільце)

Матеріал поршневих кілець – Ф4К20. У компресорах без змащення зазвичай перші 50-100 ч відбувається припрацювання, а вірніше, утворення полімерної плівки на циліндрі, далі – знос при певному навантаженні і складі газу, який прямо пропорційний часу роботи (пройденому шляху). Це дозволяє по перших експериментальних даних прогнозувати термін служби неметалевого ущільнення. В даному випадку компресор відпрацював 248 год. із середнім зносом кілець 0,77 мм на 1000 год. При ревізії на кільцях не спостерігалось екструзії, руйнувань та інших дефектів. При допустимому спрацюванні 20% від радіальної товщини кільця термін служби кілець при кінцевому тиску 32,0 МПа складе не менше 2000 год. На двох інших машинах з ревізією після 629 і 766 год. інтенсивність зносу на 1000 год. склала, приблизно, таку ж величину, тобто 0,72 мм. Позитивні результати отримані також на

нємєтєлєвєх кїлєцєх (рїс. 3.7), щє прєцєлєє з мєстїлєм.



Рїсунєк 3.7 – Рєдїєлєний знос кїлєцє компрєсєрє прї рєбєтї зї змєщєннєм: 1 – ущїлєннє зї нєрївнємїрнїм рєзпєдїлєм тїску пє кїлєцєх (нєпрєцєлєннє 11422 гєд.); 2 – ущїлєннє зї рївнємїрнїм рєзпєдїлєм тїску пє кїлєцєх (нєпрєцєлєннє 3618 гєд.), $\Delta r_{\text{доп}}$ – дєпустїмїй знос кїлєцє

Цїкєво вїдзнєчїтї, щє дє мємєнту грєнїчнєгє зносу зєкєнємїрнїє рєзпєдїлє вєлїчїн рєдїєлєннєгє зносу пє кєплєкту нєгєдєє крївї рєзпєдїлє рєрєпєдїв тїску пє кїлєцєм (рїс. 3.4) длє нєвїх ущїлєннєв з єднєкєвоєу плєщєєу прєхєду в щїлїнї длє вєїх кїлєцєв. Цїлєкєм єчєвїднє, щє в мїру зносу кїлєцєв ї збїлєщєннє зєзєру дє кїнєцє тєрмїну слєжбї «сємєвїлєно» встєнєвлєєтєє рївнємїрнїй рєзпєдїл тїску. Прї цєму зєзєр нє єстєннєму кїлєцї, єкїй вїзнєчєє вєлїчїну вїтєку, будє прїблїзнє в пївтєрє рєзї бїлєщє, нїж в рєзї рївнємїрнєгє зносу вєїх кїлєцєв (рїс. 3.5, крївє 2).

Отрїмєтї рївнємїрнїй рєзпєдїл тїску прї рєбєтї бєз змєщєннє нє мєтєлєвїх кїлєцєх нєбїлєщє вєжлївє в пєчєтєкєвїй пєрїєд. Цє дєзвєлєє вїклєчїтї рєрєвїщєннє нєвєнєтєжєннє пєнєд дєпустїмє нє пєршїх ї єстєннїх

кільцях і тим самим забезпечити нормальний режим тертя неметалічних композицій по циліндру при високих значеннях тиску газу.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблена методика визначення теплопередачі, яка дозволила встановити емпіричну залежність термічного опору забруднень труб від числа Рейнольдса із забезпеченням постійності фізичних властивостей охолоджуючого повітря. Отримані залежності теплопередачі чистої і забрудненої труб від числа Рейнольдса по повітряю дозволяють оцінити вплив забруднень змащувально-охолоджувальною рідиною на теплову ефективність теплообмінника компресорної установки з пучком труб різної компоновки та різного конструктивного виконання.

Емпірична залежність термічного опору забруднень зовнішньої поверхні від числа Рейнольдса по повітряю дозволяє врахувати вплив забруднень змащувально-охолоджувальною рідиною при середній температурі повітря $t = 20^{\circ} \text{C}$. Нова конструкція тепло провідника повітряного охолодження підвищеної теплової ефективності в двоконтурному виконанні з зигзагоподібною компоновкою трубного пучка з оребрених труб дозволяє знизити температуру стисненого повітря на виході з компресорної станції в 5 разів, забезпечуючи цим стабільність режимів роботи і експлуатаційних показників обладнання з пневмоуправлінням й механізмів бурових установок.

Для підвищення теплової ефективності теплообмінників повітряного охолодження компресорних станцій із використанням раціонального компоновання теплообмінних пучків та інтенсифікацією тепловіддачі запропоновано спосіб механізованого очищення оребрених труб від забруднень мастильно-охолоджувальними рідинами раціональним синтезом операцій накатки, миття, очищення та сушіння в загальному технологічному потоці виробництва з оптимальними значеннями конструктивно-геометричних та технологічних параметрів миючого пристрою.

Проведені дослідження навантажень в багатокільцевому поршневному

ущільненні без змащення для компресорів високого тиску показали, що запропонований спосіб розвантаження поршневих кілець за рахунок створення нерівномірного зазору по кільцях дає можливість отримати рівномірний розподіл перепаду тиску по поршковому ущільненню. При цьому свідомо йдеться на невелике збільшення витoku, так як це дозволяє уникнути руйнувань кілець в початковий, найважчий період роботи і досягти тривалого терміну служби ущільнення. Таке рішення розширює межі використання самозмащувальних матеріалів і при використанні нових високоміцних, зносостійких композицій, робить можливою роботу компресорів без змащення при тиску нагнітання до 40,0 МПа, забезпечуючи ресурс ущільнень до 4000 год.

4. РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Розрахунки робочих параметрів компресора АК2-150М

Для розрахунків параметрів компресора для кожної його ступені будуються індикаторні діаграми, визначаються маси деталей, що рухаються швидкості і прискорення їх руху, і по величині тиску газу на поршні і інерційним силам будуються сумарні криві поршневих сил.

По поршневих силах знаходяться величини тангенціальних сил, діючих на колінчастий вал (тангенціальні сили визначаються по тій же залежності, що і для поршневих насосів). При цьому враховуються сили тертя крейцкопфа та його направляючої, а також сили тертя в ущільненнях штока, у поршня і т.д. Тангенціальні сили визначаються для положень, відповідних повороту колінчастого валу на 30—60°, при його повному повороті на 360°. Потім будується графік залежності величини тангенціальних сил (ордината) від кута повороту колінчастого валу (абсциса).

Планіметром визначається площа, обмежена кривою і віссю абсцис, і ділиться на довжину графіка. В результаті виходить середня величина тангенціальних сил T_{cp} , з урахуванням якої визначається уточнена потужність, споживана компресором.

$$N = T_{cp} \pi S n; \quad (4.1)$$

де N – розрахункова потужність компресора;

T_{cp} – середня величина тангенціальних сил;

S – товщина стінки циліндра;

n – кількість циліндрів.

В результаті останнього і термодинамічних розрахунків визначаються початкові дані для розрахунків деталей компресора на міцність.

Циліндр компресора перевіряється на дію робочого тиску, створюваного в ньому. Товщину стінки циліндра D_c можна перевірити по емпіричній залежності, наприклад [21, ст. 208]:

$$S_u = \frac{D_u}{A} + 15_{\text{мм}}; \quad (4.2)$$

де D_u — внутрішній діаметр циліндра;
 A — експериментальний коефіцієнт, залежний від тиску (наприклад, при тиску 0,3 — 0,6 МПа $A = 500$, при тиску 0,6 — 0,8 $A=400$).

Для третьої ступені компресора АК2-150М:

$$S_u = \frac{25}{90} + 15 = 15,27_{\text{мм}};$$

З більшою точністю товщина стінки циліндра визначається із застосуванням методів розрахунку судин, що працюють під тиском.

Товщина стінок водяної сорочки циліндра приймається рівною 0,8 Сц.

Напряга в циліндрі з втулкою знаходиться як сума напруг, що виникають від тиску на циліндр запресованої втулки і робочого тиску.

