

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНЕ НЕКОМЕРЦІЙНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«КИЇВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
докт. техн. наук, професор
_____ Ю.М. ТЕРЕЩЕНКО
" ____ " _____ 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)
ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «МАГІСТР»
ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ
«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»**

**Тема: Дослідження режимів роботи газоперекачувальних агрегатів при
послідовній роботі неповнонапірних нагнітачів**

Виконавець: студент М-142-24-1-ГУ _____ Смиківський Іван Андрійович

Керівник к.т.н., доцент _____ Андрієшин Михайло Петрович

Консультанти з окремих розділів пояснювальної записки:

«Охорона праці» старший викладач

_____ Козлітін Олексій Олександрович

«Охорона навколишнього середовища» д.т.н., доцент

_____ Павлюх Леся Іванівна

Нормоконтролер з ЄСКД (ЄСПД): к.т.н., с.н.с

_____ Якушенко Олександр Сергійович

КИЇВ 2025

**ДЕРЖАВНЕ НЕКОМЕРЦІЙНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«КИЇВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»**

Аерокосмічний факультет

Кафедра авіаційних двигунів

Спеціальність – 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма – «Газотурбінні установки і компресорні станції»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

докт. техн. наук, професор

_____ Ю.М. ТЕРЕЩЕНКО

" ____ " _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання кваліфікаційної роботи

Смиковського Івана Андрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові випускника в родинному відмінку)

1. Тема дипломної роботи Дослідження режимів роботи газоперекачувальних агрегатів при послідовній роботі неповнонапірних нагнітачів, затверджена наказом президентки від "09" жовтня 2025 р., №2217/ст.

2. Термін виконання роботи: з 01.10.2025 р. по 31.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: документи, матеріали та інші інформаційні джерела опису конструкції та роботи ГТУ 750-6 при послідовній роботі групи нагнітачів, зведені характеристики нагнітача 370-17-1.

4. Зміст пояснювальної записки: реферат, зміст, перелік умовних позначень, скорочень та термінів, напрями підвищення ефективності роботи ГТС України в сучасних умовах, дослідження та розрахунок режимів роботи ГТУ 750-6 при послідовній роботі групи нагнітачів 370-17-1, розділи з охорони праці та охорони навколишнього середовища; висновки, список використаних джерел, додатки.

5. Перелік обов'язкового графічного (ілюстративного) матеріалу:
презентаційний матеріал.

6. Календарний план-графік

№ пор.	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Напрями підвищення ефективності роботи ГТС України в сучасних умовах	04.10.25 – 13.10.25	
2.	Опис конструкції та роботи газотурбінної установки ГТУ 750-6	14.10.25 – 23.10.25	
3.	Побудова математичної моделі розрахунку режимів роботи нагнітача 370-17-1	24.10.25 – 31.10.25	
4.	Розрахунок режимів роботи групи неповнонапірних нагнітачів 370-17-1 при їх послідовній роботі.	01.11.25 – 13.11.25	
5.	Дослідження питань охорони праці	14.11.25 – 23.11.25	
6.	Дослідження питань охорони навколишнього середовища	24.11.25 – 30.11.25	
7.	Оформлення пояснювальної записки	01.12.25 – 11.12.25	
8.	Підготовка доповіді	17.12.25– 25.12.25	

7. Консультанти з окремих розділів

Розділ	Консультант (посада, П.І.Б)	Дата, підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	старший викладач Козлітін Олексій Олександрович		
Охорона навколишнього середовища	д.т.н., доцент Павлюх Леся Іванівна		

8. Дата видачі завдання « 04 » жовтня 2025 р.

Керівник кваліфікаційної роботи: _____ Андріішин М.П.
(підпис керівника)

Завдання прийняв до виконання: _____ Смиковський І.А.
(підпис випускника)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи «Дослідження режимів роботи газоперекачувальних агрегатів при послідовній роботі неповнонапірних нагнітачів»: 100 сторінок, 11 таблиць, 12 рисунків, 29 використаних джерел.

КОМПРЕСОРНА СТАНЦІЯ, ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ВІДЦЕНТРОВИЙ НАГНІТАЧ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ЗВЕДЕНА ХАРАКТЕРИСТИКА, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ОПТИМІЗАЦІЯ

Об'єкт дослідження – умовна компресорна станція.

Предмет дослідження – робота компресорних станцій, оснащених стаціонарним газотурбінним приводом ГТУ 750-6 та неповнонапірним нагнітачем 370-17-1.

Мета кваліфікаційної роботи – визначення оптимальних режимів роботи газоперекачувальних агрегатів при послідовній роботі неповнонапірних нагнітачів.

Методи дослідження – опрацювання аналітичних та статичних даних з використанням обчислювальної техніки, які дозволять найбільш точно змоделювати та визначити оптимальні режими роботи газоперекачувальних агрегатів при послідовній роботі неповнонапірних нагнітачів.

Наукова новизна отриманих результатів. Комплекс запропонованих рішень можна використовувати для розрахунку режимів роботи газоперекачувальних агрегатів при роботі неповнонапірних нагнітачів.

Практичне значення отриманих результатів. Матеріали кваліфікаційної роботи рекомендується переважно для використання організаціями із транспортування природного газу магістральними газопроводами.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ

Перелік скорочень:

- АПО – апарати повітряного охолодження;
ВЦН – відцентровий нагнітач;
ГКС – головна компресорна станція;
ГПА – газоперекачувальний агрегат;
ГРС – газорозподільна станція;
ГТД – газотурбінний двигун;
ГТС – газотранспортна система;
ДК – дочірня компанія;
ДКС – дожимна компресорна станція;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
КС – компресорна станція;
КЦ – компресорний цех;
ЛЧ – лінійна частина;
МГ – магістральний газопровід;
ММ – математична модель;
НАК – Національна акціонерна компанія;
НМВ – нижня межа вибуховості;
ОП – охорона праці;
ПВ – пиловловлювач;
ПСГ – підземне сховище газу;
ТЕО – техніко-економічне обґрунтування;
ШР – шкідлива речовина.

Перелік позначень:

- ε – ступінь стиснення;
 Q – об'ємна продуктивність;
 h – питома робота;
 φ – коефіцієнт подачі;
 C_{tr} – радіальна складова абсолютної швидкості на вході або виході робочого колеса;
 U_i – відповідна колова швидкість;
 M – число Маха;
 Re – число Рейнольдса;
 K – показник ізоентропи;
 ρ – густина;
 N – потужність;

η – ККД;
 R – газова стала;
 Z – коефіцієнт стисливості;
 T – температура;
 P – тиск;
 n – частота обертання;
 k – показник адіабати;
 W – середня швидкість потоку газу;
 α – коефіцієнт Коріоліса;
 g – прискорення сили ваги;
 z – геометрична висота перерізу;
 λ – коефіцієнт гідравлічного опору;
 D – внутрішній діаметр газопроводу;
 C_p – теплоємність;
 D_J – коефіцієнт Джоуля-Томпсона;
 k – коефіцієнт теплопередачі;
 μ – молекулярна маса;
 Δ – відносна густина;
 F – світловий потік;
 S – площа приміщення;
 L – протяжність газопроводу;
мех – механічний;
п – початковий;
зв – зведений;
вх – вхідний;
вих – вихідний;
н – номінальний;
а – адіабатичний;
пол – політропічний;
мін – мінімальний;
макс – максимальний;
гр – ґрунт.

ЗМІСТ

ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ В СИСТЕМІ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ	14
1.1. Призначення та влаштування компресорних станцій	14
1.1.1. Основні типи компресорних станцій	14
1.1.2. Технологічні схеми компресорних станцій	15
1.1.3. Об'єкти компресорної станції	20
1.2. Призначення та характеристики відцентрових нагнітачів природного газу	23
1.3. Способи регулювання режиму роботи відцентрових нагнітачів	29
1.4. Теоретичні основи математичного моделювання режимів роботи відцентрового нагнітача	31
1.5. Побудова математичної моделі розрахунку режимів роботи відцентрового нагнітача типу 370-17-1	34
1.5.1. Конструкція відцентрового нагнітача 370-17-1	34
1.5.2. Математична модель розрахунку режимів роботи нагнітача 370-17-1	41
Висновки за розділом	45
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РЕЖИМІВ ПОСЛІДОВНОЇ РОБОТИ НЕПОВНО- НАПІРНИХ НАГНІТАЧІВ	46
2.1. Алгоритм розрахунку режимів роботи компресорної станції з неповно- напірними нагнітачами	46
Висновки за розділом	53
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ НЕПОВНОНАПІРНИХ ГПА	54
3.1. Дослідження режимів роботи неповнонапірних ГПА з метою розробки енергоощадних параметрів їх роботи	56
3.1.1. Розрахунок фізичних та термодинамічних властивостей природного газу	56

3.1.2. Дослідження режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів	57
3.1.3. Аналіз результатів дослідження режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів	62
Висновки за розділом	66
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	67
4.1. Правові та організаційні основи охорони праці в Україні	67
4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час роботи газоперекачувального агрегату	68
4.3. Організаційні та інженерні заходи щодо зменшення шкідливих та небезпечних виробничих факторів	71
4.4. Розрахунок освітлення приміщення компресорного цеху	73
4.5. Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні компресорних станцій. Примірні інструкції з охорони праці для машиніста компресорних установок	75
4.6. Забезпечення пожежної та вибухової безпеки компресорних станцій	78
Висновки за розділом	82
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	83
5.1. Державне управління природокористуванням в нафтогазовій промисловості України	83
5.2. Аналіз забруднювачів довкілля, що виникають під час експлуатації об'єктів газотранспортної системи	85
5.3. Методи щодо зниження негативного техногенного впливу на навколишнє середовище в результаті експлуатації об'єктів газової промисловості	91
Висновки за розділом	95
ВИСНОВКИ	97
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	98

ВСТУП

У всі часи економіка України була і залишається на сьогодні занадто енергоємною. Енергоємність валового внутрішнього продукту становить 0,75 кг у.п./грн., що приблизно у 2,5 рази перевищує аналогічний середньо-європейський показник. Імпортна залежність від природного газу складає понад 70 % [2].

Газовий ринок України, як інституційна основа взаємодії газового сектору з усім господарським комплексом, є однією з найважливіших складових не лише ресурсного забезпечення економічного розвитку країни, але й її національної безпеки[1]. Особливо актуальним є надійне постачання природного газу споживачам в період повномасштабної, необ'явленої війни московської федерації проти України.

Безперервне зростання ринкової вартості природного газу та обмеження обсягів його видобування та імпорту в умовах російської збройної агресії, зумовлює необхідність пошуку шляхів зниження його непродуктивних втрат на етапах видобутку, виробництва, транспортування та споживання.

Зважаючи на розвинену газотранспортну систему (далі – ГТС) країни та великі валові обсяги видобування і транспортування газу, зменшення його непродуктивних втрат може мати вагомий річний економічний ефект. Саме тому дослідження з оптимізації режимів роботи газотранспортного обладнання є актуальним.

Складна сучасна технологія дальнього транспорту газу потребує кваліфікованого підходу при вирішенні проблем, що виникають при оперативному управлінні МГ.

Від інженерно-технічного персоналу потрібно знання взаємозв'язку основних гідрогазодинамічних параметрів руху газу по трубопроводу обв'язки компресорної станції (далі – КС). Тільки за цієї умови можна активно впливати на режим роботи МГ, приймати правильні рішення в умовах динаміки споживання газу, вибирати найбільш вигідні методи зміни режиму роботи газопроводу.

На режим транспорту газу впливають такі фактори, як геометрична характеристика трубопроводу, властивості газу, що транспортується, газодинамічні характеристики компресорних агрегатів, методи регулювання продуктивності ГТС.

З метою забезпечення надійного газопостачання споживачів при мінімальних витратах, розробки заходів по підвищенню надійності роботи газопровідної системи, прийняття відповідних заходів при виникненні аварійних та нештатних ситуацій, потрібно виконати велику кількість інженерних розрахунків [3].

Оптимізація режимів роботи ГТС вимагає побудови адекватних математичних моделей окремих об'єктів і системи в цілому, алгоритмів мінімальної складності і швидкозбіжних методів розв'язування відповідних рівнянь і систем, а також нестандартних підходів пошуку оптимальних рішень.

Невизначеність, розмірність системи, метрологічне та інформаційне забезпечення істотно впливають як на постановку задач, так і на їхню складність [4].

Оптимізація роботи КС безпосередньо пов'язана з проблемами розрахунку реальних характеристик газоперекачувальних агрегатів (далі – ГПА): відцентрового нагнітача (далі – ВЦН) та його приводу.

В період російської збройної агресії актуальною стала робота частини ГТС, яка транспортує природний газ в основному із регіонів його видобування до споживачів України. Дана ГТС в основному оснащена стаціонарними газотурбінними приводами та одноступеневими нагнітачами.

Питання оптимізації режимів роботи МГ має принципове значення сьогодні. У зв'язку з підвищенням вартості природного газу, в умовах російської збройної агресії, необхідно збільшити економічність процесу його транспортування [3]. Цього можна досягти шляхом зниження об'ємних витрат паливного газу при застосуванні в процесі транспортуванні природного газу стаціонарними газотурбінними установками (далі – ГТУ) з неповнонапірними нагнітачами.

У статті [5] на прикладі умов транспортування природного газу газопроводом «Союз» досліджено вплив енергетичної ефективності використання паливного газу на вибір раціональних режимів експлуатації газотранспортних систем в умовах ринкової економіки, відображено залежність коефіцієнта корисної дії (далі – ККД) ГТС від обсягу перекачування газу і побудовано виробничі функції КС і лінійних ділянок з урахуванням вигідного використання енергоресурсів.

Проведено техніко-економічний аналіз ефективності перекачування газу на різних режимах, встановлено залежність витрат на транспортування газу від параметрів режиму роботи з відповідними розрахунками.

У праці [6] наведено принципи формування математичних моделей для вибору раціональних режимів експлуатації складних ГТС з багатоцеховими КС, які обладнані різнотипними газоперекачувальними агрегатами (далі – ГПА), а саме: «розглянуто методику побудови характеристик і процедури встановлення їх стійкості, що дозволяє формалізацію побудови критеріальної залежності параметрів режиму від енергетичних та економічних факторів, надано принципові рішення, які дозволяють формалізувати функцію мети для вибору раціонального режиму експлуатації ГТС в умовах її неповного завантаження».

У статті [7] досліджено методи підвищення ефективності режимів роботи ГТС з використанням критеріїв оптимальності. Визначено вплив ККД на пропускну здатність трубопроводу в залежності від параметрів, а саме: «оптимізація режимів роботи ГТС в умовах роботи з неповним завантаженням має особливі підходи і принципи їх реалізації. Особливості процедури оптимізації стосуються насамперед розширення сфери допустимих режимів і вибору технологічних схем і обладнання ГТС. У разі суттєвого зменшення продуктивності експлуатація можлива шляхом зменшення числа працюючих КС або кількості працюючих ГПА на кожній з них».

Відзначимо, що в умовах неповного завантаження ГТС критеріями оптимальності режимів роботи є мінімум енергетичних затрат на транспортування газу і максимум надійності газопроводу. Отже, можна вибрати принцип оптимізації режимів із вказаної множини можливих. Другий критерій встановлює оптимальні принципи обслуговування технологічного обладнання та МГ.

З метою їх практичної реалізації були вироблені стратегічні напрями і методи оптимізації режимів і обслуговування газотранспортної системи в умовах неповного завантаження у праці [8-9].

Для оперативного керування режимом роботи ГТС у статті [10] побудовано моделі функціонування окремих частин системи: КС, лінійних ділянок, регулюючої та запірної арматури тощо. Методи опису елементів даних систем

повинні відзначатися гнучкістю, універсальністю, високим ступенем точності та зручності при розробці обчислювальних програм.

Авторами запропоновано одновимірний опис процесів перекачування газу трубопроводом. При цьому течія (швидкість, температура, тиск і густина газу) розглянута в каналі з постійними перерізом труби.

Дослідники Одеської національної академії харчових технологій провели оцінку поточного стану транзиту природного газу українською ГТС. В роботі [11] розглянуто альтернативні обхідні газопроводи при зменшенні завантаженості ГТС в напрямку Європи через газовимірювальну станцію «Орлівка» (південний напрям).

В роботах [12, 13] приведена методика розрахунку фізичних властивостей газу за його складом, розрахунок компримування газу, розрахунок лінійної частини, витрат газу на власні потреби КС та розрахунок сумарної потужності ГПА при заданих технологічних обмеженнях.

За результатами проведеної оптимізації побудовано графічні залежності: оптимальної частоти ротора нагнітача від продуктивності газопроводу.

Також виявлено зміни потужності та тиску в залежності від продуктивності МГ при роботі різної комбінації нагнітачів. Розроблено рекомендації для мінімізації витрат паливного газу на КС.

Для підвищення ефективності ГТУ на КС МГ у статті [12] досліджено:

- вплив температури зовнішнього повітря на потужність ГТУ;
- можливість використання розширювача-генератора для вироблення електроенергії;
- попередній підігрів повітря і газу, що надходять в газову турбіну, з метою економії палива.

Таким чином можна визначити напрям роботи наступним чином.

Об'єкт дослідження – умовна компресорна станція.

Предмет дослідження – робота компресорних станцій, оснащених стаціонарним газотурбінним приводом ГТУ 750-6 та неповнонапірним нагнітачем 370-17-1.

Мета кваліфікаційної роботи – визначення оптимальних режимів роботи газоперекачувальних агрегатів при послідовній роботі неповнонапірних нагнітачів.

Методи дослідження – опрацювання аналітичних та статичних даних з використанням обчислювальної техніки, які дозволять найбільш точно змоделювати та визначити оптимальні режими роботи газоперекачувальних агрегатів при послідовній роботі неповнонапірних нагнітачів.

Наукова новизна отриманих результатів. Комплекс запропонованих рішень можна використовувати для розрахунку режимів роботи газоперекачувальних агрегатів при роботі неповнонапірних нагнітачів.

Практичне значення отриманих результатів. Матеріали кваліфікаційної роботи рекомендується переважно для використання організаціями із транспортування природного газу магістральними газопроводами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Побудувати математичну модель розрахунку режимів роботи відцентрового нагнітача типу 370-17-1

2. Створити алгоритм розрахунку режимів роботи компресорної станції з неповнонапірними нагнітачами

3. Дослідити режими роботи неповнонапірних ГПА з метою розробки енергоощадних параметрів їх роботи

4. Проаналізувати результати дослідження режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів

РОЗДІЛ 1

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ В СИСТЕМІ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ

1.1. Призначення та влаштування компресорних станцій

1.1.1. Основні типи компресорних станцій.

При переміщенні газу по трубопроводу відбувається втрата тиску через різний гідравлічний опір по довжині газопроводу. Падіння тиску викликає зниження пропускної здатності газопроводу. Одночасно знижується температура газу, що транспортується, головним чином, через передачу теплоти від газу через стінку трубопроводу в ґрунт і атмосферу [13].

Для підтримки заданої витрати газу, що транспортується шляхом надання потенціальної енергії газу (підвищення тиску) через певні відстані вздовж траси газопроводу, як зазначалося вище, встановлюються КС [3].

Перепад тиску на ділянці між КС визначає ступінь підвищення тиску в ГПА. Тиск газу в газопроводі в кінці ділянки дорівнює тиску на вході в ГПА, а тиск на початку ділянки дорівнює тиску на виході з апаратів повітряного охолодження (далі – АПО) газу.

Сучасна КС – це складна інженерна споруда, що забезпечує основні технологічні процеси з підготовки та транспорту природного газу [9]. Вона слугує керуючим елементом у комплексі споруд, що входять в МГ, і регулює режим роботи МГ при змінах у споживанні газу за рахунок його акумулюючої здатності [12].

На МГ розрізняють три основних типи КС: головні КС (далі – ГКС), лінійні КС та дотискувальні компресорні станції (далі – ДКС) [3, 12].

Головні компресорні станції встановлюються безпосередньо в напрямку руху газу після газового родовища.

Призначенням ГКС є створення необхідного тиску технологічного газу для його подальшого транспорту по МГ. Вони мають високу ступінь стиснення за рахунок послідовної роботи кількох ГПА з ВЦН або поршневіми газомотокомпресорами (далі – ГМК). На ГКС пред'являються підвищені вимоги до якості

підготовки технологічного газу.

Лінійні КС встановлюються на МГ, як правило, через 100...150 км. Призначенням КС є компримування природного газу з тиску входу до тиску виходу, обумовлених проектними даними. Тим самим забезпечується постійна задана витрата газу по МГ.

ДКС встановлюються на підземних сховищах газу (далі – ПСГ). Призначенням ДКС є подача газу в підземне сховище газу від МГ і відбір природного газу з ПСГ (як правило, у зимовий період часу) для подальшої подачі його в МГ або безпосередньо споживачам газу.

ДКС будуються також на газовому родовищі при падінні пластового тиску нижче тиску в МГ. Відмінною особливістю ДКС від лінійних КС є висока ступінь стиснення – 2...4, поліпшена підготовка технологічного газу (осушувачі, сепаратори, пиловловлювачі), що надходить з підземного сховища з метою його очищення від механічних домішок і вологи, що виноситься з газом.

Застосовуються два види КС, які мають різні технологічні схеми [3]:

- КС, обладнані ГМК;
- КС, обладнані ВЦН з приводом від газотурбінних установок (далі – ГТУ) або електродвигунів [12].

1.1.2. Технологічні схеми компресорних станцій.

Технологічною схемою КС називають схему основних комунікацій по основному (технологічному) газу, де вказані всі технологічні установки, запірні, регулювальні крани та інші елементи, крізь які проходить газ під час технологічних процесів очистки, виміру, компримування та охолодження на КС [9].

• Технологічну обв'язку КЦ та її призначення детально описано в роботі [13], а саме: «Технологічна обв'язку КЦ призначена для:

- «прийому на КС технологічного газу з магістрального газопроводу;
- очищення технологічного газу від механічних домішок і краплинної вологи в пиловловлювачах і фільтр-сепараторах;
- розподілу потоків для подальшого стиснення і регулювання схеми

завантаження ГПА;

- охолодження газу після компримування в АПО газу;
- виведення КЦ на станційне "кільце" при пуску і зупинці;
- подачі газу в магістральний газопровід;
- транзитного проходу газу по магістральному газопроводу, минаючи КС;
- при необхідності скидання газу в атмосферу з усіх технологічних газопроводів

компресорного цеху через свічкові крани».

Залежно від типу відцентрових нагнітачів, що використовуються на КС, розрізняють дві принципові схеми обв'язки ГПА:

- схема з послідовною обв'язкою, характерна для неповнонапірних нагнітачів;
- схема з паралельною колекторною обв'язкою, характерна для повнонапірних нагнітачів.

Повнонапірні нагнітачі можуть бути в одноступеневому або двоступеневому виконанні, вони забезпечують необхідний ступінь стиску 1,45 в одному ВЦН.

До ГПА з повнонапірними нагнітачами відносять [3, 9]:

- ГПА-Ц-6,3 із нагнітачем Н-1,5-196;
- ГТН-16 ТМЗ із нагнітачем Н-16-76;
- ГПА-Ц-16 із нагнітачем НЦ-16/76;
- ГТН-25-1 ТМЗ із нагнітачем Н-25-76;
- ГТН-25 НЗЛ із нагнітачем Н-650-21-2;
- ГТК-10И із нагнітачем PCL-802/24;
- ГТК-25И з нагнітачем PCL-1002/40;
- Коберра-182 із нагнітачем RF-2ВВ-30;
- ГПУ-10 із нагнітачем Н-235-21-1;
- ГПУ-16 із нагнітачем НЦ-16.

Проточна частина неповнонапірних нагнітачів розрахована на ступінь стиску 1,23...1,25, тому в експлуатації буває необхідність в двох- або трьохступеневому стисненні, тобто для забезпечення ступеня стиску 1,45 і більше, в основному на ПСГ.

До ГПА з неповнонапірними нагнітачами відносяться:

- ГТ-700-5 НЗЛ із нагнітачем Н-280-12-4;

- ГТ-750-6 НЗЛ із нагнітачем Н-370-14-1 або Н-370-17-1;
- ГТ-6-750 ТМЗ із нагнітачем Н-300-1,23;
- ГТН-6 із нагнітачем Н-300-1,23 або Н-6-56, Н-6-41, Н-6-66;
- ГТК-5 із нагнітачем Н-260-13-2;
- ГТК-10-4 НЗЛ із нагнітачем Н-370-18-1;
- ГПУ-10 із нагнітачем Н-370-18-1;
- СТМ-4000-2 із нагнітачем Н-280-11-6;
- СТД-4000-2 із нагнітачем Н-280-11-6 або Н-280-11-7.

Розглянемо технологічну схему КС з паралельною обв'язкою ГПА (див. рис. 1.1).

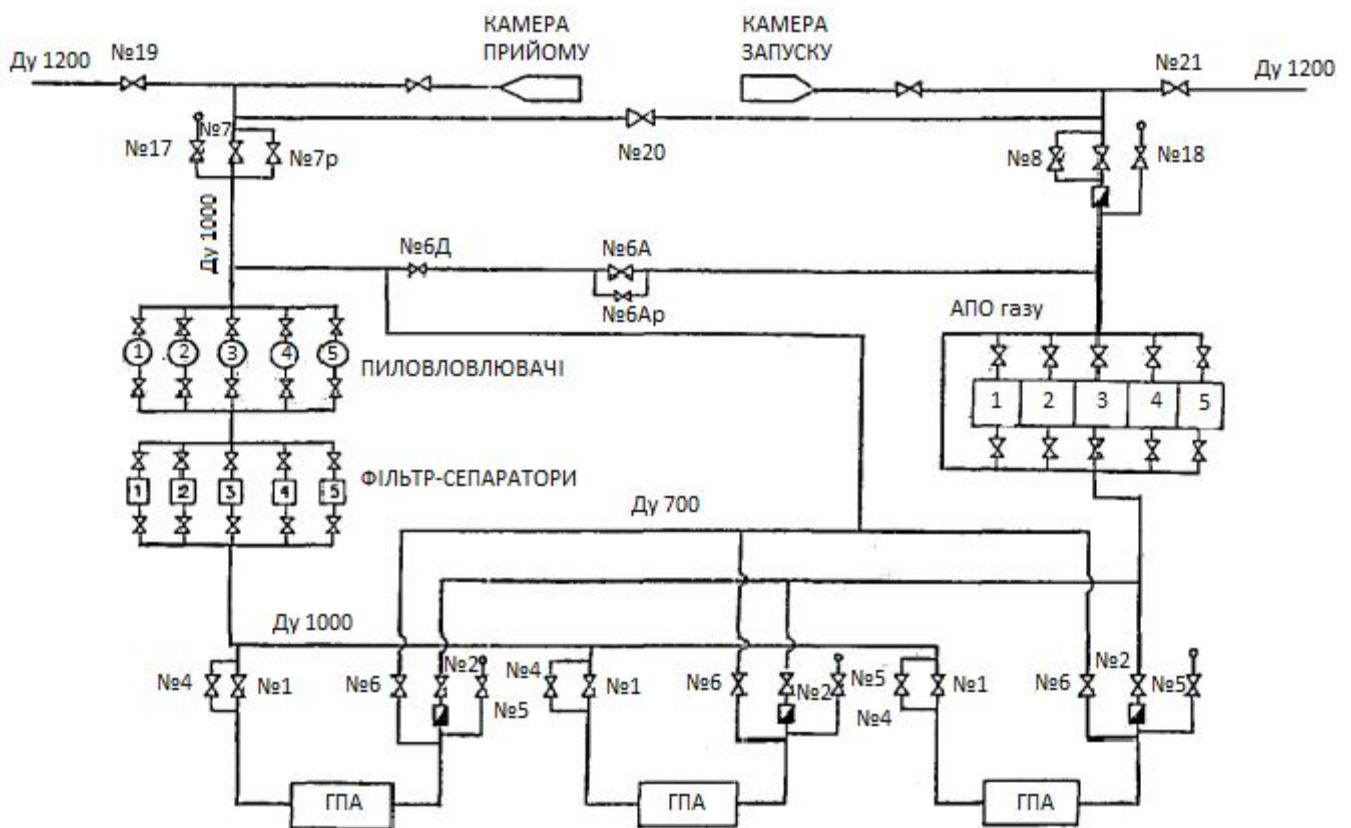


Рис. 1.1. Принципова технологічна схема КС з паралельною обв'язкою ГПА

Схема поділена на кілька блоків. Перший блок – вузол підключення – розташований зазвичай на відстані декількох сотень метрів від території КС. Газ надходить крізь охоронний вхідний кран № 19 і далі через вхідний кран КС №7 – на блок очистки.

Після очистки від механічних часток і краплинної рідини газ надходить у компресорний цех, де стискається до необхідного тиску.

З КЦ стиснений газ проходить через блоки холодильників і далі крізь зворотній клапан і вихідний кран №8 надходить у МГ. Січний кран №20 знаходиться в положенні закрито, коли КС працює. Під час зупинки крани №7,8 закриваються, а №20 відкривається [13].

Охоронні крани №19 і №21, що розміщені на ЛЧ відповідно перед і за вузлом підключення, закриваються під час серйозних аварійних ситуацій на КС або вузлі підключення. Зазначимо, що запірні устрої кранів, позначені на схемі індексом «р» можуть займати будь-яке проміжне положення (частково відкриті або частково закриті). Всі інші крани мають тільки два положення «ЗАКРИТО» або «ВІДКРИТО».

Обвідні лінії, на яких установлені крани №7р і №8р, призначені для заповнення вхідних і вихідних газопроводів КС. Свічні крани №17, №18 відкриваються при спорожненні вхідних і вихідних газопроводів в атмосферу (наприклад, під час аварійної зупинки КС).

В блоці очистки газу пиловловлювачі, сепаратори або фільтри обв'язані паралельно і є можливість відключення будь-якого апарата, його спорожнення крізь свічку в атмосферу і проведення огляду або ремонту. Аналогічну систему обв'язки мають АПО. Крім цього, в блоці охолодження передбачена обвідна лінія, якою газ може надходити у газопровід, обминаючи холодильники.

З блока очистки газ надходить у вхідний колектор і далі крізь відкритий вхідний кран №1 – в нагнітачі. Стиснений газ крізь нагнітальні крани №2 надходить у вихідний колектор і далі крізь блок холодильників у вихідний газопровід цеху або КС. Кран №6 розташований на пусковому контурі агрегату, який замикається на пусковий контур КС. На нагнітальній лінії нагнітача перед краном №2 і пусковому контурі агрегату перед краном №6 встановлені зворотні клапани. Випуск газу з нагнітача під час його зупинки відбувається крізь свічний кран №5. Заповнення нагнітача газом здійснюється через обвідну лінію крана №1 при відкритті байпасного крану №4.

Керування кранами КС (це так звані загальностанційні крани), а також кранами обв'язки нагнітачів здійснюється дистанційно або безпосередньо з місцевого щита керування. Автоматичне керування кранами відбувається під час

аварійних зупинок, а також при автоматичному запуску і зупинці окремих агрегатів або КС. Дистанційне керування кранами здійснюється з головного щита керування компресорного цеху. Для аварійної зупинки КЦ (або КС) передбачається можливість подачі аварійної команди з приміщення диспетчерського пункту станції, головного щита керування цеху.

При використанні повнонапірних нагнітачів ГПА включаються паралельно. Значно спрощується технологічна обв'язка ГПА (менше запірної арматури, трубопроводів, отже, менше гідравлічний опір і витрати розходу і тиску газу). В залежності від типу і потужності привідного двигуна цех може мати у своєму складі від 3 до 6 ГПА.

Схема з послідовною обв'язкою ГПА, яка реалізується для роботи КС з неповнонапірними нагнітачами, дозволяє здійснювати як паралельну роботу одного, двох, трьох ГПА, так і паралельну роботу групи агрегатів, що складається з двох або трьох послідовно працюючих ГПА (див. рис. 1.2).

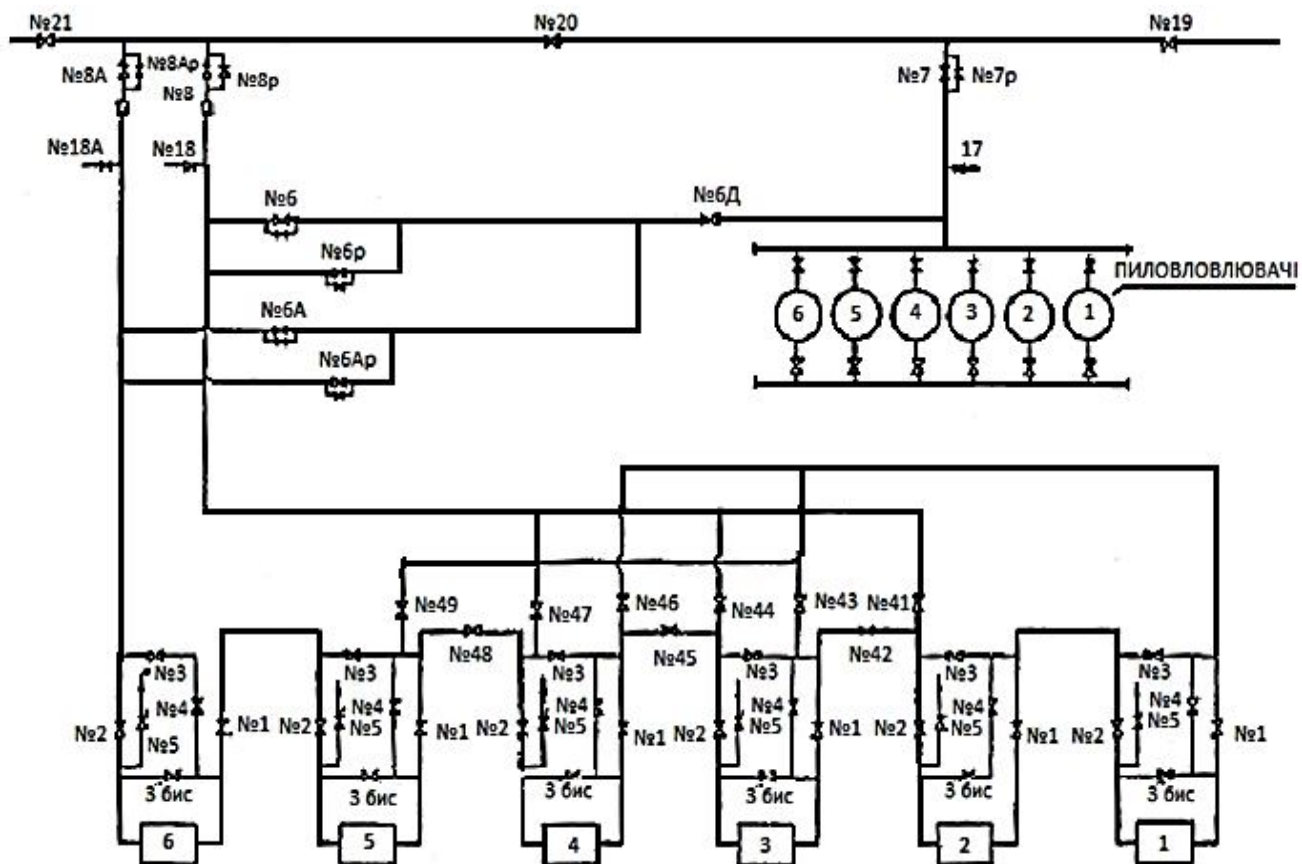


Рис. 1.2. Принципова технологічна схема КС з послідовною обв'язкою ГПА

Для цієї мети використовуються так звані «режимні» крани (№ 41-49), при зміні положення яких можна здійснити будь-яку необхідну схему роботи ГПА.