При розрахунку поршня визначається напруга δ_p в його днищі по формулі для круглої пластини, затисненої по колу [21,ст. 208],

$$\delta_n = 0,75 p_2 \frac{r_n^2}{s_n^2}; \quad (4.3)$$

де r_n — радіус днища поршня;

s_n — товщина днища поршня.

$$\delta_n = 0,75 \cdot 15 \cdot \frac{25}{12} = 28,125 \text{ МПа}$$

Зазор δ між діаметрами циліндра і поршня визначається з урахуванням температурного розширення поршня по формулі:

$$\delta = \alpha \Delta t D_u + \delta_0 \quad (4.4)$$

де α — температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня;

Δt — різниця температури поршня і циліндра (умовно приймається рівній напіврізниці температури газу на виході з циліндра і вході в нього);

δ_0 — зазор, відповідний полю допуску $g4$.

$$\delta = 1,23 \cdot 30 \cdot 25 \cdot 10^{-6} + 420 \cdot 10^{-6} = 1342,5 \cdot 10^{-6} \text{ мм}$$

Напруження, що виникають в поршневих кільцях, визначаються при надяганні кільця на поршень ($\delta_{кн}$) і в стислому (робітнику) стані ($\delta_{кр}$),

$$\delta_{кн} = \frac{E}{2.5 \left(\frac{D_n - S_k}{2S_k} \right)^2}; \quad (4.5)$$

$$\delta_{кр} = \frac{fE}{2.34S_k \left(\frac{D_n}{S_k} - 1 \right)^2}; \quad (4.6)$$

де E — модуль пружності матеріалу кільця;

S_k — радіальна товщина кільця;

f — різниця між розміром замка кільця у вільному і стислому стані. [21]

Визначаємо напруження для компресора АК2-150М:

$$\delta_{кн} = \frac{430 \cdot 10^6}{2.5 \left(\frac{25 \cdot 10^{-6} - 3 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3 \cdot 10^{-6}} \right)^2} = 13,6 \text{ МПа};$$

$$\delta_{кр} = \frac{1.25 \cdot 430 \cdot 10^6}{2.34 \cdot 3 \cdot 10^{-6} \left(\frac{25 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot 10^{-6}} - 1 \right)^2} = 143,3 \text{ МПа};$$

Визначаються також температурний зазор в замку і питомий тиск кільця на порожнину тертя.

Розрахунок клапанів компресора достатньо складний: визначаються прохідні перетини клапанів, натягнення пружин, висота підйому пристрою запору, враховується можливість прояву резонансних коливань пристроїв запорів і т.д.

Шток, що знаходиться під дією знакозмінного навантаження, розраховується на втомну міцність і подовжній вигин.

Шатун розраховується на розтягування і подовжній вигин. Болти шатуна випробовують розтягування від максимальної сили $P_{ш}$, діючої на шатун, і розраховуються на дію сили, рівної $1,5 P_{ш}$, з якою заздалегідь затягуються болти.

4.2 Розрахунок поршневого пальця

Для сполучення поршня з шатуном використовують поршковий палець. Пристрій пальця є «плаваючого» типу, тобто не закріплений в бобиках поршня і має можливість провертатися. При такому виконанні є можливість здійснювати змащення пальця, мастило підводиться к бобикам по свердленням від маслороздатних кілець. Поршковий палець працює в порівняно важких умовах: ударний характер навантаження; великі питомі тиски на поверхню пальця; сприймає тепло від сильно нагрітого денця поршня. Пальці виготовляють шляхом штампування. Попередньо приймаємо основні розміри:

Діаметр поршневого пальця $-d=40$ мм;

Внутрішній діаметр поршневого пальця $d_0=28$ мм;

Довжини поршневого пальця $-l=106$ мм.

Розглядаючи палець як балку з вільно обпертими кінцями, з рівномірно розподіленим навантаженням, згинальний момент щодо небезпечного перерізу буде дорівнювати [26]:

$$M_{зг} = \frac{P_z}{2} \times \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right), \quad (4.7)$$

де $L=10,6$ см – відстань між серединами опор пальця.

$$M_{зг} = \frac{13990}{2} \left(\frac{10,6}{2} - \frac{4,5}{4} \right) = 29908 \text{ кгс} \times \text{см} = 2990 \text{ Нм}$$

Напруги вигину будуть рівні [26]:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W}, \quad (4.8)$$

де W - момент опору для порожнього пальця [26]:

$$W = 0,1 \frac{d^4 - d_0^4}{d}, \quad (4.9)$$

$$W = 0,1 \frac{4^4 - 2,8^4}{4} = 4,375 \text{ см}^3;$$

Тоді :

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{13990}{4 \cdot 2^{-3}} = 683,6 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 68,36 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 180 \text{ МПа}$$

Напруги пальця, що зрізують визначають з рівняння [26]:

$$\sigma_{\text{зр}} = \frac{P_z}{2F}, \quad (4.10)$$

$$\sigma_{\text{зр}} = \frac{13990}{2 \times 5,49} = 1272 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 127,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{зр}}] = 180 \text{ МПа}.$$

де F- поперечний переріз пальця [26]:

$$F = \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4} \quad (4.11)$$

$$F = \frac{3,14(4^2 - 2,8^2)}{4} = 5,49 \text{ см}^2.$$

Лінійне збільшення діаметра пальця визначають з виразу [26]:

$$\Delta d_{\text{max}} = \frac{0,09 P_z}{E l} \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 [1,5 - 1,5(\alpha - 0,4)^3], \quad (4.12)$$

де $E = 2 \times 10^6 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ модуль пружності для сталі;

α - відношення d_0 до d :

$$\alpha = \frac{d_0}{d} = \frac{2,8}{4} = 0,7.$$

$$\Delta d_{\text{max}} = \frac{0,09 \times 13990}{2 \times 10^6 \times 132} \times \left(\frac{1+0,7}{1-0,7} \right)^3 \times [1,5 - 1,5(0,7 - 0,4)^3] = 0,014 \text{ мм}.$$

Відносна деформація пальця:

$$\frac{\Delta d_{\text{max}}}{d} = \frac{0,014}{4} = 0,0035 \frac{\text{мм}}{\text{см}} \leq \left[\frac{\Delta d_{\text{max}}}{d} \right] = 0,004 \frac{\text{мм}}{\text{см}}.$$

що достатньо.

Висновки

Проведені розрахунки в даному розділі магістерської роботи підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації компресора АК2-150М, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Монтаж обладнання

Монтаж пневматичного управління необхідно доручати самим кваліфікованим слюсарям, що знають конструкцію і технологію наладки пневматичних апаратів бурової установки. Крани, вертлюжки, клапани-розрядники рекомендується розбирати тільки в умовах майстерні на спеціально відведеному для цього чистому верстаку, захищеному від попадання бруду, пилу, піску і т.д. Персонал, що веде розбирання і регулювання пневматичних апаратів, повинен мати чисті обтиральні матеріали, особливо чисте мастило і промивальні рідини. При виконанні монтажних робіт необхідно керуватися монтажними кресленнями і виконувати наступні вказівки.

1. При установці компресора важливо стежити за правильним напрямом обертання колінчастого валу компресора - за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку контр-приводу. Встановлювати компресор для роботи у зворотному напрямі неприпустимо.

2. Компресорні станції з контроприводом слід вмонтовувати на фундаментних балках і кріпити до них болтами, компресорні станції з електроприводом — на спеціальному фундаменті і використовувати для кріплення фундаментні болти.

Компресор необхідно встановлювати по рівню. Відхилення від горизонтальної площини в подовжньому і поперечному напрямках не повинне перевищувати 1 мм на 1 м.

3. Канавки шківа контр-приводу компресора і шківа на трансмісії силового агрегату повинні лежати в одній площині. Для цього осі трансмісійного валу силового агрегату і контр-приводу компресора повинні бути паралелі. Відхилення допускаються не понад 1 мм на 1 м довжини.

4. Трубопровід від компресорів до повітряних резервуарів повинен мати найбільший нахил у бік резервуарів для стоку конденсату і масла. В цьому трубопроводі недопустимі вставки з гумових шлангів, оскільки гаряче

повітря, що виходить з компресора, швидко виводить їх з ладу. На трубопроводі встановлюють зворотний клапан, що відключає балон від компресора при зупинці останнього.

5. Перед випробуванням компресора на ходу необхідно провести пробні включення шинно-пневматичної муфти; повернути контр-привід уручну і переконатися в тому, що немає заїдання або пережиму підшипників; перевірити рівень масла в картері компресора; змочити маслом сітку фільтру компресора; спустити через спусковий кран конденсат і масло з холодильника компресора.

5. При випробуванні компресора перші 10—15хв необхідні працювати без навантаження і лише за відсутності ненормального нагріву, стукоту або шуму перекрити випускний вентиль на повітряних резервуарах, підняти тиск в системі і набудувати регулятор тиску.

Повітрозбірник встановлюють зовні приміщення бурової, але так, щоб його вентиля, що перекидають повітропроводи, знаходилися усередині укриття. Щоб уникнути випадкових поштовхів і пошкоджень навкруги повітрозбірника споруджують металеву огорожу і повітрозбірник закривають навісом, щоб він не піддавався безпосередній дії сонячного проміння.

Якщо за кліматичних умов можливе замерзання вологи в апараті пневматичного управління, то необхідно, щоб температура повітря, що оточує балон, була дещо нижче за температуру повітря в приміщенні бурової. Різниця температур сприяє виділенню вологи в резервуарі і знижує конденсацію пари в апараті управління, оскільки вода виділяється з повітря там, де він більш охолоджений. Тому корисне обдування балона вітром.

Манометр резервуару поміщений на трубці, виведеній в бурову. Він повинен бути захищений від дії сонячного проміння, вітру, добре освітлений і розташований так, щоб його свідчення були виразно видні обслуговуючому персоналу. Циферблат манометра слід встановлювати у вертикальній площині. Шкала манометра повинна бути вибрана такої

Щоб стрілка в робочому положенні знаходилася в середній третині шкали,

а на циферблаті нанесена червона межа максимального тиску. Між манометром і балоном не дозволяється ставити вентилі запорів.