Для отримання необхідного стиснення в цих схемах газ після виходу з одного нагнітача відразу ж надходить на вхід іншого. Необхідна витрата газу через КС досягається роботою кількох груп ГПА. Вихід газу після компримування здійснюється по вихідним шлейфам.

На кожному вихідному шлейфі встановлений свій трубопровід, з'єднаний із вхідним трубопроводом перед пиловловлювачами, що дозволяє виводити на «Станційне кільце» при відкритті крана № 6 або 6А, будь-яку з працюючих груп ГПА.

Відмінною особливістю експлуатації повнонапірних об'язок КС перед неповнонапірними є:

- схема з повнонапірними ВЦН значно простіша в управлінні, ніж з неповнонапірними ВЦН через значно меншу кількість запірної арматури;
- схема з повнонапірними нагнітачами дозволяє використовувати в роботі будь-які, наявні в «резерві», агрегати;
- при зупинці в групі одного неповнонапірного ГПА потрібно виводити на режим «кільце» і другий агрегат; відпадає необхідність в кранах №3, режимних №41-49, а на деяких обв'язках і №3бис;
- можливі втрати газу через негерметичності режимних кранів.

1.1.3. Об'єкти компресорної станції

Об'єкти КС умовно можна поділити на дві групи: технологічних операцій і підсобно-допоміжних [13].

До першої групи відносяться вузли: очищення газу від механічних домішок і рідини; компримування газу та охолодження газу.

До другої групи відносяться:

- вузол редукування тиску пускового, паливного газу і газу для власних потреб;
- трансформаторна підстанція або електростанція для власних потреб;
- котельня чи установка утилізації тепла;
- склад горюче-мастильних матеріалів;
- ремонтно-експлуатаційний блок (далі – РЕБ);

- служба зв'язку;
- службово-експлуатаційний блок (далі – СЕБ);
- очисні споруди каналізації.

Обладнання та обв'язка КС пристосовані до можливих змін в режимі роботи МГ. Кількість газу, що перекачується через КС, можна регулювати включенням і відключенням числа працюючих ГПА, зміною частоти обертання силової турбіни у ГПА з ГТП та ін.

У всіх випадках прагнуть до того, щоб необхідну кількість газу перекачати меншою кількістю агрегатів, що призводить до меншої витрати паливного газу на потреби перекачування і, як наслідок, до збільшення подачі товарного газу по газопроводу.

Регулювання пропускної здатності відключенням роботи окремих КС при розрахунковій продуктивності газопроводу зазвичай не практикується через перевитрати енерговитрат на компримування газу при такій схемі роботи. Тільки у тих випадках, коли подача газу по газопроводу помітно знижується порівняно з плановою (влітку), окремі КС можуть бути тимчасово зупинені.

Змінний режим роботи КС призводить до зниження завантаження газоперекачувальних агрегатів і, як наслідок, до перевитрати паливного газу через відхилення від оптимального ККД ГПА.

КС складається із цехів, основними агрегатами яких є ВЦН. Кожен цех обслуговує лише одну трубу МГ і у ньому встановлюють, як правило, нагнітачі одного типу. Передбачається, що КС являє собою єдину групу агрегатів, що мають спільний вхід і загальний вихід. Для кожного типу агрегатів відомі можливі обсяги газу (продуктивності агрегатів) від максимального до мінімального, які агрегат може перекачувати.

Крім того, відома залежність потужності роботи агрегатів від обсягів перекачаного газу. Значення можливих обсягів перекачаного газу при заданих зовнішніх параметрах (тиску газу на вході, тиску газу на виході, температурі газу) залежать від числа обертів газових турбін нагнітачів.

При експлуатації газопроводу без КС кількість транспортованого газу і тиск на виході газопромислового колектора однозначно визначають всі інші параметри

течії газу: розподіл тисків і температур по трасі.

Якщо газопровід обладнаний КС, при одному і тому ж тиску на початку газопроводу задана кількість газу може транспортуватися при різних варіантах роботи КС, різному розподілі тиску по трасі.

Завданням диспетчерського персоналу є вибір такого варіанту включення ГПА, який забезпечить нормальне газопостачання споживачів при мінімальних витратах потужності на компримування.

Наявність КС дозволяє регулювати режим роботи МГ при коливаннях споживання, максимально використовувати його акумулюючу здатність [13].

Режими роботи КС у реальних умовах експлуатації є змінними. Вони узгоджуються з роботою прилеглих ділянок МГ.

Відкриття великих газових родовищ, таких як Шебелинське, Краснодарське, Середньоазіатське та інші, пов'язане з цим можливість збільшення кількості транспортованого газу, привели до серйозних якісних змін у технології транспорту газу.

Від поршневих компресорів порівняно малої продуктивності був здійснений перехід до ВЦН, які забезпечують продуктивність до 30 млн. м³/добу одним агрегатом.

В ГТС України переважають газотурбінні КС, а газотурбінні ГПА – найбільш важливе і складне устаткування цих станцій.

Режим роботи МГ визначається параметрами на виході з КС, що забезпечують ГПА. Необхідні параметри ГПА залежать в першу чергу від діаметра труби, тиску газу, ступеня стиснення лінійних КС, технологічної схеми компримування [14].

Лінійні КС ГТС України пристосовані до змін в режимі роботи газопроводу, що відображається в можливості значних змін кількості газу, що перекачується працюючими агрегатами або у можливості включення та виключення окремих ГПА. В обох випадках треба змінювати енергію, що надається всьому газовому потоку.

При ВЦН це простіше за все досягається за рахунок змінної частоти обертання. Найкращий варіант забезпечення заданої пропускної здатності – це мінімальне число працюючих агрегатів, так як паливно-енергетичні витрати при цьому будуть найменшими. КС з ГТП становлять більш як 80 % від загальної

потужності КС.

Прийнятий такий ряд потужностей, що забезпечують оптимальні параметри компресорних станцій у діапазоні діаметрів газопроводів від 720 до 1420 мм: 6,3; 10; 16; 25 тис. кВт, дав курс на широке використання агрегатів із приводом транспортного типу (авіаційних і суднових).

Цей факт пояснюється можливістю виконання заводського ремонту з відновленням номінальної потужності і ККД, а також широкої можливості модернізації та заміни ГТП на більш сучасні [3].

ГПА, що застосовуються для компримування газу на КС, за типом приводу поділяються на 3 основних групи: газотурбінні ГПА (далі – ГГПА), електроприводні агрегати (далі – ЕГПА) і газомотокомпресорні установки (далі – ГМК).

До першої групи відносяться ГПА з приводом від ВЦН від газової турбіни; до другої – агрегати з приводом від електродвигуна і до третьої групи – агрегати з приводом від поршневих двигунів внутрішнього згорання, що використовують в якості палива природний газ.

Показники діючих газотурбінних агрегатів стаціонарних ГТУ для МГ надані в табл. 1.1 [13].

1.2. Призначення та характеристики відцентрових нагнітачів природного газу

Нагнітачами природних газів прийнято називати лопаткові компресорні машини з відношенням тиску стискання – 1,1 і, які не мають спеціальних пристроїв для охолодження газу в процесі його стискання [2]. ВЦН призначені для компримування природного газу. Вони дають можливість працювати при паралельному та послідовному з'єднанні. Конструкція їх дозволяє легко виконувати заміну роторів з різними діаметрами робочих коліс.

Всі нагнітачі умовно можна поділити на 2 класи: неповнонапірні (одноступеневі) і повнонапірні. Перші, які мають ступень стиснення в одному нагнітачі – 1,25...1,27, використовуються при послідовній схемі компримування газу на КС, другі – повнонапірні, які мають ступінь стиску 1,45-1,51, використовуються при колекторній схемі обв'язки КС. Характеристики ряду типів ВЦН, що

використовуються на газопроводах, наведені в табл. 1.2.

Наявність надійних приведених характеристик дозволяє відносно легко визначати потужність ГПА в експлуатаційних умовах. Залежності між параметрами турбомашин при змінному режимі називають характеристиками турбомашин. Характеристики турбомашин одержують експериментальним шляхом і первісно виражають у формі кривих.

Обробкою первісних кривих одержують універсальні безрозмірні характеристики, виражають характеристики в аналітичній формі [1].

Характеристиками нагнітачів називають графічні і аналітичні залежності між параметрами нагнітача і величинами, що визначають режим і умови його роботи.

Характеристики нагнітачів первісно виражають у формі кривих. Їх отримують експериментальним шляхом на заводських стендах в процесі їх випробування на повітрі або на природному газі, але випробування не можуть захопити весь газодинамічний діапазон роботи КС МГ [3].

Таблиця 1.1

Показники діючих газотурбінних агрегатів у країнах

Показник	ГТ-6-750	ГПА-Ц-6,3/5,6	ГТН 9-750	ГТК-10	ГТН-6	ГТН-25	ГПА-Ц-6,3/7,6	ГТНР-10	ГПУ-10	ГТН-16	ГТН-25	ГПУ-16К
Завод-виготовлювач	УТМЗ	СПМО	ЛМЗ	НЗЛ	УТМЗ	НЗЛ	СПМО	НЗЛ	ЮТЗ	УТМЗ	УТМЗ	ЮТЗ
Тип установки	стац.	авіа	стац.	стац. з регенератором	стац.	стац.	авіа	стац.	судновий	стац.	стац.	судновий
Потужність, тис. кВт	6	6,3	9	10	6,3	26	6,3	10	10	16	25	16
ККД, %	24	22,5	25	29	24	28	23	30	36	29	31	45
Температура циклу, 0ш-з	760	710	750	780	760	890	750	780	790	900	1020	950
Ступінь стиснення циклу ГТУ	6	7,8	4,6	4,4	6	12,5	7,8	4,4	10,3	11,5	13	12
Частота обертання турбокомпресору, об/хв	6200	8200	4100	5300	6200	4340	8200	5200	5260	6850	7100	7900
Частота обертання силового ротора, об/хв	6150	8200	5000	4800	6150	3700	8200	4800	6500	6500	5500	5500

Характеристики ВЦН для транспорту природних газів

Тип нагнітача	Номінальна продуктивність при 20 °С і 1 МПа	Номінальна частота обертання, об/хв	Об'ємна продуктивність, м ³ /хв	Ступінь стиснення	Кінцевий тиск на виході, МПа
370-17-1	19,1	5300	289	1,25	5,66
H-300-1,23	20,0	6150	260	1,24	5,50
H-196-1,45	10,7	8200	196	1,45	5,60
520-12-1	29,3	4800	425	1,27	5,60
370-18-1	36,0	4800	370	1,23	7,60
H-16-56	51,0	4600	800	1,24	5,60
H-16-75	51,0	4600	600	1,24	7,50
H-16-76	31,0	6500	380	1,44	7,50
650-21-1	53,0	3700	640	1,45	7,60
820-21-1	53,0	3700	820	1,45	5,60
Купер-Бесемер:					
280-30	16,5	6200	290	1,51	5,60
СДР-224	17,2	6200	219	1,51	7,50
2ВВ-30	21,8	5000	274	1,51	7,50
Нуово-Піньоні:					
PCL-802/24	17,2	6500	219	1,49	7,52
PCL-L1001-40	45,0	4600	520	1,51	7,52

Обробкою первісних кривих отримують універсальні безрозмірні характеристики, які відображають в аналітичній формі. При випробовуванні нагнітачів вимірюють витрати газу, тиску і температури на вході та виході, число обертів, споживану потужність нагнітача і далі будують графічні залежності [13] ступеня стиснення ε , ефективної приведенної потужності N_e/ρ , індикаторного (політропного) коефіцієнта корисної дії η_i , від витрати газу па числа обертів робочого колеса, приведенного до номінальних n/n_n .

Одержані таким чином залежності між розмірними параметрами неможливо застосовувати для умов, відмінних від умов випробування нагнітача. Тому характеристики часто подаються у формі залежності між критеріями подібності, які не залежать від початкових параметрів газу.

Користуючись безрозмірними характеристиками, можна розраховувати параметри режиму для будь яких умов роботи нагнітача компресорної станції.

Проте для практики розрахунків більш зручно зображати характеристики нагнітачів у зведених координатах.

Зведені характеристики пропорційні відповідним безрозмірним, подібно останнім не залежать від початкових параметрів газу, але більш зручні для інженерних розрахунків, оскільки є розмірними величинами, порядок яких відповідає реальним величинам.

Поряд з розмірними величинами, такими як об'ємна, масова витрата, число обертів, питома робота, потужність у зведених характеристиках застосовують також відносні безрозмірні величини - відносні оберти, відношення тисків, ККД.

Визначальними для турбомашин, в тому числі нагнітачів є такі критерії подібності, які ми розглядали в попередніх матеріалах, а саме:

1. Коефіцієнт розходу – відношення осьової швидкості газу до колової швидкості на відповідному радіусі є сталою величиною, і тільки залежить від геометричних характеристик колеса нагнітача

$$\varphi = \frac{v_r}{u} = \text{const.} \quad (1.1)$$

В формулі (1.1) осьова швидкість v_r визначає об'ємну витрату за реальних умов Q , а колова швидкість u , - кількість обертів ротора нагнітача n .

Тоді формулу (1) можна представити у вигляді:

$$\frac{Q}{n} = \frac{Q_{зв}}{n_{зв}}, \quad (1.2)$$

де $Q_{зв}$ - зведена продуктивність, $n_{зв}$ - зведені оберти нагнітача, отримані внаслідок випробування нагнітача на заводських стендах.

2. Сталість числа Маха: $M = \frac{u}{a} = \text{const} \quad (1.3)$

де $a = \sqrt{kzRT}$ – швидкість звуку в перекачувальному газі.

Виходячи з наведених вище суджень, формулу (1.3) можна представити у

вигляді:
$$\frac{n}{\sqrt{zRT}} = \frac{n_{зв}}{\sqrt{z_{зв}R_{зв}T_{зв}}} \quad (1.4)$$

або
$$\frac{n}{n_{зв}} = \frac{\sqrt{zRT}}{\sqrt{z_{зв}R_{зв}T_{зв}}} \quad (1.5)$$

3. Коефіцієнт адіабатичного напору – відношення адіабатної роботи нагнітача до квадрату колової швидкості:

$$H_a = \frac{L_a}{u^2} = \text{const} \quad (1.6)$$

Представимо у вираз 1.6 величину адіабатної роботи через адіабатну потужність

$$L_a = \frac{N_a}{\rho Q} \quad (1.7)$$

Тоді (1.6) можна представити у вигляді

$$\frac{N_a}{u^2 \rho Q} = \frac{(N_a)_{зв}}{u_{зв}^2 \rho_{зв} Q_{зв}} \quad (1.8)$$

Враховуючи (1.2) з рівняння (1.8) виразимо адіабатну потужність

$$N_a = \rho \left[\frac{N_a}{\rho} \right]_{зв} \left[\frac{n}{n_{зв}} \right]^2 \frac{Q}{Q_{зв}} = \rho \left[\frac{N_a}{\rho} \right]_{зв} \left[\frac{n}{n_{зв}} \right]^3 \quad (1.9)$$

Ефективна потужність нагнітача при цьому визначається як

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_i} \quad (1.10)$$

На рис. 1.3 показано зведену характеристику нагнітача 370-17-1 за умов зведення, а саме: $n_{зв} = 5300$ об/хв, $T_{зв} = 288$ К, $R_{зв} = 490$ Дж/кг·К, $z_{зв} = 0,91$.

Під характеристикою розуміють залежність ступеня підвищення тиску ε політропічного ККД η_i та питомої зведеної адіабатної потужності $\left[\frac{N_e}{\rho} \right]_{зв}$ від продуктивності $Q_{зв}$ (зведеної витрати газу через нагнітач за умов всмоктування в м³/хв) у діапазоні зміни зведеної до номінальної зведеної відносної частоти обертання $\left[\frac{n}{n_{зв}} \right]_{зв}$ при умовах всмоктування (тиск - $P_{звс}$, температура - $T_{звс}$, густина газу $\rho_{звс}$, коефіцієнт стиснення природного газу на вході в нагнітач - $z_{звс}$).

Об'ємна витрата у відповідності до закону збереження маси перераховується до умов всмоктування з розмірністю м³/хв.

ЗВЕДЕНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНІТАЧА 370-17-1
 Зведені параметри: $T_{зб}=288\text{ К}$; $R_{зб}=490\text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$;
 $Z_{зб}=0,91$; $n_H=5300\text{ об/хв}$

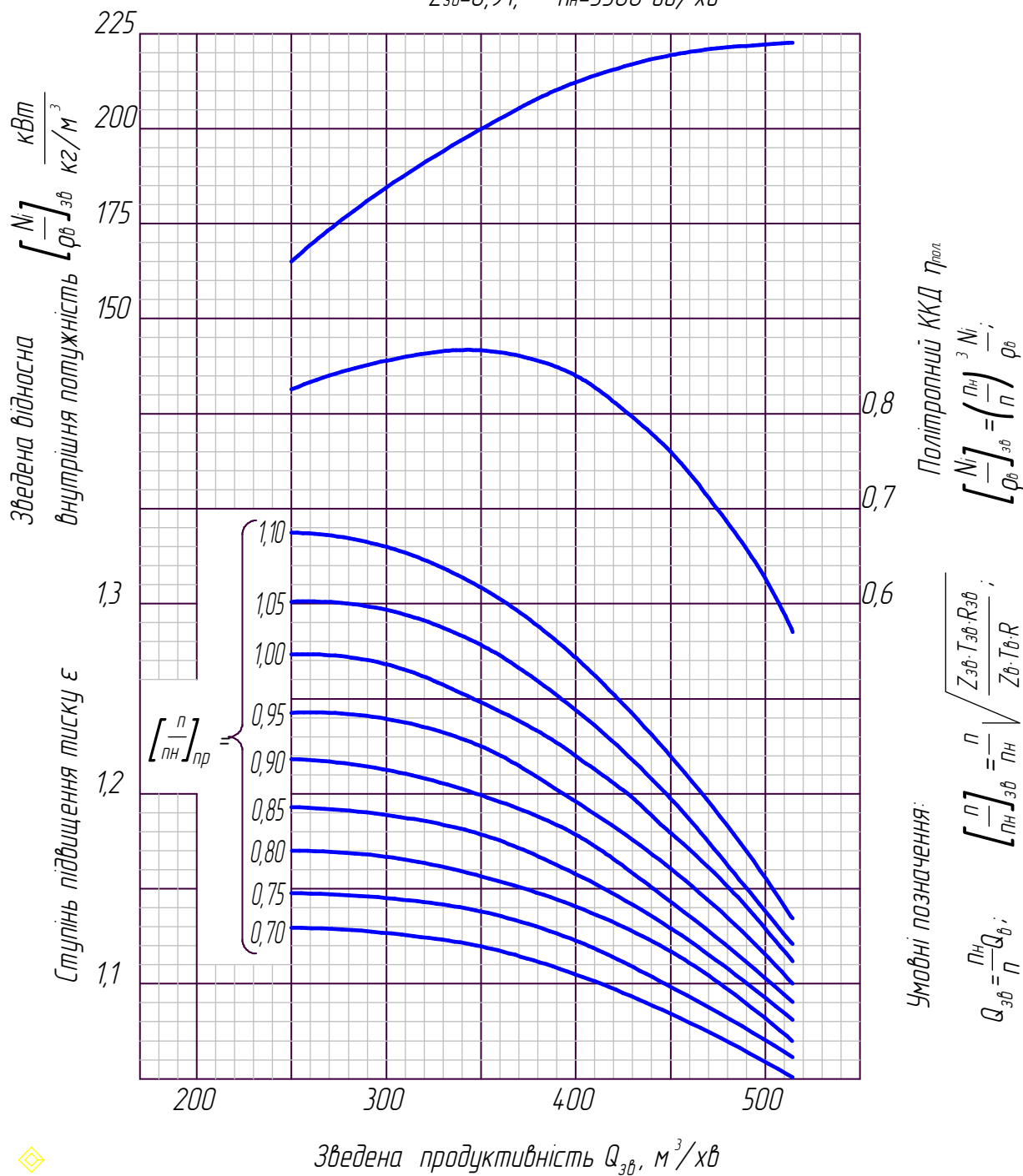


Рис. 1.3. Зведена характеристика нагнітача 370-17-1

1.3. Способи регулювання режиму роботи відцентрових нагнітачів

В процесі експлуатації МГ режим компримування газу регулюється. Так,

при скороченні споживання газу тиск на виході з КС може зрости до величини, при якій подальша робота газопроводу неприпустима і потрібно знизити тиск нагнітання компресорів. При збільшеному споживанні газу виникає необхідність збільшити кількість газу, що перекачується, при одночасному підвищенні ступеня стиснення [13].

В окремих випадках з тих чи інших причин режим роботи нагнітачів може зміститися в зону, близьку до помпажу, що призводить до необхідності зміни режиму роботи станції. Влітку при підвищенні температури навколишнього повітря потужність, що виробляється газовими турбінами, падає, тому потрібно знизити споживану нагнітачем потужність. Необхідність зниження споживаної потужності може бути викликана і іншими причинами: зростання тиску на вході у нагнітач, збільшення комерційної витрати. З регулюванням роботи компресорів пов'язана і оптимізація режиму МГ, тобто вибір такого режиму роботи КС, при якому газ транспортується з найменшими витратами. Найбільш різко режим роботи КС, число працюючих машин та схеми їх включення змінюються у тих випадках, коли на аварійний або плановий ремонт відключаються ділянки газопроводу або зупиняється кілька ГПА [3].

Поступове регулювання режиму нагнітачів застосовується у випадках, коли немає можливості застосувати економічні методи плавного регулювання, або коли необхідна зміна режиму не може бути повністю забезпечена існуючими методами плавного регулювання, або коли нагнітачі повинні довго працювати на новому режимі і постійно підтримувати його плавними методами регулювання за тих чи інших причин недоцільно [14].

Найбільш зручно виконувати ступеневе регулювання режиму роботи КС зміною числа або схеми включення ГПА, оскільки технологічна обв'язка КС, допоміжне обладнання та засоби контрольно-вимірювальних приладів і автоматики забезпечують можливість пуску і зупинки ГПА, переходу в короткий термін з послідовного на паралельне з'єднання.

Зміна числа паралельно включених груп нагнітачів при постійній об'ємній продуктивності на вході в КС дозволяє змістити режим нагнітачів в сторону від

вихідної точки характеристики і відповідно змінити ступінь стиснення і споживану на одну машину потужність.

При скороченні числа машин можна знизити тиск нагнітання, вийти із зони, близької до помпажу, у більш стійку зону характеристики, проте споживана потужність нагнітачем зростає. При цьому у випадках, коли число працюючих груп невелике, відключення навіть однієї з них може привести до перевищення допустимого навантаження.

Слід вказати, що при зростанні об'ємної продуктивності на вході в нагнітач за рахунок скорочення числа паралельно працюючих машин потужність на валу приводу, починаючи з певного моменту, різко падає, що свідчить про неекономічність даного режиму через гранично низькі ступені стиснення (вентиляторний режим). Тому на КС з нерегульованим приводом наявність малого числа паралельних агрегатів великої одиничної потужності значно звужує можливість оперативного регулювання режиму роботи КС.

Число працюючих ГПА в ступені при постійній об'ємній продуктивності на вході в КС збільшується у випадках, коли необхідно підвищити тиск нагнітання або знизити навантаження на агрегат. При цьому необхідно заздалегідь розрахунковим шляхом встановити віддаленість нового режиму від зони помпажу.

До плавного регулювання відноситься: зміна числа обертів, дроселювання при всмоктуванні, байпасування через кран 6Ар [13].

Найбільш ефективним і економічним є регулювання роботи ВЦН шляхом зміни числа обертів. Залежність параметрів режиму нагнітача від числа обертів описується відповідними рівняннями. Число обертів збільшують у тих випадках, коли необхідно збільшити продуктивність нагнітача, збільшити тиск на виході, якщо при цьому є резерв наявної потужності приводу. Якщо потрібно знизити тиск нагнітання і споживану потужність, зменшують число обертів. При цьому існує певна відмінність в можливості зниження числа обертів нагнітача з приводом від газових турбін різноманітних типів.

1.4. Теоретичні основи математичного моделювання режимів роботи відцентрового нагнітача

Математичне моделювання режимів роботи КС і нагнітача ГПА дає можливість визначити оптимальні параметри перекачування природного газу МГ, оптимізувати кількість ГПА, зекономити паливний газ та збільшити моторесурс.

Математична модель, надана на рис. 1.3. Вона базується на основі зведених газодинамічних характеристик [12, 14, 15].

В основу розрахунків покладено чотиричленні рівняння, що описують криві залежності зведеної характеристики для відповідного типу нагнітача.

$$\varepsilon = f(Q_{зв}) \text{ для } \left[\frac{n}{n_K} \right]_{зв} = 1 \quad (1.11)$$

$$\eta_i = f(Q_{зв}) \quad (1.12)$$

$$\left[\frac{N}{\rho} \right]_{зв} = f(Q_{зв}) \quad (1.13)$$

Побудова математичної моделі роботи відцентрового нагнітача проводиться за наступним алгоритмом:

Залежності 1.11, 1.12, 1.13 опишемо наступними рівняннями.

$$\varepsilon = A_0 + A_1 Q_{зв} + A_2 Q_{зв}^2 + A_3 Q_{зв}^3, \text{ для } \left[\frac{n}{n_K} \right]_{зв} = 1 \quad (1.14)$$

$$\eta_i = K_0 + K_1 Q_{зв} + K_2 Q_{зв}^2 + K_3 Q_{зв}^3 \quad (1.15)$$

$$\left[\frac{N}{\rho} \right]_{зв} = M_0 + M_1 Q_{зв} + M_2 Q_{зв}^2 + M_3 Q_{зв}^3 \quad (1.16)$$

де $A_0 \dots A_3, K_0 \dots K_3, M_0 \dots M_3$, невідомі коефіцієнти рівнянь 1.14...1.16.

Для того, щоб визначити значення даних коефіцієнтів, скористуємося зведеними характеристиками нагнітача, які надані на рис. 1.3.

Щоб визначити коефіцієнти A_0, A_1, A_2, A_3 , на залежності $\varepsilon = f(Q_{зв})$ для $\left[\frac{n}{n_K} \right]_{зв} = 1$ в координатах ε - ордината, $Q_{зв}$ - абсциса, (див. рис.1.3) по осі абсцис (зведена продуктивність нагнітача $Q_{зв}$), зафіксуємо рівномірно чотири значення зведеної продуктивності $Q_{1зв}, Q_{2зв}, Q_{3зв}, Q_{4зв}$.

Для кожного із значень зведеної продуктивності відповідно кривої $\varepsilon = f(Q_{зв})$ для $\left[\frac{n}{n_K} \right]_{зв} = 1$ визначаємо значення ступені стиснення ε .

Для цього з точки $Q_{1\text{зв}}$ перпендикулярно осі абсцис проводимо пряму лінію до перетину з кривою $\varepsilon = f(Q_{\text{зв}})$ для $\left[\frac{n}{n_H}\right]_{\text{зв}} = 1$, точка 1. З цієї точки вліво паралельно осі абсцис проводимо пряму лінію до перетину з віссю ординат ε та визначаємо ступінь стиснення ε_1 . Таку саму процедуру проводимо для зведеної продуктивності $Q_{2\text{зв}}$. Ступінь стиснення при цьому ε_2 , для $Q_{3\text{зв}}$, ε_3 , а для $Q_{4\text{зв}}$, ε_4 .

Дана процедура дає можливість скласти систему чотирьох рівнянь з чотирма невідомими, а саме:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= A_0 + A_1 Q_{1\text{зв}} + A_2 Q_{1\text{зв}}^2 + A_3 Q_{1\text{зв}}^3 \\ \varepsilon_2 &= A_0 + A_1 Q_{2\text{зв}} + A_2 Q_{2\text{зв}}^2 + A_3 Q_{2\text{зв}}^3 \\ \varepsilon_3 &= A_0 + A_1 Q_{3\text{зв}} + A_2 Q_{3\text{зв}}^2 + A_3 Q_{3\text{зв}}^3 \\ \varepsilon_4 &= A_0 + A_1 Q_{4\text{зв}} + A_2 Q_{4\text{зв}}^2 + A_3 Q_{4\text{зв}}^3\end{aligned}$$

Існує багато методів вирішення даної системи рівнянь. Як приклад для визначення коефіцієнтів $A_0 \dots A_3$, скористаємось програмним комплексом Маткад Giver Find (A_0, A_1, A_2, A_3) \rightarrow (числові значення коефіцієнтів).

Щоб перевірити коректність даного рівняння, визначають сутінь стиснення ε для інших значень $Q_{\text{зв}}$, та накладають на криву $\varepsilon = f(Q_{\text{зв}})$ для $\left[\frac{n}{n_H}\right]_{\text{зв}} = 1$.

Якщо співпадіння коректне, то рівняння (1.14) лягає в основу подальших розрахунків, якщо ні то беруть інші чотири значення $Q_{\text{зв}}$, визначають для них значення ε та повторюють вище наведену процедуру з визначення коефіцієнтів $A_0 \dots A_3$. Для опису залежності індикаторного (політропного) коефіцієнту корисної дії $\eta_i = f(Q_{\text{зв}})$, використовують рівняння (1.15), а саме:

$$\eta_i = K_0 + K_1 Q_{\text{зв}} + K_2 Q_{\text{зв}}^2 + K_3 Q_{\text{зв}}^3.$$

Коефіцієнти $K_0 \dots K_3$ визначають так, як і для залежності $\varepsilon = f(Q_{\text{зв}})$ в координатах η_i та $Q_{\text{зв}}$ з використанням програмного комплексу Маткад.

Для перевірки коректності даного рівняння (правильне визначення значень коефіцієнтів $K_0 \dots K_3$), визначають значення індикаторного (політропного)

коефіцієнту корисної дії η_i для інших значень $Q_{зв}$, та накладають на криву $\eta_i = f(Q_{зв})$ (див. рис. 2).

Якщо співпадіння коректне, то рівняння (1.5) з визначеними коефіцієнтами $K_0 \dots K_3$ лягає в основу подальших розрахунків, якщо ні то беруть інші чотири значення $Q_{зв}$, визначають для них інші значення η_i та повторюють вище наведену процедуру з визначення коефіцієнтів $K_0 \dots K_3$.

Для визначення максимального значення індикаторного коефіцієнту корисної дії η_i визначимо диференціал рівняння (1.15) по зведеній продуктивності $Q_{зв}$, отже прирівнюємо його до нуля

$$\frac{d\eta_i}{dQ_{зв}} = K_1 + 2K_2 Q_{зв} + 3K_3 Q_{зв}^2 = 0 \quad (1.17)$$

Рівняння (1.17) є квадратним рівнянням, що має два розв'язки. Один із них є максимальним значенням залежності $\eta_i = f(Q_{зв})$, тобто визначає величину зведеної продуктивності $Q_{зв\eta_i}$, при якій індикаторний (політропний) коефіцієнт корисної дії η_i приймає максимальне значення, а другий розв'язок не розглядаємо, тому що він є мінусовим або не коректним.

$$Q_{зв\eta_i} = \frac{-2K_2 + \sqrt{(2K_2)^2 - 12K_1K_3}}{6K_3} \quad (1.18)$$

Підставивши значення $Q_{зв\eta_i}$ в рівняння (1.15), отримаємо значення максимального індикаторного ККД

$$\eta_{i \max} = K_0 + K_1 Q_{зв\eta_i} + K_2 Q_{зв\eta_i}^2 + K_3 Q_{зв\eta_i}^3 \quad (1.19)$$

Для опису залежності приведеної до густини природного газу зведеної потужності $\left[\frac{N}{\rho}\right]_{зв} = f(Q_{зв})$ в координатах $\left[\frac{N}{\rho}\right]_{зв}$ та $Q_{зв}$ (див. рис. 1.3) знаходимо коефіцієнти $M_0 \dots M_3$ рівняння (1.6), тобто

$$\left[\frac{N}{\rho}\right]_{зв} = M_0 + M_1 Q_{зв} + M_2 Q_{зв}^2 + M_3 Q_{зв}^3.$$

Коефіцієнти $M_0 \dots M_3$ рівняння (1.6) знаходимо у відповідності до процедури, яка описана для залежності $\varepsilon = f(Q_{зв})$ для $\left[\frac{n}{n_H}\right]_{зв} = 1$.

Для перевірки коректності даного рівняння, визначають значення зведеної потужності $\left[\frac{N}{\rho}\right]_{зв}$ для інших значень $Q_{зв}$, та накладають на криву $\left[\frac{N}{\rho}\right]_{зв} = f(Q_{зв})$.

Якщо співпадіння коректне, то рівняння (1.6) з визначеними коефіцієнтами $M_0 \dots M_3$ лягає в основу подальших розрахунків, якщо ні то беруть інші чотири значення $Q_{зв}$, визначають для них значення $\left[\frac{N}{\rho}\right]_{зв}$ та повторюють вище наведену процедуру з визначення коефіцієнтів $M_0 \dots M_3$.

1.5. Побудова математичної моделі розрахунку режимів роботи відцентрового нагнітача типу 370-17-1.

1.5.1. Конструкція відцентрового нагнітача 370-17-1.

Відцентровий нагнітач 370-17-1 призначений для компримування газу (стиснення газу до необхідного тиску при його максимальному надлишковому значенні на виході 55 бар).