Відповідно до Правил пристрою, установки і огляду судин, що працюють під тиском, манометри повинні бути перевірені і опломбовані представниками місцевих органів Державного комітету України за стандартами.

Застосування манометрів не допускається у випадках, коли відсутня щомба, прострочений термін його перевірки, стрілка манометра при його відключенні не повертається до напольгивого штифта або за відсутності тиску відхиляється від нульового показника на величину, що перевищує половину допустимої погрішності для даного манометра.

Запобіжний клапан повинен бути відрегульований на тиск, на 15 % перевищує максимальне, застопорений дротом і запломбований.

Повітряний резервуар — судина високого тиску і до пуску в експлуатацію підлягає обов'язковій реєстрації в Державній інспекції по технічному огляду судин. Разом із заявою про реєстрацію повітряного резервуару повинна бути представлена шнурова книга, а також паспорт (в двох екземплярах), висланий з документацією резервуару заводом - виготівником.

При монтажі двох балонних резервуарів, вживаних раніше, необхідно зняти трубку, що сполучає їх з фланцями, і оглянути з переносною лампою внутрішню поверхню резервуарів, на якій не повинно бути слідів значного окислення. Якщо на стінках багато іржі, її видаляють дротяною щіткою на довгій ручці і офарблюють внутрішню поверхню, наливаючи фарбу при заглиблених отворах. Таке очищення проводять і при використуванні однобалонних повітрозбірників.

Повітряний резервуар приєднують до повітропроводу так, щоб повітря, що поступає з компресора, пройшло через один з резервуарів або першу порожнину однобалонного резервуару, по сполучній трубці потрапив в другий резервуар (другу порожнину) і лише потім вийшов в магістраль повітропроводу. При цьому унаслідок охолодження і різкої зміни швидкості руху повітря в резервуарах конденсується волога і випадають частинки пилу,

бруд і крапельки масла з компресора.

При монтажі нового бурового устаткування необхідно перевірити співвісність валів, що сполучаються шинопневматичними муфтами, і якщо необхідно, додатково вивірити їх положення.

Монтаж повітропроводів рекомендується проводити після того, як встановлені, остаточно вивірені і закріплені основні агрегати. В умовах швидкісного монтажу основних агрегатів і повітропроводів вживають спеціальних заходів, щоб уникнути пошкодження деталей системи пневматичного управління. Головні вимоги при монтажі повітропроводів – герметичність і надійність всіх з'єднань. Герметичність повітряних магістралей зменшує витрату повітря, скорочує тривалість необхідної роботи компресора, підвищує його довговічність. При герметичній повітряній системі муфти працюють завжди при нормальному тиску, не нагріваються і не виходять з ладу. [14]

Всі частини системи пневматичного управління повинні бути захищені від випадкових ударів, поштовхів (наприклад, при ходьбі персоналу) і падіння важких предметів. Труби і рукави, що перетинають проходи і робочі майданчики, закривають дошками або металевими щитами. В тих місцях, де рукави проходять через вирізи в рамах або біля кромek інших елементів, їх захищають, обмотуючи, наприклад, ізоляційною стрічкою в декілька шарів.

Всі труби, гумовотканинні рукави і інші елементи повітропроводів перед місцеположенням необхідно ретельно продути. Залишені в повітропроводі дерев'яні пробки, кінці ганчірок, шматки ізоляційної стрічки приводять до порушення пневматичної системи і можуть бути причиною важких аварій при бурінні.

Внутрішню поверхню сталевих труб, що поступають з буровою установкою, на заводі очищають від окалини, іржа труїть з подальшою консервацією. Якщо необхідно встановити в повітропровід додатковий відрізок сталевий труби, то він повинен піддатися обстукуванню і продуванню, внутрішню поверхню слід ретельно очистити від окалини і іржі. Обчищену

трубу щоб уникнути іржі мастять зсередини маслом.

Всі різьбові з'єднання збирають на сурику. Необхідно контролювати довжину загвинчування кінців труб, штуцерів і ніпелів в муфти. Недбалі з'єднання, виконані при недостатній кількості різьби, швидко порушуються і служать причиною пошкодження повітряної системи.

Для монтажу труб, що сполучають компресори з повітряними резервуарами, фланці поставляють непривареними. Після остаточної установки агрегатів і уточнення довжини цих труб фланці приварюють по місцю. У всіх фланцевих з'єднаннях ставлять картонні прокладки і стежать за рівномірним затягуванням болтів.

На кінці гумовотканинних рукавів перед надяганням на трубки для полегшення посадки рекомендується нанести зсередини сухої порошок тальку. Вживати замість тальку нафтові масла категорично забороняється, оскільки вони роз'їдають шланги.

При обтиску рукавів хомутиками необхідно стежити за тим, щоб кінці їх щільно не сходилися, оскільки при цьому шланг не буде надійно затиснений. В таких випадках знімають хомутик, обмотують кінець рукава ізоляційною стрічкою в декілька шарів і знов накладають хомутик.

При стисненні в компресорі повітря нагрівається, поступово остигаючи в напірному повітропроводі і повітряних резервуарах. Враховуючи це, не дозволяється встановлювати гумовотканинні рукави на ділянці від компресора до повітряних балонів, навіть якщо при монтажі доводиться міняти розміщення агрегатів або довжину елементів трубопроводу. При інтенсивній роботі компресора рукава можуть перегрітися і кріплення затискними хомутиками стане ненадійним. Повітропровід на цій ділянці слід сполучати за допомогою фланців.

Зворотні клапани, встановлені після компресора, вмонтовують у вертикальному положенні так, щоб стрілка, відлита на корпусі клапана, була направлена від компресора (по напрямку руху повітря). Трубопровід від

компресора до повітрозбірника повинен мати невеликий ухил у бік

резервуару для стоку конденсату і масла. Не можна допускати значного провисання рукавів, оскільки вони можуть лопнути при замерзанні вологи, що сконденсувалася. Труби повітропроводу кріплять до підлоги і стін бурової хомутиками, притискними планками і ін. Труби встановлюють щільно, без хитання. Не слід вдаватися до підгину труб при кріпленні до підлоги або стін. Приварювання або прихватка труб електрозварюванням до рам або інших елементів недопустиме. [14]

Підготовка до пуску компресорів.

1) Перевіряють рівень масла в картері компресора, який повинен бути між рисками на щупі. При необхідності доливають масло і заправляють компресор маслом. Масло заливається через воронку з сіткою, розмір отворів якої повинен бути не більше 0,45мм.

2) Для змащення застосовують масла, що дозволяються по правилах експлуатації, оскільки вживання інших масел може викликати підвищене нагароутворення на клапанах або повне стікання масла із стінок циліндрів.

3) Температура масла в компресорі перед пуском повинна була не нижче $+15^{\circ}\text{C}$.

4) Оглядається компресор для виявлення протікання масла, стану кріплень, з'єднань і ін.

Випробовують пневматичне управління стислим повітрям. Тому до пуску і випробування готують в першу чергу систему повітропостачання, зокрема, компресорні станції. При дизельному приводі бурової установки до пуску перш за все готують дизель-генератор і компресор з електроприводом.

Перед пуском електрокомпресора перевіряють напрям обертання електродвигуна. Двигун повинен обертатися проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку компресора. До випробування компресора необхідно виконувати всі вказівки, приведені раніше.

Якщо система повітропостачання і запобіжний клапан на повітрозбірнику працюють нормально, приступають до перевірки герметичності трубопроводів, апаратури пневматичного управління і правильності їх функціонування. Цю

перевірку проводять при нерухомих механізмах.

Пневматична система бурової установки (крани, трубопроводи, судини) після монтажу повинні опресовуватися повітрям на тиск, рівний 1,25 від робочого, але не менше ніж на 0,3 МПа вище його. Результати випробування оформляються актом. В місцях з'єднання труб при обмилюванні не повинно бути мильних пазирів. Стисле повітря при дизельному приводі подають компресорною станцією з електроприводом. нещільність, помічена при випробуванні, повинна бути обов'язково усунені. При випробуванні повітряної системи необхідно перевірити дію всіх кранів в кожному положенні їх рукояток і переконатися, що вони відповідно до пневматичної схеми правильно і без затримок включають і вимикають шинні муфти.

Необхідно також перевірити справність і нормальну дію пневматичного циліндра, всіх вентилів, клапанів (у тому числі і зворотних, запобіжного, клапанів-розрядників), крана машиніста, манометра і спускових кранів.

Переконатися в нормальній роботі муфт і правильності присднання клапанних кранів до повітропроводів можна безпосереднім наглядом за стисненням і розтисненням балона муфти або закладкою між колодками муфти і обхвачуваним нею шківом тонкої пластинки. При виключенні муфти пластинку витягнути не можна.

Подача стислого повітря в муфту за відсутності в ній шківа недопустима, оскільки може привести до руйнування балона.

Після перевірки пневматичної системи при нерухомих агрегатах приступають до випробування пневматичної системи на холостому ході, а потім і під навантаженням.

При випробуванні установки на ході необхідно перевірити справність дії і якщо потрібно, додатково відрегулювати апаратуру автоматичного управління компресором, перевірити справність дії і відсутність нагріву вертлюжкі провести вісім-десять включень кожної шинної муфти на холостому ході.