Основним елементом ВЦН є ротор, що складається з одного робочого кола, закріпленого на валу [9, 13]. Ротор розташований у бочкоподібному корпусі, що, як правило, не має горизонтального роз'єму. В даному нагнітачі (див. рис. 1.4) використовується ротор з консольним розташуванням робочого колеса. Корпус має глуху торцеву кришку та ущільнення.

Корпуси нагнітачів виконують литими, зварнолитими або зварнокованими. Останні є дорожчими, але більш надійними. Всередині корпусу розташовують статорні деталі, які забезпечують потрібну форму і розміри внутрішніх порожнин.

Всмоктувальний і напірний патрубкі кріпляться до корпусу за допомогою зварювання, фланцевих з'єднань або відливаються разом з корпусом. Для виготовлення корпусів і кришок нагнітачів зазвичай застосовують низьколеговані холодностійкі сталі. Вали ВЦН виготовляють із поковок вуглецевої або низьколегованої сталі.

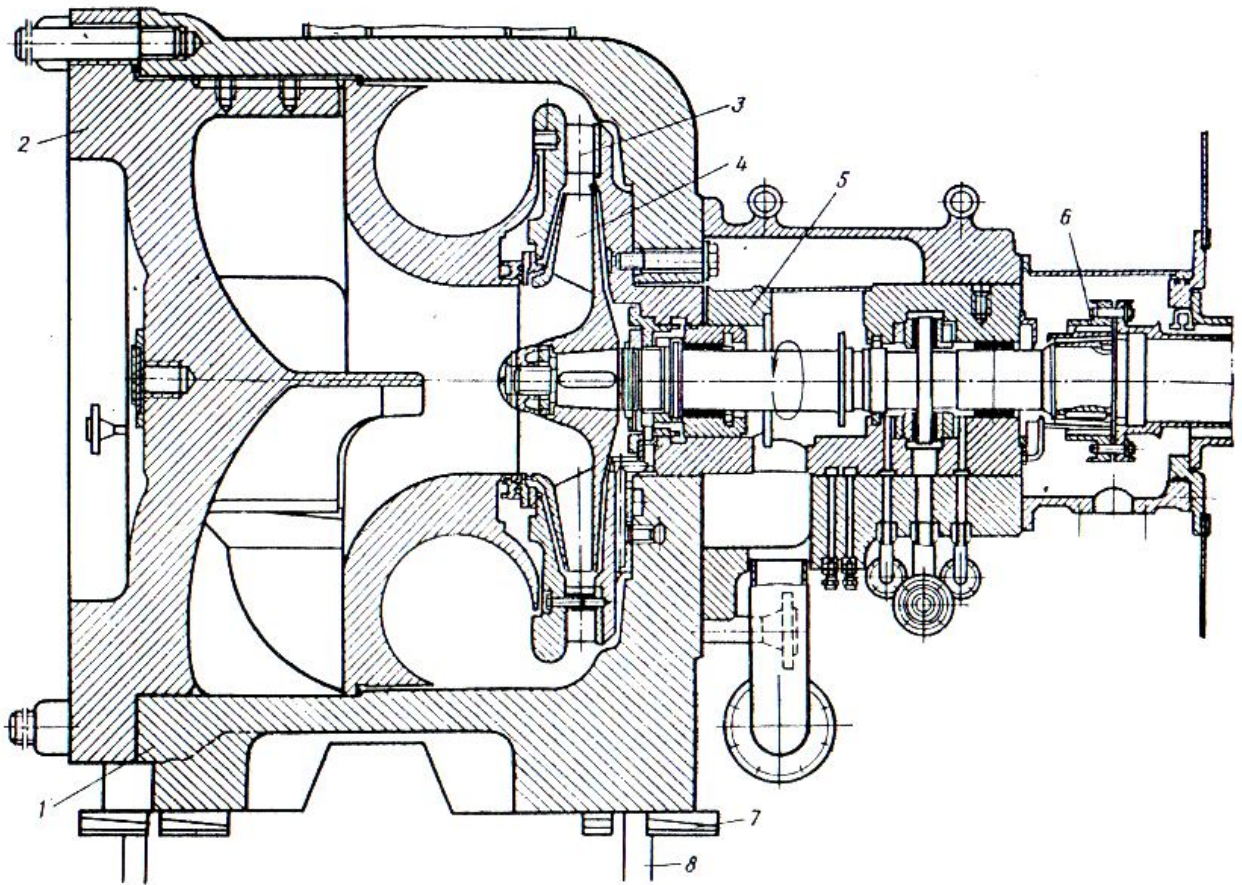


Рис. 1.4. Одноступеневий нагнітач 370-17-1:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – лопатковий дифузор; 4 – робоче колесо;
5 – гільза; 6 –зубчаста муфта; 7 – клинові прокладки; 8 – анкерні болти

Ротори з консоллю переважно виконують жорсткими, оскільки до них ставляться підвищені вимоги щодо забезпечення динамічної стійкості. Ротор нагнітача з'єднується з ротором силової турбіни за допомогою проміжного вала і двох муфт, - зубчастих або діафрагмових (напівлінзових).

Надійність роботи нагнітачів істотно залежить від конструкції і стану підшипників, які нерідко пошкоджуються в процесі експлуатації. Упорні і опорні підшипники нагнітачів сприймають знакозмінні відповідно осьові і радіальні навантаження, обмежують переміщення ротора у всіх напрямках, гасять коливання при невеликій незрівноваженості ротора.

Упорні підшипники застосовуються виключно сегментного типу з окремими упорними самоустановлювальними колодками, поверхня тертя яких заливається тонким шаром бабіту.

Матеріал колодок повинен мати високий коефіцієнт теплопровідності (бронза, червона мідь, рідше – сталь).

Як опорні застосовують підшипники ковзання також із бабітовою заливкою. У підшипниках, віддалених від робочого колеса, передбачають багатоклинові вкладиші, які сприяють гасінню коливань ротора. У багатьох конструкціях нагнітачів упорні і опорні підшипники об'єднують в один упорно-опорний підшипник.

Змащування підшипників проводиться під підвищеним тиском з метою запобігання кавітаційного закипання масла. Для зменшення протікання масла в торцевих частинах підшипників застосовують лабіринтові ущільнення з гострими гребенями.

Надійність і несуча здатність підшипників значною мірою залежать від шорсткості поверхонь тертя (поверхня гребеня, ротора), ретельної очистки масла від механічних домішок.

Слід мати на увазі, що найбільший знос поверхонь тертя підшипників має місце при запусках газоперекачувальних агрегатів, коли колодки працюють в умовах напівсухого тертя. Тому зменшення частоти запусків і зупинок не тільки свідчить про надійність агрегатів, але й сприяє її підвищенню.

У місцях виходу вала нагнітача із корпусу передбачаються ущільнення, що цілком виключають проникнення газу в приміщення компресорного цеху. Ці ущільнення називають кінцевими або зовнішніми. Для зменшення перетікання газу із зон високого у зони низького тиску всередині нагнітача встановлюють проміжні або внутрішні ущільнення.

Зовнішні ущільнення застосовують двох типів: торцеві і втулкові. В торцевих ущільненнях ущільнювальні елементи, закріплені на роторі і статорі, щільно притиснуті своїми торцевими поверхнями. Виготовляються ущільнювальні елементи (кільця) із антифрикційних матеріалів (боросиліцований графіт, графіткарбід вольфраму, бабітографітсталь тощо). Поверхні тертя деталей пари оброблені з високою точністю і мають шорсткість з порядком десятих долей мікрона. Приклад торцевого ущільнення нагнітача наведений на рис. 1.5.

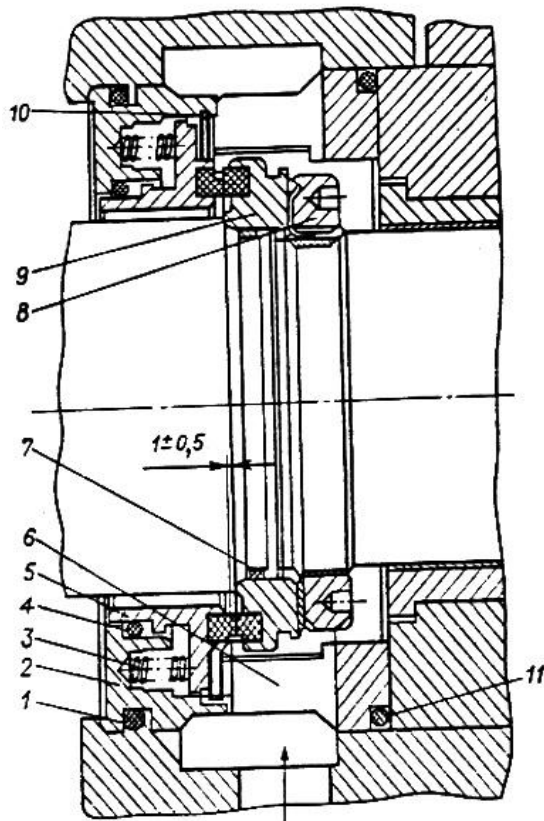


Рис. 1.5. Торцеве ущільнення нагнітача 235:

1, 4, 7, 11 – ущільнювальні шумові кільця; 2 – корпус; 3 – пружина;
5 – втулка; 6 – проставочне кільце;
8 – гайка; 9 – упорне кільце;
10 – стопорне кільце

Широко застосовуються втулкові ущільнення з плаваючими кільцями, які надані на рис. 1.6. Плаваючі кільця не з'єднані ні з ротором, ні зі статором, утримуються вони в кільцевих виточках ущільнювальної втулки і ущільнювального підшипника.

Мінімальні зазори між внутрішньою поверхнею кілець і поверхнею вала забезпечують високий ступінь ущільнення. Як у торцевих, так і втулкових ущільненнях передбачена подача масла зі сторони ущільнення, протилежної газовим порожнинам. Тиск масла перевищує тиск газу з протилежної сторони ущільнення на 0,1...0,2 МПа, що запобігає перетіканню газу крізь ущільнення.

Як внутрішнє ущільнення між рухомими деталями застосовують лабіринтові ущільнення. Щоб запобігти перетіканню масла або газу крізь зазори між нерухомими і роторними деталями ущільнень, застосовують гумові кільця і шнури.

Головним елементом відцентрового нагнітача є робоче колесо. Використовуються в нагнітачах переважно радіальні робочі колеса закритого типу із загнутими назад лопатками (рис. 1.7).

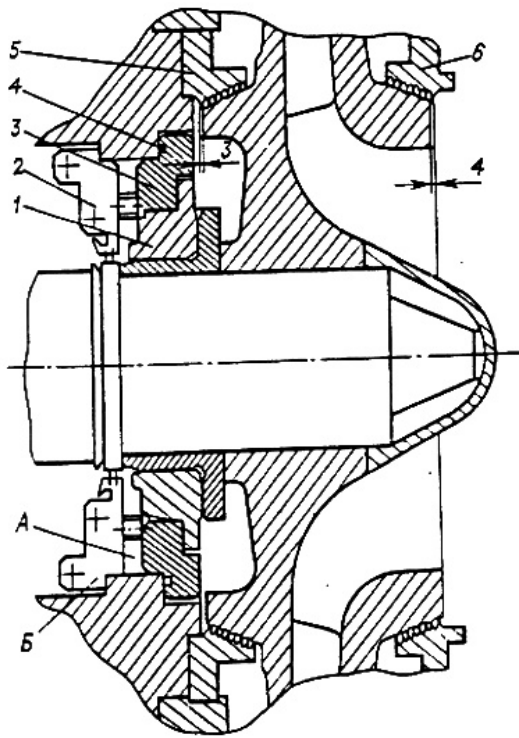


Рис. 1.6. Ущільнення нагнітача Н-16-76-1,45:

- 1 – ущільнювальна втулка;
- 2 – ущільнення з латунними вусиками;
- 3 – фланець; 4 – гумове кільце;
- 5, 6 – ущільнення лабіринтового типу

У першому випадку покриваючий диск кріпиться до лопаток за допомогою заклепок, пайки або зварювання. У другому – лопатки приварюються до основного і покриваючого диска. Перевагою другого варіанта конструкції є можливість формування аеродинамічно досконалих міжлопаткових каналів і таким чином підвищення економічності робочого колеса і нагнітача в цілому.

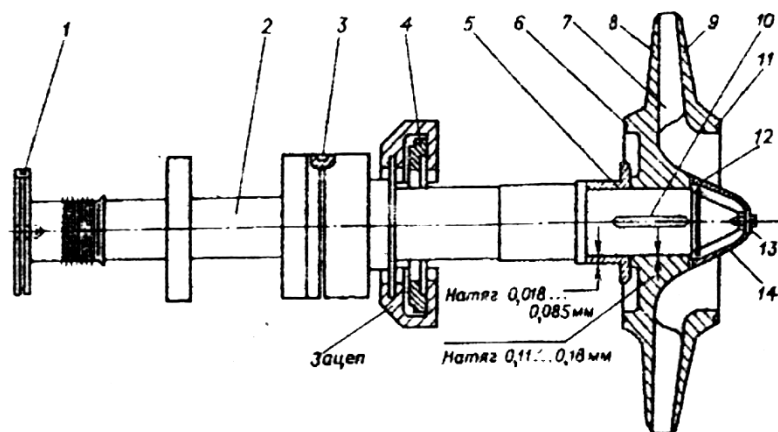


Рис. 1.7. Ротор з робочим колесом нагнітача 370-17-1.

- 1, 3, 6, 11 – балансирувальні вантажі; 2 – вал; 4 – ущільнення;
- 5 – втулка лабіринтового ущільнення; 7 – робоче колесо; 8 – основний диск;
- 9 – покриваючий диск; 10 – шпонка призматична; 12 – упорне кільце;
- 13 – кріплення обтічника; 14 – обтічник

Клепані робочі колеса виготовляють із високо тривких хромомолібденових, хромонікельмолібденових або хромомолібденванадієвих сталей у нормалізованому або загартованому стані. Для зварних коліс використовують низько- і середньо леговані сталі, що добре зварюються.

На вал робочі колеса насаджують здебільшого на гарячій насадці. Статичні напруження в елементах робочого колеса при його роботі можуть досягати межі текучості, але при цьому їх несуча спроможність зберігається. Це підтверджують розгонні випробування коліс, які проводяться при частотах обертання, що перевищують розрахункові.

Робочі колеса зазнають значних динамічних напружень у нерівномірному полі тисків, при явищах зриву потоку при нерозрахункових режимах роботи. Збурювальні сили і динамічні напруження зростають за наявності лопаткового дифузора, при збільшенні густини середовища, при резонансних явищах.

Для виключення останніх стовщують периферійні частини дисків, виконують диски у вигляді "ромашки", збільшують кількість лопаток на периферії, віддаляють вхід у дифузор від виходу з робочого колеса.

Спостерігається характерний зв'язок між втратами енергії у нагнітачі і динамічною міцністю: із зростанням втрат при зривних явищах зростає ймовірність поломок. Недостатня очистка газу від механічних часток і крапель рідини спричинює ерозійний знос робочого колеса. Для підвищення ерозійної стійкості робочого колеса застосовують плазміне напилення або нанесення інших зносостійких покриттів.

Економічність номінального і особливо часткових режимів роботи нагнітача значною мірою залежить від конструкції вхідних і вихідних пристроїв. Втрати енергії у нерухомих елементах проточної частини нагнітача досягають 10...12 % і понад, їх зниження за рахунок удосконалення вхідних і вихідних пристроїв може істотно підвищити ККД нагнітача.

Гідравлічні втрати у вхідних пристроях нагнітачів порівняно малі. Так, при бічному підводі газу у двоступінчастих нагнітачах вони становлять близько 2...3 %, в одноступінчастих – менше ніж один відсоток.

У нагнітачах з осьовим входом ці втрати дорівнюють долям відсотка. Конструкція вхідних пристроїв істотно впливає на характеристики нагнітача. Відомо, що при великих витратах нерівномірність швидкості на вході в робоче колесо знижує ККД і напір ступеня, при малих витратах зростає зона нестійкої роботи нагнітача. Для підвищення однорідності потоку на вході у двоступінчастих (а інколи і в одноступінчастих) нагнітачах застосовують направляючі апарати, що являють собою кільцевий ряд лопаток або ребер.

Із направляючого апарата потік газу надходить у конфузур, який розмиває аеродинамічні сліди лопаток на вході в робоче колесо, збільшуючи однорідність потоку. Коли нагнітач має привод з нерегульованим числом обертів, направляючі апарати застосовують для регулювання напору нагнітача. Таке регулювання може бути здійснене шляхом попередньої закрутки потоку газу на вході у робоче колесо. Якщо закрутка співпадає з направленням обертання колеса, напір і витрата падають, у протилежному разі – збільшуються. Закрутку потоку здійснюють у змінних апаратах з нерухомими направляючими лопатками або у поворотних (регульованих) апаратах. Призначенням дифузора є перетворення кінетичної енергії газу, що виходить з каналів робочого колеса, у потенціальну і зменшення закрутки потоку в напрямі обертання колеса.

У нагнітачі застосовують лопатковий дифузор, що зображений на рис. 1.8.

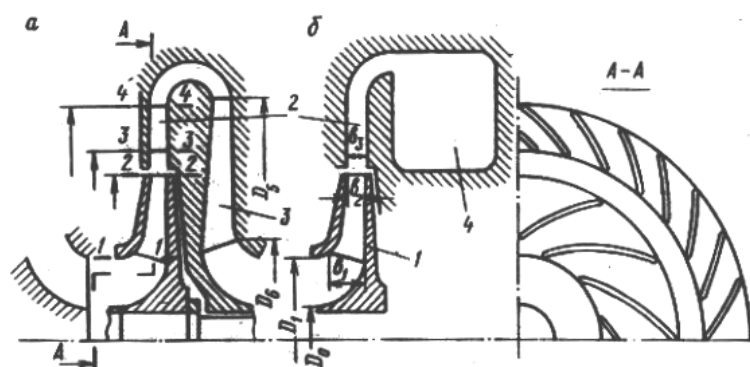


Рис. 1.8. Схема ступеня нагнітача

D_0 – діаметр маточини; D_1, D_2 – вхідний і вихідний діаметр робочого колеса; D_3, D_4 – вхідний і вихідний діаметри дифузора; D_5, D_6 – вхідний і вихідний діаметри зворотного направляючого апарата; b_1, b_2 – ширина робочого колеса на вході і виході робочого колеса; b_3 – ширина дифузора; a – проміжний ступінь; b – кінцевий ступінь
 1 – робоче колесо; 2 – дифузор; 3 – зворотний направляючий апарат; 4 – збірна камера

Лопатковий дифузор уявляє собою вінець профільних лопаток, закручених у напрямі обертів робочого колеса з кутом входу потоку 13...30°. Між лопатковим дифузором і робочим колесом є кільцевий простір, призначення якого – зменшити динамічний вплив лопаток дифузора на робоче колесо.

Лопатковий дифузор має такі розміри, відношення вихідного діаметра дифузора до вихідного діаметра робочого колеса дорівнює 1,1...1,2. Лопатковий дифузор відзначається меншими втратами на тертя і більш високим напором.

1.5.2. Математична модель розрахунку режимів роботи нагнітача 370-17-1.

Математична модель розрахунку режимів роботи нагнітача 370-17-1 побудована на основі зведених характеристик (див. рис 1.3) та методики, що представлена в 1.4 даної роботи. Для визначення коефіцієнтів в рівняннях 1.14 ... 1.16 розроблено програмне забезпечення на в середовищі Маткад.

Результати розрахунків коефіцієнтів рівнянь 1.14...1.16, що описують криві залежності степені стиснення $\varepsilon = f(Q_{зв})$ для $\left[\frac{n}{n_n}\right]_{зв} = 1$, політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_i = f(Q_{зв})$ та відносної зведеної потужності $\left[\frac{N}{P}\right]_{зв} = f(Q_{зв})$ від зведеної продуктивності наведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Значення сталих коефіцієнтів рівнянь 1.14...1.16.

Коефіцієнт	Значення
A0	0.74482530497759651423
A1	-0.00111211229058200346
A2	0.0000096815652041193183618
A3	-1.5865283685731394997e-8
K0	0.74482530497759651423
K1	-0.00111211229058200346
K2	0.0000096815652041193183618
K3	-1.5865283685731394997e-8
M0	185.016
M1	0,464
M2	0,002313
M3	-2,473e-06

Результати розрахунків залежності степені стиснення $\varepsilon = f(Q_{зв})$ для

$\left[\frac{\eta_i}{\eta_{i,зв}}\right] = 1$, політропного коефіцієнта корисної дії $\eta_i = f(Q_{зв})$ та відносної зведеної потужності $\left[\frac{N}{P}\right]_{зв} = f(Q_{зв})$ від зведеної продуктивності та безпосередньо взяті з графіка зведеної характеристики нагнітача 370-17-1 (гр.) представлені в табл. 1.4 та на рис. 1.4...1.6.

Таблиця 1.4

Розрахункові дані

Номер точки	$Q_{зв.}$	$\eta_{гр.}$	$\eta_{роз.}$	$N/P_{зв. гр.}$	$N/P_{зв. роз.}$	$\epsilon_{гр.}$	$\epsilon_{роз.}$
1	250	0,821	0,824	175	175	1,272	1.272
2	260	0,831	0,831	177	177,3	1,2725	1.271
3	270	0,837	0,838	178	179,7	1,272	1.269
4	280	0,849	0,844	180	182,2	1,2705	1.268
5	290	0,857	0,85	183	184,7	1,27	1.266
6	300	0,859	0,854	185	187,2	1,268	1.264
7	310	0,86	0,858	188	189,8	1,264	1.261
8	320	0,861	0,86	192	192,4	1,26	1.258
9	330	0,863	0,862	194	195	1,256	1.255
10	340	0,865	0,862	197	197,5	1,252	1.252
11	350	0,864	0,861	200	200	1,248	1.248
12	360	0,863	0,859	203	202,4	1,243	1.244
13	370	0,86	0,855	205	204,8	1,238	1.239
14	380	0,858	0,85	208	207,1	1,233	1.234
15	390	0,85	0,843	210	209,2	1,228	1.228
16	400	0,84	0,834	212	211,3	1,22	1.221
17	410	0,828	0,823	214	213,2	1,2113	1.214
18	420	0,811	0,81	215	215	1,205	1.207
19	430	0,798	0,795	217	216,6	1,198	1.199
20	440	0,78	0,778	219	218,1	1,189	1.19
21	450	0,76	0,759	219,5	219,3	1,18	1.18
22	460	0,739	0,738	220	220,4	1,17	1.17
23	470	0,712	0,714	221	221,2	1,16	1.159
24	480	0,688	0,687	221,5	221,8	1,15	1.147
25	490	0,66	0,658	222	222,1	1,14	1.134
26	500	0,63	0,626	222,5	222,2	1,13	1.12
27	510	0,592	0,591	223	222	1,118	1.106

Як видно із таблиці 1.4 та рис. 1.9...1.11 результати розрахунків залежності степені стиснення $\epsilon = f(Q_{зв})$ для $\left[\frac{\eta_i}{\eta_{i,зв}}\right] = 1$, політропного коефіцієнта корисної дії

$\eta_i = f(Q_{зв})$ та відносної зведеної потужності $\left[\frac{N}{\rho}\right]_{зв} = f(Q_{зв})$ від зведеної продуктивності практично співпадають, про що можна сказати, що математична модель адаптована до розрахунків режиму роботи нагнітача 370-17-1.

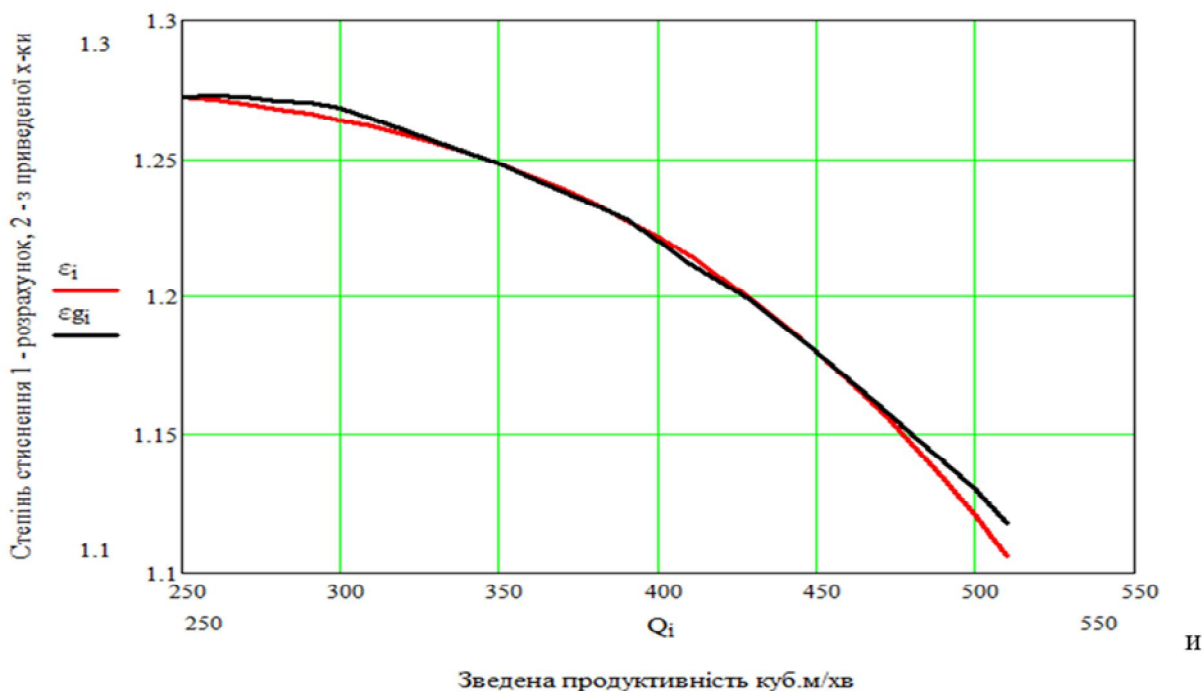


Рис. 1.9. Залежність ступеня стискування від зведеної об'ємної продуктивності

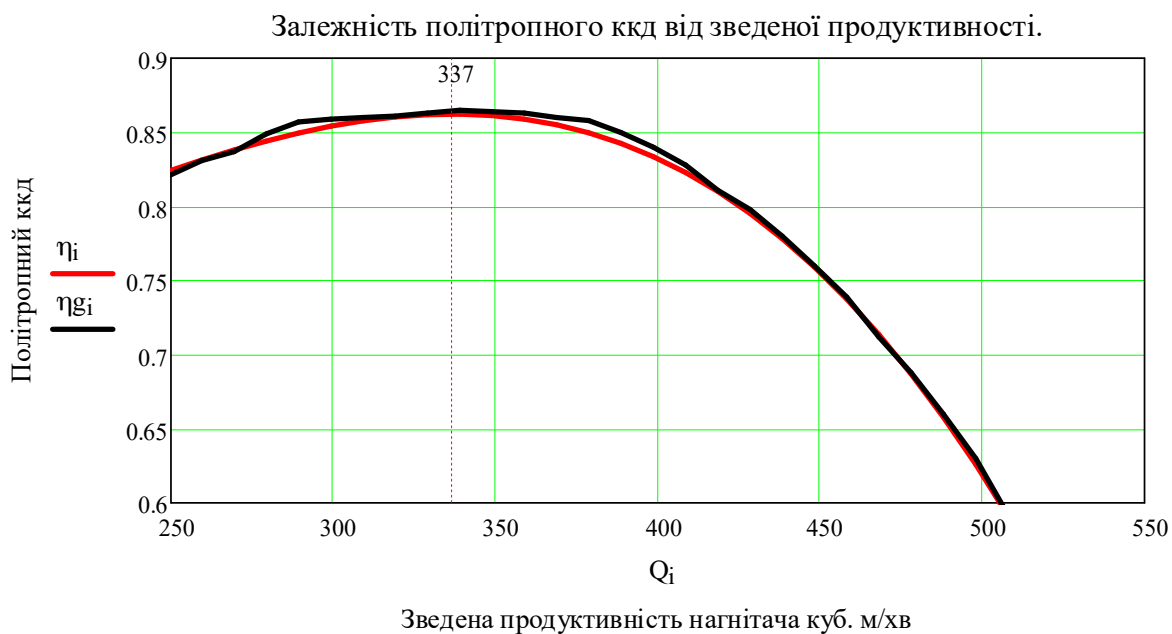


Рис. 1.10. Залежність політропічного ККД від зведеної об'ємної продуктивності

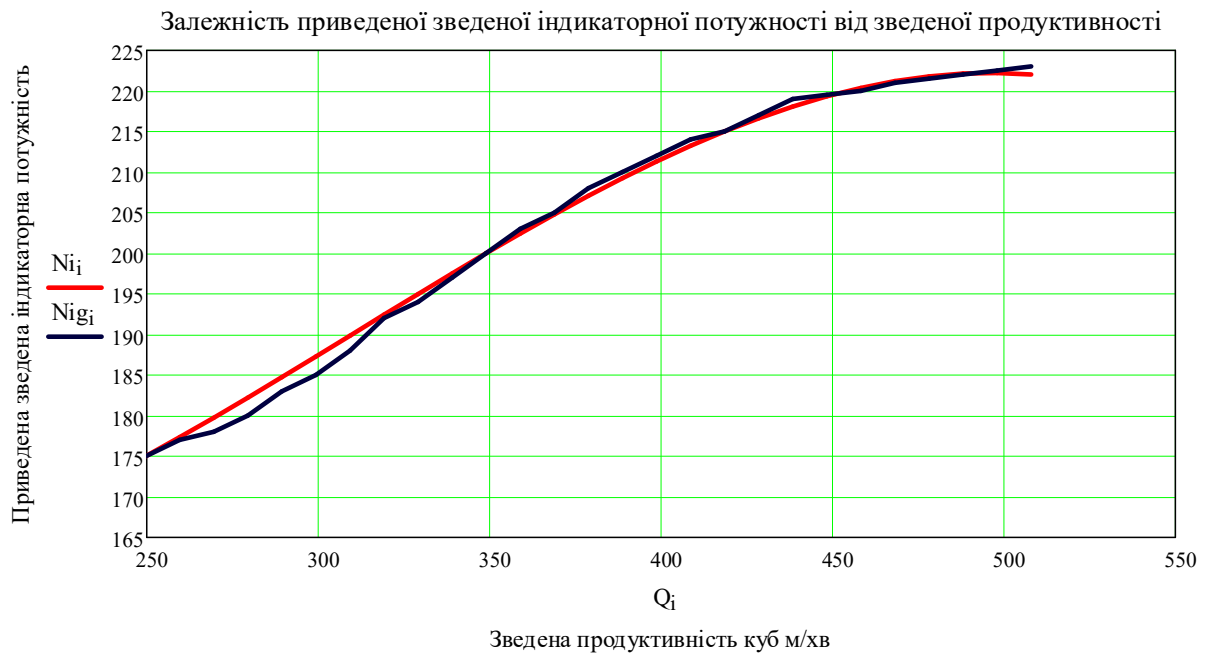


Рис. 1.11. Залежність приведеної зведеної потужності від зведеної об'ємної продуктивності

Висновки за розділом

1. Розглянуто та описано конструкцію неповнонапірного нагнітача 370-17-1. Описані основні складові елементи нагнітача та принцип їх дії.
2. Представлено методологію побудови математичної моделі нагнітача, яка базується на його зведених характеристиках.
3. Розроблена та адаптована математична модель неповнонапірного нагнітача типу 370-17-1, що дає можливість проводити розрахунки режимів роботи газотурбінної установки компресорної станції.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РЕЖИМІВ ПОСЛІДОВНОЇ РОБОТИ НЕПОВНОНАПІРНИХ НАГНІТАЧІВ

Як було вище відмічене, максимальна степінь стиснення неповнонапірного нагнітача не перевищує 1,25, що не є достатнім для ефективної роботи КС. Тому на КС з неповнонапірними нагнітачами використовується відповідна схема обв'язки нагнітачів, яка дозволяє здійснювати як паралельну роботу одного, двох, трьох ГПА, так і паралельну роботу групи агрегатів, що складається з двох або трьох послідовно працюючих ГПА (див. рис. 1.2).

Групи ГПА формуються шляхом використання «режимних» кранів (№41...49), при зміні положення яких можна здійснити будь-яку необхідну схему роботи ГПА. Для отримання необхідного ступеня стиснення в цих схемах газ після виходу з одного нагнітача відразу ж надходить на вхід іншого. Необхідна витрата газу через КС досягається роботою кількох груп ГПА [13].

2.1. Алгоритм розрахунку режимів роботи компресорної станції з неповнонапірними нагнітачами.

Технічні характеристики приводу КС та їх потужність, в основному, визначаються пропускною здатністю газопроводу. Для станцій підземного зберігання газу, де потрібні великі ступені стиснення і малі продуктивності, використовують ГМК, а також ГТУ типу «Солар» або ГПА-Ц-6,3.

Для газопроводів з великою пропускною здатністю найбільш ефективними є відцентрові нагнітачі з приводом від ГТУ або електродвигунів. Обладнання та обв'язка КС пристосовані до змінного режиму роботи газопроводу.

Кількість газу, що перекачується через КС, можна регулювати вмиканням або зупиненням кількості працюючих ГПА, зміною частоти обертання силових турбіни ГПА з газотурбінним приводом та ін. У всіх випадках прагнуть до того, щоб необхідну кількість газу транспортувати меншим числом агрегатів, що зменшує витрати паливного газу на потреби транспортування і, як наслідок, збільшує кількість доставки товарного газу газопроводом.

Регулювання пропускної здатності газопроводу шляхом вимиканням з роботи окремих КС при розрахунковій продуктивності газопроводу зазвичай не практикується через перевищення енергозатрат на компримування газу при такій схемі роботи.

Тільки у тих випадках, коли подача газу по газопроводу помітно зменшується порівняно із запланованою (влітку), окремі КС можуть бути тимчасово зупинені.

Змінний режим роботи КС призводить до зниження завантаження ГПА та, як наслідок, до перевищення витрат паливного газу через відхилення ККД ГПА від оптимального. Відтак, вкрай важливими є питання розрахунку оптимальних режимів роботи КС.

Розглянемо КС обладнану ГПА з неповнонапірними нагнітачами типу 370-17-1. Заплановано запустити групу послідовно працюючих неповнонапірних нагнітачів.