При пробних включеннях з поверхні колодок стирають випадкові напливи бакеліту, що знижують коефіцієнт тертя і, отже, величину передавано

муфтою крутного моменту.

Необхідно перевірити також роботу пневматичного циліндра гальма лебідки і легкість управління їм.

Випробування дії кранів кінцевого вимикача проводять по черзі на всіх швидкостях, починаючи з низькими, спочатку на невеликій висоті, при цьому крани вимикають уручну. Потім, якщо вибіг гака не перевищує на вищій швидкості 6 м, перевіряють дію противозатягувача з натягнутим тросом.

Подальші випробування пневматичного управління під навантаженням проводять спільно зі всіма агрегатами бурової установки. При цьому звертають увагу на температуру шинно-пневматичних муфт і вертлюжків. Муфти при нормальному режимі роботи не повинні нагріватися. Нагрівання вертлюжків понад 50—60 °С недопустимий. [14]

Для розрахунку загальної чисельності промислово-виробничого персоналу на підприємствах нафтогазової галузі застосовують два методи:

1. Метод коригування базової чисельності.
2. Метод розрахунку на основі трудомісткості проведення робіт.

Метод розрахунку на основі повної трудомісткості операцій є більш точнішим в порівнянні з методом коригування, формула для визначення загальної чисельності персоналу має вигляд точнішим в порівнянні з методом коригування, формула для визначення загальної чисельності персоналу має вигляд:

$$R = \frac{\sum T}{F_{др} \times k}, \quad (5.1)$$

де $\sum T$ – сумарна трудомісткість річної програми по даному виду робіт; згідно даних довідника “Норми часу на монтажні-демонтажні роботи при спорудженні свердловин” Полтавського ВБР $\sum T = 9260$ год;

$F_{др}$ – дійсний фонд часу одного робітника, год; $F_{др} = 1860$ год;

k – коефіцієнт виконання норм, $k = 1$.

Звідси,

$$R = \frac{9260}{1860} = 5 \text{ чол.}$$

Таким чином, для виконання робіт по монтажу обладнання необхідна бригада у складі п'яти чоловік: 1 – майстер VI розряду, 2 – монтажника V розряду, 1 – монтажник IV розряду, 1 – слюсар з обслуговування IV розряду.

5.2 Експлуатація та ремонт обладнання

Система ТО і ПР встановлює принципіальні основи організації технічного обслуговування і планового ремонту, що створює необхідні передумови для більш ефективного використання обладнання, збільшення міжремонтного періоду, зменшення інтенсивності зносу сполучених деталей, забезпечує можливість більш ретельної підготовки ремонтних робіт, проведення їх в найкоротші строки і на високому технічному рівні.

Основні вимоги до технічного обслуговування компресора АК2-150М:

1) щоденно перевіряти рівень масла щупом і при необхідності його доливати. Масло замінювати через 300 годин роботи, а у нового компресора – двічі, після кожних 60 годин. Зливати масло з картера необхідно зразу після зупинки компресора, поки воно не охоллоло [9];

2) слідкувати за показами манометрів повітря першої і другої ступенів. При нормальній роботі компресора покази манометру першого ступеня повинні знаходитися в межах 0,17-0,24 МПа, а покази манометра другого ступеня не повинні перевищувати 0,8 МПа;

3) при різкому підвищенні тиску повітря в першій ступені (вище 0,24 МПа) потрібно зупинити компресор і ліквідувати несправність в клапанах другої ступені;

4) слідкувати за чистотою повітряного фільтра, через кожні 4 години роботи станції проводити продувку холодильника;

5) слідкувати за роботою механізмів компресора АК2-150М. В випадку появи якого-небудь ненормального шуму чи стукоту в машині чи сильного

місцевого нагріву частин , що труться (циліндри , корпуса підшипників) , посвідчує о ненормальній роботі компресора , а останній повинен бути миттєво зупинений.

При зупинці компресора чи під час короткочасної без дії його, необхідно спустити стиснуте повітря з повітрозбірника чи переключити нагнітальний трубопровід на атмосферу.

Відкрити продувочні крани холодильника.

Зупинити електродвигун, протерти компресор тряпкою.

Поточний ремонт здійснюється в процесі експлуатації в цілях гарантованого забезпечення роботоздатності обладнання. При технічному ремонті проводиться часткове розбирання обладнання ремонт окремих вузлів чи заміна зношених деталей , регулювання і випробування відповідно інструкції по експлуатації . Зняті несправні вузли і агрегати ремонтуються в базах виробничого обслуговування (БВО) чи на спеціалізованих заводах . ПР проводиться силами роз'їзних ремонтних бригад з застосуванням обслуговуючого персоналу в відповідності з розробленими планами [9].

Об'єм і складність операцій ПР порівняно невеликі – перевірка стану обладнання , заміна швидкозношуваних деталей , заміна при необхідності змазки , ліквідування дефектів , що не потребують розбирання складних частин обладнання . Обладнання після ремонтних робіт перевіряють і регулюють.

Очищені від бруду деталі розібраного для ремонту компресора надходять на дефектування , основне призначення якого складається у визначенні величини і характеру зносу, а також можливості подальшого використання деталей. При дефектуванні деталей компресора керуються технічними умовами на розбраковування деталей. У технічних умовах на розбраковування вказуються способи виміру робочих поверхонь деталі і виявлення дефектів, вибраковочні і припустимі величини зносу робочих поверхонь і дефектів, приводяться рекомендації з ремонту і відновленню деталей.

При дефектуванні деталей необхідно враховувати економічну доцільність ремонту для того, щоб вартість відремонтованої деталі не перевищувала вартості нової.

Дефектовка складається з трьох операцій: контролю, сортування і маркування.

Контроль деталей виконується у визначеній послідовності. Спочатку зовнішнім оглядом виявляються зовнішні дефекти деталей: злами, ум'ятини, тріщини, кривизна, задири і т.д. При цьому деталі обстукують, у результаті чого визначається щільність посадки шпильок і штифтів, вміст тріщин і т.п. При легкому постукуванні щільно з'єднані деталі, що не мають тріщин, видають металевий дзвінкий звук, а при нещільному чи з'єднанні наявності тріщин — глухий, деренчливий звук. Зовнішній огляд є попереднім, у результаті якого визначається необхідність у більш точному методі контролю.

Нижче описаний капітальний ремонт компресора АК2-150М.

Компресор, що надійшов на ремонт, ретельно очищається від бруду і промивається (з картера зливається мастило, якщо його не злили при демонтажі). Після цього приступають до розбирання компресора в наступній послідовності.

- 1) Зливається масло;
- 2) Знімають трубопроводи до розвантажувальних пристроїв клапанних коробок, масляного насоса;
- 3) Знімають холодильник;
- 4) Знімають масляний насос;
- 5) Знімають сапун разом з патрубком;
- 6) Знімають повітряні фільтри і патрубки фільтрів;
- 7) Знімають вентилятор;
- 8) Знімають кришки бічних люків на корпусі компресора;
- 9) Знімають клапанні коробки;
- 10) Знімають циліндри;
- 11) Знімають поршні, вийнявши стопорні кільця і поршневі пальці;

12) Знімають вузол шатунів. Для цього: знімають кришку головки з нижнім вкладишем, поверніть колінчастий вал так, щоб шатунна шийка зайняла крайнє нижнє положення, знімають вузол шатунів з шийки валу і витягують його з корпусу компресора через вікно, в якому знаходиться головний шатун;

13) Знімають передню кришку корпусу, поставивши заздалегідь корпус на задню стінку;

14) Витягують колінчастий вал з напесованими на нього підшипниками;

15) Знімають масляний фільтр;

16) Проводять розбирання знятих вузлів;

17) Збірку компресора проводять в зворотній послідовності;

18) Перед збіркою деталі промивають, просушують і оглядають;

19) Перевіряють чистоту всіх масляних каналів;

20) При збірці поверхні деталей, що труться, змазують вживаним для мастила компресора маслом;

21) Постановку деталей на компресор проводять після збірки їх у вузли;

22) У разі розбирання і подальшої збірки чавунного колінчастого валу зтягування болтів кріплення балансирів проводять з моментом 3500 кН. Зтягування гвинтів кріплення додаткових балансирів як сталевого, так і чавунного колінчастих валів, проводять з моментом 1850...2050 кН.

Після зтягування головки болтів і шпильок повинні бути застопорені пластиною стопорною і шплінтами.

Колінчастий вал встановлюють в компресор після напесовки на нього шарикопідшипників і втулки під гумову манжету, які для полегшення монтажу на вал заздалегідь нагрівають в маслі до температури 110... 120 С. Вал опускають в корпус у вертикальному положенні.

23) Встановлюють передню кришку корпусу із запесованими в неї манжетою або сальником, підклавши під кришку прокладку. При установці між зовнішньою обоймою заднього підшипника і корпусом повинен бути забезпечений осьовий зазор не менше 0,9 мм. Ставлять компресор на лапи;

24) Встановлюють зібраний вузол шатунів, заздалегідь перевіривши збіг

масляних каналів в деталях, що сполучаються;

25) При збірці вузла шатунні шпильки в головку шатунів затягують динамометричним ключем, відтарованим на 750..850 кН, заздалегідь провівши двократний прогін різьблення звичайним ключем. Пробки в торцях пальців повинні бути закернені. При заміні вкладишів, нові вкладиші перевіряють на прилягання до розточування в головці і на прилягання до шийки колінчастого валу. Перевірку прилягання до розточування в головці треба проводити при зняттю з шийки валу вузлі.

Для перевірки наносять на поверхню розточування тонкий шар фарби і збирають вузол з вкладишами, затягнувши гайки кріплення кришки динамометричним ключем, відтарованим 1150...1200 кН.

При необхідності для поєднання паза докручування на гайці з отвором під шплінт допускається гайки звичайним ключем не більш, ніж на 1/4 частину грані. Товщина пакету прокладок між кришкою і головкою з кожної сторони повинна бути не більше 1 мм.

Прилягання вкладишів повинне скласти не менше 85 % площі. Для забезпечення прилягання допускається зменшення товщини пакету прокладок. Після перевірки прилягання вкладишів до головки перевіряють сполучення їх з шийкою колінчастого валу. При цьому повинна бути збережена одержана раніше товщина пакету прокладок. Сполучення вважається нормальним, якщо при перевірці по фарбі прилягання і вкладишів до шийки валу відбувається рівномірно на площі не менше 75 % і провертання головки на шийці валу відбувається при додатку незначного зусилля до кінця головного шатуна. Для забезпечення нормального сполучення допускається підшабровка бабіту.

Вузол шатунів із знятою кришкою головки заводять в корпус через велике вікно (для проходу головного шатуна) причіпними шатунами вперед, які потім розведуть по своїх вікнах. При установці зберігається товщина пакету прокладок по роз'єму головки і звертається увага на збіг отворів для проходу масла у верхньому вкладиші і в головці, а також на правильність установки кришки. При правильній установці цифри, набиті на головці (у шпильки) і на

кришці, повинні знаходитися поряд.

26) При установці нагнітальних клапанів перед затягуванням гайок кріплення кришки коробки, щоб уникнути поломок, обов'язково відвертають на декілька оборотів центральний упорний болт. Затягування цього болта, що натискує через упор на клапан, проводять тільки після закріплення кришки. Це ж відноситься до трьох болтів кріплення всмоктуючих клапанів.

27) При установці вентилятора натягнення ременя приводу вентилятора контролюють відповідно до вимоги пункту 25.

При капітальному ремонті зношені пластини клапанів, поршневі пальці, бронзові втулки верхньої головки шатуна, поршневі кільця, корінні підшипники колінчатого вала і кріпильних деталей замінюються новими. Зношені шатунні підшипники, поршні, шатуни, клапанні плити, колінчаті вали, циліндри і деякі інші деталі відновлюються.

Шатунні підшипники шабруються або перезаливаються. Бобишки поршнів, отвору верхньої голівки, шатуни, клапанні плити обробляються на ремонтні розміри. Колінчаті вали перевіряються на биття, а зношені шейки шліфуються. Циліндри розточуються на ремонтний розмір і шліфуються.

Після заміни або відновлення зношених деталей компресор збирають у послідовності, зворотному розбиранні, у строгій відповідності з технічними умовами на ремонт і кресленнями.

Умови експлуатації та аналіз діючих навантажень

Компресор АК2-150М працює в складних умовах, відповідальні деталі якого, випробують ударні і перемінні навантаження, унаслідок чого можуть виникнути сховані сталі тріщини. Тому при дефектуванні деталей компресора широко застосовуються методи виявлення тріщин за допомогою гасу і магнітного порошку. Ці методи стали замінюватися ультразвуковою дефектоскопією, що характеризується високою точністю, продуктивністю, а також здатністю виявляти внутрішні дефекти (раковини, розшарування і т.д.), що не виходять на поверхню деталі. Для перевірки деталей компресора застосовується імпульсний ультразвуковий луна-дефектоскоп типу УДМ-1м.

Прилад має невелику вагу, близько 14 кг, і легко транспортується. Живиться від електромережі перемінного струму 110, 127 і 220 В. Прилад дозволяє знайти дефекти (раковини, розшарування, зони рихлості, тріщини та інші) на глибині до 2500 мм. Погрішність виміру глибини залягання і величини дефектів не перевищує 2% повного значення шкали обраного діапазону. Приладом користаються для перевірки компресора безпосередньо на буровій, а також у ремонтно-механічних майстернях і на ремонтних заводах [8].

Розміри і геометричну форму деталей (величину зносу, прямолінійність, овальність і т.д.) перевіряють як універсальними вимірювальними інструментами і приладами (лінійки, кронциркулі, штангенциркулі, мікрометри, індикатори, щупи й ін.), так і спеціальними (шаблони, штангензубоміри та ін.).

Овальність і конусність циліндричних деталей перевіряється штангенциркулем, мікрометром і індикатором на призмах. Овальність шийки вала визначається різницею діаметрів, обмірюваних у двох взаємно перпендикулярних площинах, а величина конусності — різницею діаметрів, обмірюваних у двох перетинах в одній площині, віднесеної до довжини між перетинами, що заміряються.

Придатність отворів встановлюється за допомогою нутромірів і індикаторів. Виміри виробляються аналогічно вимірам зовнішніх циліндричних поверхонь.

Прямолінійність, паралельність і величину зносу плоских поверхонь перевіряють, вимірюючи лінійкою, штангенциркулем, чи мікрометром іншим приладом відстань між що перевіряється і базовою площинами. Величину зносу площин можна вимірити також за допомогою щупа величиною зазору між площиною деталі і перевіркою лінійкою.

Придатність зубчастих коліс по зносі зубів визначається штангензубоміром, спеціальною контрольною чи скобою штангенциркулем. Штангенциркулем виробляється вимір трьох чотирьох зубів і вимір по хорді початкової окружності [7].

Після контролю деталі сортують і маркірують. В залежності від дефектів деталі сортують на три групи: придатного, потребує ремонту чи відновлення, та замінені. Підставою для віднесення деталей до однієї з груп є технічні умови на розбраковування деталей при ремонті.

Деталі в процесі сортування маркуються фарбами: придатні – білою чи не офарбовуються, що вимагають ремонту чи відновлення – жовтою чи зеленою, а непридатні – червоною. На придатні деталі фарба наноситься на неробочі поверхні. На деталі, що вимагають ремонту чи відновлення, фарба наноситься на місця, що підлягають ремонту чи відновленню.

Результати дефектовки заносяться в дефектувальні відомості, що складаються на кожну розібрану для ремонту машину. На підставі дефектувальної відомості уточнюється потреба в запасних частинах і матеріалах, обсяги робіт з ремонту компресора і відновленню зношених деталей.

Після складання дефектувальної відомості придатні деталі передаються на склад запасних частин; деталі, що вимагають ремонту чи відновлення, — у механічний цех; а непридатні деталі відправляються на площадку для металобрухту.

Основною розробкою показників системи ППР для будь-якої конкретної машини є визначення оптимальної фізичної довго тривалості - міжремонтного строку роботи конкретних деталей і на цій основі міжремонтних строків роботи вузлів, агрегатів і машин в цілому [24]. Фізична довготривалість деталі

$$\tau_{\varphi} = \frac{S_{max} - S_{поч}}{tg\alpha}. \quad (5.2)$$

З формули слідує, що задача зводиться до визначення максимально допустимого зносу і швидкості зношування деталі. Граничний зазор між деталями, відповідно, граничний знос кожної деталі, може бути визначений аналітично з необхідними дослідними корективами по формулі:

$$S_{max} = 0,0545 \frac{\mu d^2 n}{\sigma p} \times \frac{l}{d+l}. \quad (5.3)$$

Швидкість зношування $tg\alpha$ може бути визначена заводськими і експлуатаційними випробуваннями машин дослідної серії на протязі достатнього строку для того, щоб максимально понизити вплив відхилень режиму експлуатації від норми. Звичайно достатньо 450-500 годин роботи машини, з них 40-50 годин витрачається на її приробітку. Отриманий кут нахилу кривої зносу $tg\alpha$ використовується для розрахунку $\tau_{ср}$:

$$tg\alpha = \frac{S_{\tau} - S_{поч}}{\tau_{\tau}}, \quad (5.4)$$

де S_{τ} -зазор між деталями, збільшений від зносу і визначений після часу, що скінчився τ_{τ} .

Для основних деталей машини складають графік τ_{ϕ} , на ґрунтуванні якого розробляють структура ремонтного циклу, об'єму і строки кожного виду ремонту. Знаючи графік фізичної довговічності деталей обладнання може бути складена структура ремонтного циклу машини, наприклад 2ТО-ПР-2ТО-ПР-2ТО-КР. Вимога кратності дотримана – в кожний послідуєчий ремонт входять об'єми всіх послідуєчих ремонтів. Фізична довговічність деяких деталей не вкладається в установлену структуру і строки ремонту, довговічність інших деталей значно перевищує середню довговічність вузла – їх приходиться замінювати, не повністю витративши ресурс [24].