Математична модель розрахунку режимів роботи такого нагнітача відома, та описується рівняннями 1,14...1,16. також відомі значення зведених параметрів нагнітача $z_{зв}$, $R_{зв}$, $T_{зв}$, номінальні оберти нагнітача n_n , мінімальна $Q_{звmin}$ та максимальна $Q_{звmax}$ зведені витрати, манометричний тиск та температура природного газу на вході в КС – $p_{вх}$, t , прогнозна продуктивність КС – $Q_{КС1}$. Необхідно визначити тиск та температуру газу на виході із першого та другого нагнітачів групи P_n , T_n , ступінь стиснення газу ϵ , індикаторний ккд η_i , ефективну потужність нагнітача N_e , кількість працюючих груп нагнітачів $n_{наг}$, реальну продуктивність компресорної станції $Q_{КС}$, та оберти нагнітача n .

Для розв'язання даної задачі використовуємо наступний алгоритм [12]:

1. Визначаємо густину природного газу за стандартних умов.

$$\Delta = \frac{\rho_c}{\rho_n},$$

де ρ_c – густина природного газу за стандартних умов,

ρ_n – густина повітря за стандартних умов. $\rho_n = 1,205 \text{ кг/м}^3$.

$$\rho_c = \Delta * \rho_n.$$

2. Визначаємо молекулярну масу природного газу за нормальних умов
 $T_n = 273,15 \text{ K}$

$$\mu = \rho_c \frac{T_c}{T_n} * 22,4.$$

3. Визначаємо газову сталу природного газу

$$R = \frac{8314,46}{\mu}.$$

4. Визначаємо абсолютний тиск на вході в компресорну станцію

$$P_{вх} = p_{вх} + P_0 = 51 + 1,013 = 52,013 \text{ бар}$$

де P_0 - барометричний (атмосферний) тиск.

5. Визначаємо абсолютну температуру на вході в компресорну станцію

$$T_{вх} = t + 273,15.$$

6. Визначаємо коефіцієнт стиснення газу за умов всмоктування

$$z_{вх} = 1 - 5,39 * 10^5 \frac{P_{вх} * \Delta^{1,2}}{T_{вх}^{2,2}}.$$

7. Визначаємо густину природного газу за умов всмоктування, прийнявши, що тиск стандартних умов $P_c = 1,01325 \text{ бар}$, а температура $T_c = 293,15 \text{ K}$.

$$\rho_{вх} = \rho_c * \frac{P_{вх} * T_c}{z * T_{вх} * P_c}.$$

8. Переводимо комерційну продуктивність компресорної станції за стандартних умов з млн. $\text{м}^3/\text{добу}$ в $\text{м}^3/\text{хв}$

$$Q_{хв} = Q_{ккл} * \frac{10^6}{24 * 60}.$$

9. Визначаємо продуктивність компресорної станції за умов параметрів входу природного газу в компресорний цех

$$Q_{вх} = \frac{\rho_c * Q_{хв}}{\rho_{вх}}.$$

10. Визначаємо зведену продуктивність компресорної станції за умов параметрів входу природного газу в компресорний цех.

$$Q_{зв} = Q_{вх} \sqrt{\frac{z_{зв} R_{зв} T_{зв}}{z_{вх} R T_{вх}}}$$

11. Визначаємо величину зведеної оптимальної продуктивності нагнітача при максимальному значенні індикаторного ККД

$$Q_{зв\eta_i} = \frac{-2K_2 + \sqrt{(2K_2)^2 - 12K_1K_2}}{6K_2}$$

12. Визначаємо можливу кількість груп газоперекачувальних агрегатів для забезпечення заданої продуктивності КС

$$n_M = \frac{Q_{зв}}{Q_{зв\eta_i}}$$

13. Заокруглюємо кількість груп до найближчого цілого числа n_H

14. Уточнюємо зведену номінальну продуктивність нагнітача

$$Q_{звн} = \frac{Q_{зв}}{n_H}$$

15. З рівняння 1.14, що описує залежність ступеня стиснення від зведеної витрати, визначаємо номінальну величину ступені стиснення нагнітача ϵ_n при зведених відносних обертах $\left[\frac{n}{n_H}\right]_{зв} = 1$.

16. Визначаємо величину тиску на виході із нагнітача

$$P_H = P_{вх} * \epsilon_n .$$

Якщо тиск на виході із нагнітача P_H значно більший максимально допустимого $P_{H\max} = 56$ або 76 бар, що не допустимо по системі захисту ГТУ, тобто не виконується умова.

$$P_H < P_{H\max} \quad (2.1)$$

Для пониження тиску на виході із нагнітача, зменшуємо оберти приводу, що автоматично приводить до зменшення обертів ротора нагнітача. При цьому змінюється ступінь стиснення ϵ , величина якої, виходячи із умови рівності політропної роботи нагнітача описується залежністю.

$$\frac{\epsilon^{\frac{k-1}{k\eta_i}} - 1}{\epsilon_n^{\frac{k-1}{k\eta_i}} - 1} = \left[\frac{n}{n_H}\right]_{зв}^2 \quad (2.2)$$

Також, відповідно критерію подібності, який розглядався раніше відомо, що зміна обертів ротора нагнітача приводить до зміни продуктивності, що описується залежністю.

$$\frac{Q_{звн}}{Q_{зв}} = \left[\frac{n}{n_H}\right]_{зв} \quad (2.3)$$

Алгоритм розв'язку поставленої задачі при виконанні умови (1) продовжується наступним чином.

1. При необхідності, якщо не встановлено в умові завдання, визначаємо показник адіабати для заданого компонентного складу природного газу k .

2. Задаємо нове значення відносних обертів ротора нагнітача $\left[\frac{n}{n_n}\right]_{зв}$.

3. Визначаємо зведену номінальну продуктивність нагнітача для нових обертів

$$Q_{звн} = \frac{Q_{зв}}{n_n * \left[\frac{n}{n_n}\right]_{зв}}$$

та перевіряємо робочу зону нагнітача по зведеній продуктивності, щоб вона була в межах від 1,1 $Q_{зв \min}$ (зона помпажу) до $Q_{зв \max}$.

4. Визначаємо номінальне значення ступеня стиснення для нових обертів ε_n .

5. З рівняння 1.15, що описує залежність індикаторного ККД від зведеної витрати, визначаємо індикаторний коефіцієнт корисної дії η_{in} для номінальної зведеної витрати $Q_{звн}$.

6. Відповідно залежності (2.3), визначаємо нове значення зведеної витрати нагнітача

$$Q1_{зв} = Q_{звн} \left[\frac{n}{n_n}\right]_{зв}$$

7. Визначаємо індикаторний η_i коефіцієнт корисної дії для зведеної витрати $Q1_{звн}$.

8. Відповідно залежності (2.2), визначаємо нове значення ступені стиснення нагнітача для заданих обертів ротора.

$$\varepsilon = \left[1 + \left[\frac{n}{n_n}\right]_{зв}^2 \left(\varepsilon_n^{\frac{k-1}{k\eta_{in}}} - 1 \right) \right]^{\frac{k\eta_i}{k-1}} \quad (1.4)$$

9. Для нового значення ступені стиснення, визначаємо величину тиску на виході із нагнітача.

$$P_n = P_{вх} * \varepsilon$$

Якщо тиск на виході із нагнітача P_H менший максимально допустимого $P_{H\max}$ що допустимо по системі захисту ГТУ. Умова (1) виконана.

10. З рівняння 1.16, що описує залежність зведеної потужності на одиницю густини від зведеної витрати, визначаємо $\left[\frac{N}{\rho}\right]_{ЗВ}$ для зведеної витрати $Q1_{ЗВН}$.

11. Визначаємо необхідну величину потужності нагнітача

$$N_H = \rho_{ВК} \left[\frac{N}{\rho}\right]_{ЗВ} \left[\frac{n}{n_H}\right]^3.$$

12. Визначаємо необхідне значення потужності двигуна, враховуючи, що з практики експлуатації ГТУ, втрати потужності на муфті N_M , що з'єднує вал приводу з валом нагнітача знаходяться в межах 100...600 кВт. Для ГПА втрати потужності на муфті приблизно становлять 500 кВт.

$$N_d = N_H + N_M.$$

13. Потужність, яку повинен розвинути двигун для забезпечення відповідного режиму роботи нагнітача повинна бути меншою номінальної потужності N_{max} ,

$$N_d < N_{max}, \quad (2.5)$$

можна переходити до визначення величини наступних параметрів. В протилежному випадку необхідно зменшувати оберти двигуна (оберти ротора нагнітача) та проводити розрахунки позицій алгоритму 20...27 до тих пір, поки не виконається умова (2.5).

14. Визначасмо реальну, за умов всмоктування, продуктивність нагнітача в $m^3/xв$.

$$Q1_H = \frac{Q1_{ЗВН}}{\sqrt{\frac{Z_{ЗВ} R_{ЗВ} T_{ЗВ}}{Z_{ВК} R T_{ВК}}}}$$

15. Визначаємо продуктивність нагнітача за стандартних умов в $m^3/xв$.

$$Q_{H\text{ ст}} = \frac{Q1_H \rho_{ВК}}{\rho_c}.$$

16. Визначаємо продуктивність за стандартних умов компресорного цеху в $m^3/xв$.

$$Q_{КСХВ} = Q_{H\text{ ст}} n_H.$$

17. Визначаємо комерційну продуктивність компресорної станції в млн.м³/добу.

$$Q_{\text{КС}} = Q_{\text{КСХВ}} \frac{24 \cdot 60}{10^6}.$$

Прогнозна комерційна продуктивність компресорної станції не повинна відрізняється від реальної величини:

$$\Delta Q_{\text{КС}} = Q_{\text{КС1}} - Q_{\text{КС}} = 0.$$

Умови виконані.

18. Реальні приведені оберти ротора нагнітача рівні зведеним, $\frac{n}{n_{\text{н}}} = \left[\frac{n}{n_{\text{н}}} \right]_{\text{ЗБ}}$, визначаємо оберти ротора нагнітача.

$$n = \frac{n}{n_{\text{н}}} n_{\text{н}}.$$

19. Визначаємо температуру газу на виході з нагнітача

$$T_{\text{н}} = T_{\text{вх}} * \varepsilon^{\frac{k-1}{k \eta_{\text{н}}}}$$

Розрахунок режиму роботи першого нагнітача групи закінчено, та переходимо до розрахунку другого нагнітача групи, приймаючи що тиск та температура на вході другого нагнітача рівні тиску та температурі природного газу на виході з першого нагнітача з врахуванням втрат тиску в обв'язці першого і другого нагнітачів. Величина втрат тиску приблизно становить 0,5 бара. Розрахунок проводимо, починаючи з пункту 7.

На основі вказаного алгоритму розрахунку режимів послідовної роботи неповнонапірних нагнітачів розроблено програмне забезпечення в середовищі Маткад.

Висновки за розділом

1. Розроблено методологію розрахунку режиму роботи компресорної станції з стаціонарними приводами та неповнонапірними нагнітачами.

2. На основі вказаного алгоритму розрахунку режимів послідовної роботи неповнонапірних нагнітачів розроблено програмне забезпечення в середовищі Маткад.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ НЕПОВНОНАПІРНИХ ГПА

Зазвичай на КС встановлені однотипні ГПА для проведення процесу перекачування газу, які працюють в групах послідовно, оскільки на них встановлені неповнонапірні нагнітачі. Режими роботи даних ГПА можуть, як суттєво відрізнятися один від одного, так і бути близькими один до одного.

Метою даного дослідження є визначення оптимального перерозподілу потоків газу між даними ГПА, а також критеріїв оптимальної послідовної роботи групи з двох неповнонапірних.

Для цього розглянемо роботу ГПА 750-6, оснащену стаціонарним приводом потужністю 6000 кВт та нагнітачем 370-17-1.

Основні технічні характеристики ГПА 750-6.

Привод:

- Номінальна потужність при 15 °С навколишнього середовища та барометричного тиску 1,013250 бар, кВт 6000;
- Коефіцієнт корисної дії ГТУ, % 27;
- Питома витрата палива, м³/кВт 0,386;
- Абсолютний тиск паливного газу, бар 9;
- Частота обертання турбіни високого тиску, об/хв 5200;
- Частота обертання силової турбіни, об/хв 5300;
- Діапазон зміни частоти обертання силового валу, об/хв 3800...5600;
- Температура робочого тіла перед ТВТ, °С 750;
- Опір всмоктувального тракту, бар 0,005;
- Число ступенів компресора 12;
- Степінь підвищення тиску компресора 1,6;
- Витрата повітря через компресор, кг/год 200000;
- Абсолютний тиск пускового газу, бар 9;
- Витрата пускового газу на один пуск ГТУ, кг 3000;
- Час запуску ГТУ в роботу, хв 35.

Нагнітач:

- Тип відцентрового нагнітача 370-17-1;
- Номінальна продуктивність нагнітача при температурі 20 °С та барометричного тиску 1,013250 бар, млн м³/добу 19,8;
- Номінальна частота обертання ротора нагнітача, об/хв 5300;
- Абсолютний номінальний тиск природного газу при виході із нагнітача (кран №2), бар 56;
- Степінь стиснення нагнітача 1,25;
- Політропний коефіцієнт корисної дії нагнітача, % 86;
- Число робочих коліс 1;
- Діаметр робочого колеса, мм 845;
- Тип оливи ТКП 22;
- Об'єм масляної системи, м³ 8,0.

3.1. Дослідження режимів роботи неповнонапірних ГПА з метою розробки енергоощадних параметрів їх роботи

Змоделюємо роботу об'єднаних двох ГПА неповнонапірними нагнітачами, які за допомогою обв'язки (див. рис. 1.2) утворюють групу із послідовно встановленими нагнітачами.

На базі розробленого програмного забезпечення в середовищі Маткад визначимо параметри режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів при сталій їх продуктивності, змінюючи режим завантаження першого нагнітача і відповідно режим завантаження другого нагнітача.

3.1.1. Розрахунок фізичних та термодинамічних властивостей природного газу.

Розрахунок фізичних та термодинамічних властивостей природного газу проводимо на основі об'ємних долей компонентів (див. табл. 1) за допомогою розробленого програмного забезпечення в середовищі Маткад.

Результати розрахунку фізичних та термодинамічних розрахунків приведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.1

Компонентний склад природного газу в об'ємних та масових долях

№ п.п.	Назва компоненти	Формула	Об'ємна доля, %	Масова доля, %
1	метан	CH ₄	93	88,6
2	етан	C ₂ H ₆	2,7	4,7
3	пропан	C ₃ H ₈	1,0	2,6
4	бутан	C ₄ H ₁₀	0,2	0,7
5	азот	N ₂	2,6	4,2
6	діоксид вуглецю	CO ₂	0,5	1,3

Таблиця 3.2

Фізичні та термодинамічні властивості природного газу.

№ п.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Молекулярна маса	кіломоль	17,238
2	Густина за нормальних умов	кг/м ³	0,77
3	Густина за стандартних умов	кг/м ³	0,717
4	Відносна густина по повітрю		0,595
5	Вища теплота згоряння	МДж/м ³	37,346
7	Газова стала	Дж/кг*К	482,32
8	Ізобарна теплоємність	Дж/кг*К	2213,409
9	Ізохорна теплоємність	Дж/кг*К	1630,089
10	Коефіцієнт адіабати		1,296

3.1.2. Дослідження режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів.

Дослідження проводимо на розробленого програмного забезпечення в середовищі Маткад з врахування математичної моделі нагнітача 370-17-1 при наступних початкових даних, приведених в табл. 3.3.

В процесі розрахунку визначимо кількість груп нагнітачів, параметри режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів при сталій їх продуктивності, змінюючи режим завантаження першого нагнітача

(відносні зведені оберти ротора нагнітача) і відповідно режим завантаження другого нагнітача, а саме:

- Зведену продуктивність за умов всмоктування першого та другого нагнітача групи;
- Зведені відносні оберти першого та другого нагнітача групи;
- Віддаленість від зони помпажу першого та другого нагнітача групи;
- Степінь стиснення першого та другого нагнітача групи;
- Індикаторний коефіцієнт корисної дії першого та другого нагнітача групи;
- Абсолютний тиск та температуру газу на виході першого нагнітача групи;
- Абсолютний тиск та температуру газу на вході та виході другого нагнітача групи;
- Необхідну потужність приводів першого та другого нагнітача групи;
- Реальні оберти ротора першого та другого нагнітача групи;
- Витрати паливного газу.

Таблиця 3.3

Вихідні дані для розрахунку режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів

№ п.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Продуктивність КС	млн.м ³ /доб	38
2	Надлишковий тиск на вході в перший нагнітач групи	бар	36,6
3	Абсолютна температура на вході в перший нагнітач	К	289,15
4	Втрати тиску між першим та другим нагнітачами	бар	0,5
5	Питома витрата паливного газу	м ³ /кВт	0,386
6	Абсолютний тиск на вході з другого нагнітача групи	бар	54,5

Результати розрахунку показали, що для транспортування природного газу з заданою продуктивністю.

Необхідно задіяти чотири ГПА, об'єднавши їх в дві групи з послідовною роботою двох неповнонапірних нагнітачів.