Основними показниками системи ППР бурового і нафтопромислового експлуатаційного обладнання є слідуєчі.

Ремонтний цикл T_{τ} – період роботи обладнання між двома черговими капітальними ремонтами, а для нового обладнання – це період роботи від введення в експлуатацію до чергового капітального ремонту.

Міжремонтний період T_n – час роботи обладнання, між любими черговими плановими ремонтами.

Структура міжремонтного циклу – кількість і порядок чергування різних видів планових ремонтів в межах одного ремонтного циклу.

Тривалість ремонтного циклу чи міжремонтного періоду визначається кількістю часів, відпрацьованих обладнанням.

Коефіцієнт використання обладнання по машинному часу визначається відношенням машинного часу до часу, знаходження обладнання в роботі:

$$K_{\text{маш}} = \frac{T_{\text{маш}}}{T_{\text{роб}}} = \frac{T_{\text{маш}}}{T_{\text{маш}} - T_{\text{рем}}} \quad (5.5)$$

Час знаходження обладнання в роботі складається з машинного часу і часу на планове обслуговування і ремонт.

Машинний час (наприклад, для бурового обладнання) складається з часу, що витрачається на буріння, спуско-підймальні операції, кріплення свердловини, допоміжні роботи, ліквідацію ускладнень і аварій. Час на транспортування, монтаж і демонтаж обладнання виключається з часу знаходження обладнання в роботі [9].

Коефіцієнт використання обладнання по календарному часу визначається відношенням сумарного часу знаходження обладнання в роботі до загального календарного часу:

$$K_{\text{кал}} = \frac{\sum T_{\text{роб}}}{T_{\text{кал}}} \quad (5.6)$$

Для бурового обладнання:

$$K_{\text{кал}} = \frac{\sum (t_{\text{бур}} + t_{\text{опр}} + t_{\text{рем}})}{\sum (t_{\text{бур}} + t_{\text{опр}} + t_{\text{рем}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{м-д}} + t_{\text{рез}})} \quad (5.7)$$

де $t_{\text{бур}}$ - час буріння свердловини;

$t_{\text{опр}}$ - час опробування свердловини;

$t_{\text{рем}}$ - час ремонту обладнання;

$t_{\text{тр}}$ - час на транспортування обладнання;

$t_{\text{м-д}}$ - час на монтаж-демонтаж обладнання;

$t_{\text{рез}}$ - час знаходження обладнання в резерві.

Типові класи деталей можна поділити на наступні класи:

- 1) деталі типу вали;
- 2) деталі типу втулки;
- 3) деталі типу диски;

4) крупногабаритні деталі.

Більшість деталей типу вали в процесі роботи сприймають значні крутні моменти (вали, шпинделі) чи знакозмінні осеві навантаження (штоки, плунжери і т.п.).

5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання

В даній магістерській роботі розглядаються питання модернізації компресора АК2-150М. Компресор має складні системи по змащенню деталей, по їх охолодженню, регулюванню і захисту.

Аналіз травматизму при ремонті, технічному обслуговуванні і при експлуатації компресорних установок показує на те, що більша частина травм трапляється внаслідок використання неправильних прийомів праці. При веденні робіт нерідко порушуються діючі правила і інструкції з техніки безпеки. Це обумовлено:

- незадовільним, інструктажем і навчанням працівників,
- неправильною організацією робіт,
- недостатнім технічним наглядом зі сторони інженерно-технічних працівників.

Значна кількість випадків травматизму пов'язана з тим, що при веденні ремонтних робіт використовуються несправний інструмент, і обладнання, не використовуються захисні засоби (рукавиці, ізолюючі підставки та ін.), механізацію, які поліпшують працю та запобігають небезпекам, що виникають під час виконання робіт.

При експлуатації компресорної установки значною небезпекою є те, що перекачується газ великих тисків і не допускається його протравлення. Газ який перекачується і на якому працює компресор дуже шкідливо впливають на організм людини і є вогненебезпечним.

Одним з шкідливих факторів при експлуатації компресора є: шум і вібрація. Сильний шум, діючи на органи слуху, може привести до повної глухоти або професійної туговухості. При цьому порушується нормальна діяльність нервової, серцево - судинної і системи травлення їжі, виникають хронічні

захворювання. Але цим не закінчується шкідлива дія шуму. Шум збільшує також енергетичні витрати людини, викликає перевтомлення. Притуплення уваги і загальмована реакція у працюючих, викликані дією шуму, можуть служити опосередкованою причиною нещасних випадків на виробництві.

Як фактори впливу на людину при експлуатації та обслуговуванні компресорів, можна виділити:

- незадовільні мікрокліматичні умови;
- ураження органів дихання і слизових оболонок токсичними продуктами;
- травмування робітників обертовими елементами устаткування;
- шум і вібрація при експлуатації устаткування.
- ураження електричним струмом, можливе при пошкодженні ізоляції електрообладнання, порушенні технологічного обслуговування електроустаткування, несправності автоматики і засобів контролю;
- утворення вибухо- та пожежонебезпечних газоповітряних сумішей у повітрі робочої зони, оскільки практично усі наявні на установці продукти – горючі речовини;

Для забезпечення безперебійної і надійної роботи компресорів необхідно здійснювати суворий контроль установлених параметрів компримування і режиму роботи устаткування.

Кожен компресор забезпечується манометрами (на викидних лініях усіх ступеней стиску) і запобіжним пружинним клапаном (установлюється безпосередньо на викиді в кожній ступені стиску).

Для контролю тиску в ступенях компресор забезпечений трьома манометрами на наступний граничний тиск: I ступінь - 1,0 МПа, II ступінь - 10,0 і III ступінь - 25,0 МПа.

Всі манометри забезпечені вентилями, що служать для відключення манометрів і для продування циліндрів всіх ступенів компресора. Манометри змонтовані на одному загальному щиті, який встановлюється зовні компресора.

Запобіжні клапани всіх трьох ступенів компресора, пружинного типу, по конструкції і габаритам однакові. Розрізняються клапани жорсткістю пружин.

Окрім цього, для компресора, відрегульованого на робочий тиск 20 МПа запобіжний клапан III ступеня відрізняється також діаметром отвору в корпусі клапана.

Регулювання запобіжних клапанів проводиться на заводі і забезпечує їх відкриття (спрацьовування) при наступному тиску, МПа:

- для компресора, відрегульованого на тиск 15 МПа:

I ступінь - 0,8 - 1,0 МПа;

II ступінь - 5,0 - 5,5 МПа;

III ступінь - 16,0 – 18 МПа;

- для компресора, відрегульованого на тиск 20 МПа:

I ступінь - 0,8 - 1,0 МПа;

II ступінь - 6,0 - 6,5 МПа;

III ступінь - 21,5 - 22,5 МПа.

Допускається підвищення тиску першого підриву (спрацьовування) запобіжного клапана III ступеня для компресора, відрегульованого на тиск 15 МПа, до 17,5 МПа, а для компресора, відрегульованого на тиск 20 МПа, до 23,0 МПа.

Компресори оснащуються сигналізацією відхилення параметрів від нормальної роботи, а також автоматичним пристроєм, що відключає його при підвищенні тиску і температурі газу який стискується, при припиненні подачі охолодженої води і падінні тиску на прийомі й у системі змащення.

Натяжні гайки пружинних запобіжних клапанів повинні бути запломбовані, а вантажі важільних запобіжних клапанів закріплені, закриті металевими кожухами й запломбовані.

Техніка безпеки при експлуатації та обслуговуванні обладнання

Вимоги до компресорів нафтопромислів містяться в «Нормативах по техніці безпеки на проектування устаткування, установок і інструменту для нафтовидобувної промисловості», а до газокompресорних станцій і газокompресорних установок - в «Правилах безпеки в нафтогазовидобувній

промисловості».

Відповідно до дійсних Правил, інструкцією заводу-виготовлювача й іншими стосовними до техніки безпеки нормативними документами адміністрація підприємства повинна розробити інструкції з безпечного обслуговування компресорної установки й вивісити їх на робочому місці. Інструкції повинні затверджуватися головним інженером підприємства, що експлуатує компресорні установки.

Всім робітником, що працює на компресорних установках, під особисту розписку повинні бути видані адміністрацією інструкції з безпечних методів роботи.

Відповідальним за правильну й безпечну експлуатацію компресорної установки і повітрогазопроводів призначається наказом особа, що має закінчене технічне утворення й практичний стаж по експлуатації компресорів.

До самостійній роботі з обслуговування компресорних установок можуть бути допущені особи не молодше 18 років, визнані придатними по стані здоров'я, навчені по відповідній програмі і маючі посвідчення кваліфікаційної комісії на право обслуговування компресорних установок.

Знання робітників з питань техніки безпеки й пожежної безпеки, обов'язкові до виконання при роботі на компресорній установці, повинні перевірятися не рідше одного разу в рік комісією, состав якої визначається наказом директора підприємства.

Забороняється залишати працюючі компресори (крім повністю автоматизованих) без нагляду осіб, допущених до їхнього обслуговування.

Перед пуском кожного компресора машиніст зобов'язаний оглянути установку, переконатися в її справності, перевірити систему змащення й охолодження й зробити пуск відповідно до інструкції.

Кожну зміну необхідно контролювати лубрикатором витрата масла для змащення циліндра й сальників компресора. Витрата масла на кожну крапку змащення не повинен перевищувати зазначеного в заводській інструкції.

На компресорних установках необхідно вести щозмінний запис у журналі витрати мастила.

Всі запобіжні клапани компресорної установки загально промислового призначення, що працюють на тиску до 12 кгс/див^2 , повинні щодоби перевірятися шляхом примусового їхнього відкриття під тиском. Строки перевірки запобіжних клапанів, що працюють при тиску понад 12 кгс/див^2 , установлюються технологічним регламентом, але не рідше одного разу в 6 мес. Після закриття клапан повинен зберегти повну герметичність.

При відсутності автоматичної продувки ручна продувка вологомасловідділювачів (проміжних і кінцевого) повинна вироблятися два рази в зміну, якщо заводською інструкцією не передбачений більше короткий період продувки; повітрязбірники або газозбірники, що входять у компресорну установку, повинні продуватися не рідше одного разу в зміну при наявності кінцевого холодильника та вологомасловідділювача і не рідше двох разів у зміну при їхній відсутності.

Компресор повинен бути негайно зупинений у наступних випадках:

- а) у випадках, передбачених в інструкції заводу-виготовлювача;
- б) якщо манометри на будь-якому щаблі компресора, а також на нагнітальній лінії показують тиск вище припустимого;
- в) якщо манометр системи змащення механізму руху показує тиск нижче припустимої нижньої межі;
- г) при раптовому припиненні подачі охолодної води або іншої аварійної несправності системи охолодження;
- д) якщо чутні стукоти, удари в компресорі або двигуні або виявлені їхні несправності, які можуть привести до аварії;
- е) при температурі стисненого повітря вище гранично припустимої норми, установленної паспортом заводу-виготовлювача й дійсних Правил;
- ж) при пожежі;
- з) з появою заходу гару або диму з компресора або електродвигуна
- и) при помітному збільшенні вібрації компресора або електродвигуна.

Після аварійної зупинки компресора пуск його може бути зроблений з дозволу особи, відповідального за безпечну експлуатацію компресорної установки.

Під час роботи компресорної установки обслуговуючий персонал зобов'язаний контролювати:

- а) тиск і температуру стисненого газу після кожного щабля стиску;
- б) температуру стисненого газу після холодильників;
- в) безперервність надходження в компресори й холодильники охолодної води;
- г) температуру охолодної води, що надходить і виходить із системи охолодження по крапках;
- д) тиск і температуру масла в системі змащення;
- е) правильність дії лубрикаторів і рівень масла в них.

Показання приладів через установлені інструкцією проміжки часу, але не рідше чим через дві години повинні записуватися в журнал обліку роботи компресора.

У журналі повинні записуватися час пуску й зупинки компресора, причина зупинки, замічені несправності, проведення періодичних перевірок запобіжних клапанів і манометрів, проведення спуску конденсату і масла із вологомасловідділювачів повітрязбірників і інших ємностей, а також позапланові чищення масляних і повітряних фільтрів.

Журнал роботи повинен перевірятися й підписуватися щодоби особою, відповідальним за безпечну експлуатацію компресорної установки.

Повітряні фільтри повинні перевірятися в строки, передбачені Інструкцією для експлуатації компресорної установки, затвердженої головним інженером підприємства. Опір проходу повітря у фільтрі повинне бути не більше 50 мм вод. ст. (якщо в інструкції не зазначена інша величина опору). При більшому опорі фільтр повинен очищатися.

Необхідно робити регулярний зовнішній огляд устаткування компресорної установки, обтирання й очищення її зовнішніх поверхонь від пилу й бруду. Не

допускаються тічки масла й води, особливе влучення масла на фундамент. Причина витоків при їхньому виявленні повинна бути негайно усунута.

Як обтиральні матеріали дозволяється застосовувати тільки бавовняні або лляні ганчірки.

Ремонт і очищення встаткування й трубопроводів, що перебувають під тиском, забороняються.

При температурі в приміщеннях станції $t = 2^{\circ}\text{C}$ з охолоджувальних систем непрацюючого устаткування повинна бути спущена холодна вода, а повітряні або газові порожнини ретельно продуті.

Всі види ремонтів устаткування компресорної установки повинні виконуватися відповідно до графіка планово-попереджувального ремонту. Графіки планово-попереджувального ремонту й технічні умови на ремонт компресорного встаткування повинні бути складені з урахуванням вимог інструкції заводу-виготовлювача й діючої системи ППР устаткування відповідної галузі промисловості й затверджені головним інженером підприємства.

Огляд клапанних коробок повітряного компресора на відсутність нагару повинен вироблятися не рідше чим після 1000 ч роботи. У випадку ясного нагароутворювання необхідно з'ясувати причину й усунути її, а всі клапанні коробки ретельно очистити від нагару.

Очищення повітрязбірників, вологомасловідділювачів, проміжних і кінцевих холодильників і нагнітальних повітропроводів всіх щаблів від масляних відкладень повинна вироблятися не рідше одного разу за 5000 ч роботи компресора способом, що не викликає корозію металу, по інструкції, затвердженій головним інженером підприємства.

Рекомендується очищення повітропроводів і апаратів роботи 3%-ним розчином сульфанола. Після очищення повинна вироблятися продувка стисненим повітрям протягом 30 хв. (не менше).

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблені особливості проведення монтажу обладнання пневматичної системи управління та порядок дій під час монтажу, підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Розрахована кількість робітників монтажної бригади згідно норм часу на монтажно-демонтажні роботи при спорудженні свердловин. Рекомендований склад бригади по монтажу обладнання – 5 чоловік, поданий склад бригади з монтажу обладнання.

Розглянуті умови експлуатації компресорів та аналіз діючих на них навантажень, описані типові види і причини спрацювання та відмов вузлів обладнання. Вказано на необхідність виконання розроблених організаційних заходів при експлуатації та ремонті обладнання, охорона праці при монтажі та експлуатації компресорів.

ВИСНОВКИ

1. У розділі “ Вибір та опис технологічного обладнання ” проведено аналіз компресорів високого тиску компанії Ariel та АК2-150М, який показав що конструкція циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М вказує на основний недолік, який полягає у невеликій площі границі порожнини охолодження з поршневою порожниною, камерами всмоктування і нагнітання. Для здійснення ефективного охолодження така площа границі недостатня. Недостатнє охолодження викликає погіршення змащення поверхонь тертя і перегрів деталей компресора, що призводить до зниження їх міцності. При перегріві недостатній відвід тепла може призвести до заїдання і поломки деталей компресора.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” обґрунтована доцільність та економічна ефективність введення запропонованих технічних рішень з модернізації компресора, запропонована модернізована конструкція, обґрунтовано її технічну доцільність. Суть технічного рішення з модернізації компресора АК2-150М полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому компресорі удосконалений циліндр 3-ої ступені компресора, який містить корпус, виконаний у вигляді чавунної відливки циліндричної форми з наступною механічною обробкою. Співвісно корпусу з торцевого його боку виконані виточки, які утворюють багатоступінчасту циліндричну порожнину для установки втулки. З протилежного торця циліндр по осі забезпечений проточкою під ущільнювальний пристрій (сальник). Технічним результатом удосконалення конструкції циліндра 3-ої ступені компресора АК2-150М є збільшення ефективності охолодження при збереженні мінімальних габаритів циліндра компресора, що в свою чергу приведе до зростання річного ефективного фонду роботи компресора АК2-150М. Проведена модернізація компресора АК2-150М буде прибутковою і матиме економічний ефект 139576 грн.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” розроблена методика визначення теплопередачі, яка дозволила встановити емпіричну залежність термічного опору забруднень труб від числа Рейнольдса із забезпеченням постійності фізичних властивостей охолоджуючого повітря. Отримані залежності теплопередачі чистої і забрудненої труб від числа Рейнольдса по повітрю дозволяють оцінити вплив забруднень змашувально-охолоджувальною рідиною на теплову ефективність теплообмінника компресорної установки з пучком труб різної компоновки та різного конструктивного виконання. Проведені дослідження навантажень в багатокільцевому поршневному ущільненні без змащення для компресорів високого тиску показали, що запропонований спосіб розвантаження поршневих кілець за рахунок створення нерівномірного зазору по кільцях дає можливість отримати рівномірний розподіл перепаду тиску по поршневному ущільненню. Таке рішення розширює межі використання самозмашувальних матеріалів і при використанні нових високоміцних, зносостійких композицій, робить можливою роботу компресорів без змащення при тиску нагнітання до 40,0 МПа, забезпечуючи ресурс ущільнень до 4000 год.

4. Проведені розрахунки в розділі “Розрахунки працездатності” підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації компресора високого тиску, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” розроблені особливості проведення монтажу обладнання пневматичної системи управління та порядок дій під час монтажу, підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Розрахована кількість робітників монтажної бригади згідно норм часу на монтаж-демонтажні роботи при спорудженні свердловин. Розглянуті умови експлуатації компресорів та аналіз діючих на них навантажень, описані типові види і причини спрацювання та відмов вузлів обладнання. Вказано на необхідність виконання розроблених організаційних заходів при експлуатації та ремонті обладнання, охорона праці при монтажі та експлуатації компресорів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бедрій Я. І. Охорона праці : Навчальний посібник. Львів : ПТВФ Афіша, 1997. 258 с.
2. Бойко В. С. Підземний ремонт свердловин : підручник для вищих навчальних закладів; у 4-х частинах. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2002. Частина 1. 165 с.
3. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. Київ : Міжнародна економічна фундація, 2008. 488 с.
4. Бойко В. С. Довідник з нафтогазової справи / За загальною редакцією докторів технічних наук В. С.Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. Львів, 1996. 620 с.
5. Бойко В. С., Ясюк В. М., Іванов С. І. Дослідження процесу руху піску у фільтровій зоні свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. № 3 (12). С. 51–54.
6. Войтенко В.С. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідникова книга. – Львів: Центр Європи, 2012. – 708 с.
7. Гандзюк М. П. Основи охорони праці. Київ : Основа, 2000. 318 с.
8. Горбійчук М. І., Семенцов Г. Н. Оптимізації процесу буріння глибоких свердловин. Івано-Франківськ : Факел, 2003. 493 с.
9. Економіка підприємства: навч. посіб. / Я. С. Витвицький та ін. Івано-Франківськ : ІМЕ, 2002. 318 с.
10. Жидецький В.Ц. Практикум з охорони праці: навчальний посібник / Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
11. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». Закон від 25.06.1991 № 1264 – XII.
12. Злобін Ю. А. Основи екології : підручник. Київ : Лібра, 1998. 216 с.

13. Ісаєв І. А. Види негативного впливу на навколишнє середовище та заходи з охорони навколишнього середовища при будівництві (бурінні) нафтогазоконденсатних свердловин. *Молодий вчений*. 2014. № 10. С. 112–116.
14. Іщенко І. І. Оцінка економічної ефективності виробництва і затрат: Навч. посіб. / Іщенко І. І., Терещенко С. П. – К.: Вища шк., 1991.–173 с.
15. Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: навч. посіб. – Івано-Франківськ : Факел, 2007 – 256 с.
16. Копей Б. В., Копей І. Б. Аналіз надійності штангових свердловинних вставних і невставних насосів різного діаметра. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Серія: Нафтогазпромислове обладнання. 1995. Вип. 32. С.49 – 56.
17. Копей Б. В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання. ІФДТУНГ, 2001. 224 с.
18. Крижанівський Є. І., Міронов Ю. В., Романишин Л. І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин : монографія – Івано-Франківськ : Факел, 2002. 209 с.
19. Коцаба В. І. Ефективні технічні засоби для аварійно-відновлювальних робіт при капітальному ремонті свердловин. II конференція молодих спеціалістів ДК Укргазвидобування. Харків, 2-5 жовт. 2001р. : Зб. доп. – Харків. 2001. С. 2 – 6.
20. Коцкулич Я. С., Тищенко О. В. Закінчування свердловин: підручник для студентів вищ. навч. закладів проф. спрямування "Буріння". – Київ : Інтерпрес ЛТД, 2004. 366 с.
21. Маєвський Б. Й., Ярема А. В., Куровець С. С. Ємнісно-фільтраційні властивості глибокозаляючих палеогенових порід-колекторів Бориславського НГПР та особливості їх нафтогазоносності. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. № 1 (38) . С. 32–39.
22. Мочернюк Д. Ю. Моделювання фізичних процесів на основі визначальних рівнянь. *Нафтова і газова промисловість*. 2001. №2. С. 12 – 14.

23. Мислюк М. А., Рибчич І. А., Яремійчук Р. С. Буріння свердловин : довідник : у 5 т. Київ : Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 2 : Промивання свердловин. Відробка доліт. 303 с.
24. Мислюк М.А. Буріння свердловин: довідник : в 5 т. / М.А. Мислюк, І.А. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 3: Вертикальне та скероване буріння – 2004. – 294 с.
25. Ніколаєнко А. М., Міняйло Н. О. Мікропроцесорні та програмні засоби автоматизації : навч. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 444 с.
26. НПАОП 11.1-1.01-08. Правила безпеки в нафтогазодобувній промисловості України.
27. Організація і планування операційної діяльності нафтогазових підприємств: навч. посіб. / Я. С. Витвицький, І. В. Андрійчук, О. І. Лесюк, У. Я. Витвицька. За ред. М. О. Данилюк. Івано-Франківськ, 2009. 364 с.
28. Охорона праці в нафтогазовій галузі: навч. Посіб. / За редакцією Г. М. Лисяного. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2015. 304 с.
29. Основи цивільного захисту: навчальний посібник / В. О. Васійчук, В. Є. Гончарук, С. І. Качан та ін. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2010. – 384 с.
30. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
31. Пентюк Б.М. Основи патентознавства та інтелектуальної власності : навчальний посібник / Б.М. Пентюк, І.І. Назаренко, М.М. Вірник. – Вінниця : ВНТУ, 2007. – 195 с.
32. Перелік потенційно небезпечних об'єктів Полтавської області, які зареєстровані у Державному реєстрі потенційно небезпечних об'єктів. Електронний доступ: <http://sfd.archives.gov.ua/user-files/Poltava.pdf>.
33. Пістун І. П., Березовецька О. Г., Трунова І. О. Охорона праці : навч. пос. Львів : Тріада плюс, 2010. 648 с.
34. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навч. посіб. / В. С. Білецький та ін. Полтава : ПолтНТУ, 2015. 196 с.

35. Поджаренко В. О., Василевський О. М., Кучерук В. Ю. Опрацювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності : навч. посіб. / Вінниця : ВНТУ, 2008. 128 с.
36. Світлицький В. М, Синюк Б.Б., Троцький В. П. Техніка і технологія підземного ремонту свердловин. Харків, 2006. 235 с.
37. Семенцов Г. Н. Автоматизація процесу буріння свердловин: навч. посіб. Івано-Франківськ : ІФДТУНГ, 1999. 300 с.
38. Shoham O. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-phase Flow in Pipes. -SPE, 2006. 402 p.
39. Технологія виготовлення і ремонту машин та обладнання нафтогазової галузі/ Бучинський М.Я., Шахов А.М. навчальний посібник ч.1 і 2 м. Полтава ПДТУ, 2001. — 120 с.
40. Типовий проект безпечної організації вишкомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки НБО - Е. Загальні вимоги. – Чернігів, 2002. – 30 с.
41. Токаренко В. М. Технологія автодорожнього машинобудування і ремонт машин, курсове проектування : навч. посіб. Київ : Вища школа, 1992 – 127 с.
42. Ткачов В. В., Чернишев В. П., Одновол М. М. Технічні засоби автоматизації. Донецьк : Національний гірничий університет, 2008. 174 с.
43. Цивільна оборона / В.М. Шоботов та ін. : Навчал. посіб. Київ: Центр навч. л-ри, 2004. 436 с.
44. Abdyukova, R.Ya. Laboratory test stand valve piston pumps / R.Ya. Abdyukova, M.S. Gabdrahimov // Oil & Gas Journal. –2001. – 405 p.
45. Yuan H., Guo J., Su Z., Sun Y., Qi J. Zhongguo Jixie Gongcheng, 2013. 11(24) 1425.
46. Nikulin O.V., Shabanov V.A. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science Ser. Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering - Power Supply of Mining Companies, 2017. 032027.

47. Romanenko E.F., Kolmykov V.I. Chemical and Petroleum Engineering, 2014. 12. P. 32.
48. Iskenderli I.N., Narimanov V.A. Chemical and Petroleum Engineering, 2017. 7. P. 46.
49. Tong Z., Liu H., Zhu F. Artificial Intelligence and Computational Intelligence, 2009. 5855. 215 p.
50. Fridman M.M., Galiullin A.A., Fomin G.D. Hydrotechnical Construction, 1978. 8. P. 14.
51. Mwachaka S.M., Wu A., Fu Q. Journal of Petroleum Exploration and Production Technology, 2018. 2. P. 1.
52. Kolesnikova S.I. Methods of analyzing the informativeness of various types of attributes Vestn. Tomsk State University: Management, Computer Science and Informatics, 2009. 1(6). P. 69-80.
53. Tu B., Li D., Lin E., Ji M. EURASIP Journal on Advances in Signal Processing, 2012. P. 182.
54. Kolesnikova S.I., Yankovskaya A.E. Estimation of significance of attributes for tests in intelligent systems RAS Theory and control systems, 2008. V. 6. P. 135-148.
55. Kulakov P.A., Apparov I.H.Y., Afanasenko V.G. Improvement of mud pump valve // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2018. C. 012201.
56. Kulakov P.A., Afanasenko V.G. Influence of minimally permissible quantity of source materials on the probability of failure of a pump-tank system // Chemical and Petroleum Engineering. 2019. V. 54. № 9-10. P. 681-686.
57. Vinnem E. Offshore Risk Assessment, 2013. 1. 95 p.