Решту параметрів розрахунку приведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Результати розрахунку режимів роботи групи
послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів

№ п.п	Параметр	Розмірність	1-й нагнітач	2-й нагнітач
<i>Відносні зведені оберти ротора першого нагнітача групи 0,997</i>				
1	Відносні зведені оберти		0,997	0,9264
2	Зведена продуктивність	м ³ /хв	337,019	280,42
3	Віддаленість від зони помпажу	%	18,402	1,933
4	Степінь стиснення		1,251	1,22
5	Індикаторний ККД		0,862	0,844
6	Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача	бар	45,176	54,5
7	Температура газу на виході із нагнітача	К	306,812	323,751
8	Необхідна потужність приводу	кВт	5999,312	5705,928
9	Оберти ротора нагнітача	об/хв	5296,348	5065,821
10	Витрата паливного газу	м ³ /год	2315,734	2202,488
<i>Відносні зведені оберти ротора першого нагнітача групи 0,99</i>				
1	Відносні зведені оберти		0,99	0,9264
2	Зведена продуктивність	м ³ /хв	337,019	280,42
3	Віддаленість від зони помпажу	%	18,402	1,933
4	Степінь стиснення		1,246	1,22
5	Індикаторний ККД		0,862	0,844
6	Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача	бар	45,009	54,5
7	Температура газу на виході із нагнітача	К	306,51	323,751
8	Необхідна потужність приводу	кВт	5884,29	5705,928
9	Оберти ротора нагнітача	об/хв	5259,162	5065,821
10	Витрата паливного газу	м ³ /год	2271,336	2202,488

Продовження табл. 3.4

№ п.п	Параметр	Розмірність	1-й нагнітач	2-й нагнітач
<i>Відносні зведені оберти ротора першого нагнітача групи 0,98</i>				
1	Відносні зведені оберти		0,98	0,945
2	Зведена продуктивність	м ³ /хв	337,019	282,656
3	Віддаленість від зони помпажу	%	18,402	2,708
4	Степінь стиснення		1,24	1,231
5	Індикаторний ККД		0,862	0,846
6	Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача	бар	44,773	54,5
7	Температура газу на виході із нагнітача	К	306,083	323,49
8	Необхідна потужність приводу	кВт	5422,772	5686,469
9	Оберти ротора нагнітача	об/хв	5206,039	5161,656
10	Витрата паливного газу	м ³ /год	2093,19	2194,977
<i>Відносні зведені оберти ротора першого нагнітача групи 0,97</i>				
1	Відносні зведені оберти		0,97	0,956
2	Зведена продуктивність	м ³ /хв	337,019	283,96
3	Віддаленість від зони помпажу	%	18,402	3,155
4	Степінь стиснення		1,233	1,238
5	Індикаторний ККД		0,862	0,846
6	Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача	бар	44,54	54,5
7	Температура газу на виході із нагнітача	К	305,662	323,747
8	Необхідна потужність приводу	кВт	5264,517	5849,769
9	Оберти ротора нагнітача	об/хв	5152,916	5216,112
10	Витрата паливного газу	м ³ /год	2032,104	2258,011

№ п.п	Параметр	Розмірність	1-й нагнітач	2-й нагнітач
<i>Відносні зведені оберти ротора першого нагнітача групи 0,96</i>				
1	Відносні зведені оберти		0,98	0,945
2	Зведена продуктивність	м ³ /хв	337,019	282,656
3	Віддаленість від зони помпажу	%	18,402	2,708
4	Степінь стиснення		1,24	1,231
5	Індикаторний ККД		0,862	0,846
6	Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача	бар	44,773	54,5
7	Температура газу на виході із нагнітача	К	306,083	323,49
8	Необхідна потужність приводу	кВт	5422,772	5686,469
9	Оберти ротора нагнітача	об/хв	5206,039	5161,656
10	Витрата паливного газу	м ³ /год	2093,19	2194,977
<i>Відносні зведені оберти ротора першого нагнітача групи 0,95</i>				
1	Відносні зведені оберти		0,95	0,967
2	Зведена продуктивність	м ³ /хв	337,019	286,546
3	Віддаленість від зони помпажу	%	18,02	4,029
4	Степінь стиснення		1,221	1,244
5	Індикаторний ККД		0,862	0,848
6	Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача	бар	44,086	54,227
7	Температура газу на виході із нагнітача	К	304,833	323,305
8	Необхідна потужність приводу	кВт	4957,663	5999,894
9	Оберти ротора нагнітача	об/хв	5046,67	5269,309
10	Витрата паливного газу	м ³ /год	1913,658	2315,959

3.1.3. Аналіз результатів дослідження режимів роботи групи послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів.

Аналіз результатів розрахунку режимів роботи групи неповнонапірних нагнітачів показує, що з значним підвищенням тиску природного газу на вході в другий нагнітач, його зведена продуктивність за умов всмоктування значно зменшується. Це приводить до зсуву робочих режимів другого нагнітача в зону помпажу. Так при зведених відносних обертах першого нагнітача 0,997, його робоча точка залежності $\varepsilon = f(Q_{зв})$ віддалена на 18,402 %, а робоча точка другого нагнітача віддалена всього на 1,933 %.

Віддалення робочої точки від зони помпажу можливе за рахунок збільшення продуктивності групи нагнітачів, що не передбачено умовою поставленої задачі, або за рахунок збільшення обертів ротора другого нагнітача.

Це приведе до підвищення тиску нагнітання природного газу, що обмежено умовою задачі. Тому залишається тільки варіант зменшення обертів першого нагнітача групи, що приведе до збільшення зведеної продуктивності за умов всмоктування другого нагнітача.

Так при зниженні відносних зведених обертів першого нагнітача до 0,96, для забезпечення заданого тиску нагнітання 54,5 бар, зведені відносні оберти ротора другого нагнітача збільшаться до 0,965. При цьому потужність приводу другого нагнітача групи зростає до максимально допустимого значення 6000 кВт.

Подальше зменшення обертів ротора першого нагнітача не дасть можливості забезпечити заданий тиск нагнітання КС. Отже, як стверджує огляд літературних джерел, оптимальним критерієм роботи, з точки зору енергоощадної технології, є той режим двоступеневого нагнітання газу, при якому перший ступінь завантажений на максимально можливий режим а другий ступінь - є дожимним, тобто завантажений мінімально, а сам процес з метою забезпечення необхідних технологічних параметрів роботи КЦ загалом є хибним. Тому вибір режиму послідовної роботи неповнонапірних нагнітачів є досить прагматичним, потребує великого обсягу розрахунків для ефективного використання обладнання та ресурсів, і, що саме головне, не увійти в зону помпажу.

Для цього мною запропонована методика визначення оптимального значення зведених відносних обертів першого нагнітача групи шляхом введення поняття відносної до номінального значення потужності приводу першого та другого нагнітача, а саме:

$$\delta N = \frac{N_{\text{необх}}}{N_{\text{ном}}} \quad 3.1$$

де $N_{\text{необх}}$ - необхідна потужність приводу для забезпечення заданого режиму нагнітача;

$N_{\text{ном}}$ – номінальне значення приводу нагнітача.

У відповідності до даних розрахунку режимів послідовної роботи групи неповнонапірних нагнітачів (див. табл. 3.4) визначимо відносне значення потужності приводів групи нагнітачів в залежності від зведених приведених обертів першого нагнітача групи.

Результати розрахунку приведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Відносні значення потужності приводів групи нагнітачів
в залежності від зведених обертів першого нагнітача

№ п.п	Відносні зведені оберти 1 нагнітача	Відносне значення потужності	
		Привод 1-го нагнітача	Привод 2-го нагнітача
1	1,0	1,0	0,951
2	0,99	0,981	0,97
3	0,98	0,904	0,948
4	0,97	0,877	0,975
5	0,96	0,852	1,0
6	0,95	0,826	1,0

На основі визначених значень відносної потужності приводів першого та другого нагнітачів побудуємо графіки залежності $\delta N = f(nl_{36})$ для першого (червона лінія) та другого (синя лінія) приводу групи нагнітачів (див. рис. 3.1).

З рисунка видно, що дані лінії перетинаються при відносних зведених обертах першого нагнітача $n_{l_{36}} = 0,9883$, що дає можливість стверджувати наступне. При даних відносних обертах першого нагнітача робота групи для

заданої продуктивності буде оптимальна. Необхідна потужність приводів першого та другого нагнітачів при цьому повинні бути однаковими.

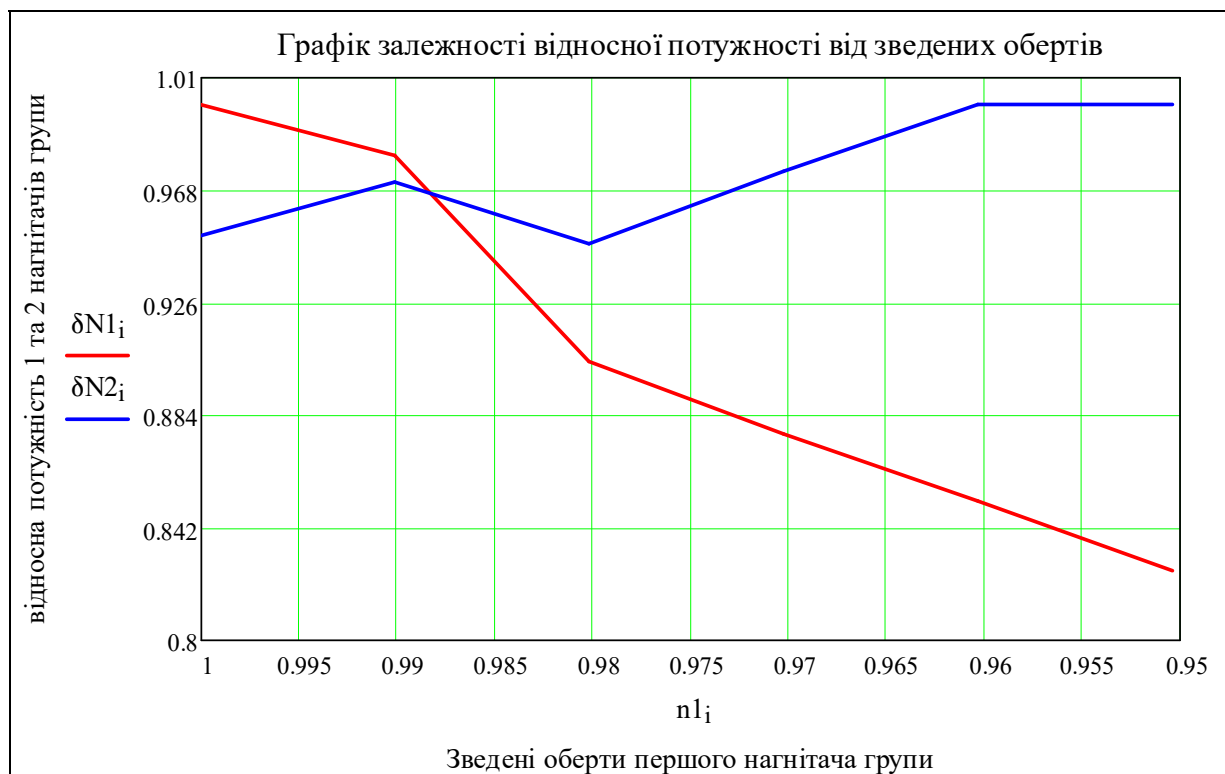


Рис. 3.1 Залежність відносної потужності від зведених обертів першого нагнітача

Визначивши величину оптимального значення зведених обертів першого нагнітача, по запропонованій методиці визначаємо режими роботи першого та другого нагнітача групи для заданих вхідних параметрів роботи КС (див. табл. 3.3). Результати розрахунку приведені в табл. 3.6.

Результати розрахунку показали, що необхідна потужність приводу першого нагнітача рівна 5556,6 кВт, а другого приводу нагнітачів 5549,739 кВт, що є практично однаковими. Це дає можливість проводити експлуатацію ГТП КС в однакових умовах, оптимізувати витрату паливного газу та забезпечити виконання поставлених задач з транспортування природного газу МГ.

Таблиця 3.6

Результати розрахунку режимів роботи групи
 послідовно об'єднаних двох неповнонапірних нагнітачів

№ п.п	Параметр	Розмірність	1-й нагнітач	2-й нагнітач
<i>Відносні зведені оберти ротора першого нагнітача групи 0,9883</i>				
1	Відносні зведені оберти		0,997	0,9364
2	Зведена продуктивність	м ³ /хв	337,019	281,567
3	Віддаленість від зони помпажу	%	18,402	2,332
4	Степінь стиснення		1,251	1,22
5	Індикаторний ККД		0,862	0,845
6	Абсолютний тиск газу на виході із нагнітача	бар	45,176	54,5
7	Температура газу на виході із нагнітача	К	306,812	323,75
8	Необхідна потужність приводу	кВт	5556,6	5549,739
9	Оберти ротора нагнітача	об/хв	5250,131	5115,325
10	Витрата паливного газу	м ³ /Год	2144,848	2142,199

Висновки за розділом

1. Змодельована робота двох об'єднаних ГПА з неповнонапірними нагнітачами, які за допомогою обв'язки утворюють групу із послідовним їх встановленням.

2. На базі розробленого програмного забезпечення в середовищі Matcad визначено параметри режимів роботи групи двох послідовно об'єднаних неповнонапірних нагнітачів при їх сталій продуктивності шляхом змінення режиму завантаження першого нагнітача і, відповідно, режиму завантаження другого нагнітача.

3. За компонентним складом визначено фізичні властивості природного газу та представлені результати розрахунку режимів роботи групи двох послідовно об'єднаних неповнонапірних нагнітачів.

4. На основі аналізу розрахунку режимів роботи групи із послідовно встановленими нагнітачами запропонована методика визначення оптимального значення зведених відносних обертів першого нагнітача групи.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Правові та організаційні основи охорони праці в Україні

Поняття «охорона праці» визначено статтею 1 Закону України «Про охорону праці». Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі праці [14-19].

Головною метою охорони праці є створення на кожному робочому місці безпечних умов праці, безпечної експлуатації обладнання, зменшення або повна нейтралізація дії шкідливих і небезпечних виробничих факторів на організм людини і, як наслідок, зниження виробничого травматизму та професійних захворювань.

Законодавство України про охорони праці являє собою систему взаємозв'язаних нормативних актів, що регулюють відносини у галузі реалізації державної політики щодо правових, соціально-економічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Воно складається із загальних законів України та спеціальних законодавчих актів. Загальними законами України, що визначають основні положення з охорони праці, є Конституція України, Кодекс законів про працю України та Закон України «Про охорону праці» [20]. У 2025 році частина друга статті 31 цього Закону України використана у порядку та розмірах, встановлених Кабінетом Міністрів України, згідно із Законом № 4059-ІХ від 19.11.2024.

Крім законодавчих актів України, правові відносини у сфері охорони праці регулюються підзаконними нормативними актами: указами і розпорядженнями Президента України, рішеннями уряду України, нормативними актами міністерств та інших центральних органів державної виконавчої влади.

Вимогам нормативних актів з про охорони праці мають відповідати:

- умови праці на кожному робочому місці;
- безпека технологічних процесів, машин, механізмів, обладнання й інших засобів виробництва;

- стан засобів колективного та індивідуального захисту;
- санітарно-побутові умови.

Згідно із Законом прийняття нових, перегляд і скасування державних міжгалузевих та галузевих нормативних актів про охорону праці проводяться органами державного нагляду за охороною праці за участю інших державних органів. Державні міжгалузеві та галузеві нормативні акти про охорону праці переглядаються в міру впровадження досягнень науки і техніки, що сприяють поліпшенню безпеки, гігієни праці та виробничого середовища, але не рідше одного разу на десять років.

4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час роботи газоперекачувального агрегату

В якості об'єкту охорони праці обрано КЦ КС, суб'єкту – машиніста компресорної установки. Основними фізичними небезпечними та шкідливими виробничими факторами, що впливають на машиніста під час експлуатації газоперекачувального агрегату відповідно до наказу Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду від 27.01.2010 №11. Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 19 квітня 2010 р. за N 292/17587 «Про затвердження Правил безпечної експлуатації магістральних газопроводів { Із змінами, внесеними згідно з Розпорядженням КМ N 317-р ([317-2025-р](#)) від 08.04.2025 }»[22-23].

- підвищена концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена і знижена температури поверхонь;
- висока температура поверхні оброблюваних деталей та інструменту;
- рухомі частини виробничого обладнання;
- підвищена напруга в колі електричному та підвищений рівень статичної електрики.

Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються:

- за характером дії на організм людини – загально токсичні і подразнюючі;
- за шляхом проникнення в організм людини – проникаючі через органи дихання, шлунково-кишечний тракт, шкіряні покрови і слизові оболонки.

Основна задача техніки безпеки при експлуатації ГТД – запобігання небезпечних явищ, пов'язаних з газом, що транспортується. Підвищена концентрація ШР виникає внаслідок несправної роботи вентиляції на КС. Це може призвести до отруєння персоналу та аварії в цілому, мати летальні випадки та величезні фінансові збитки, внаслідок зупинки КС.

Зміст горючих газів і парів у повітрі виробничих приміщень при експлуатації не повинен перевищувати 5 % від їх нижньої межі вибуховості НМВ. Приміщення, де можливе утворення небезпечних газоповітряних сумішей, відповідно до проекту обладнуються сигналізаторами до вибухонебезпечних концентрацій газів, заблокованих з автоматикою включення аварійної вентиляції. Система перевірки присутності вибухових газів в повітрі, складається з централізованого вузла спостереження (що знаходиться в диспетчерській), яка направляє сигнал на тривожний індикатор, і з місцевих щупів, що містять чутливий елемент.

Перший сигнал (звуковий) подається від сигналізатора при досягненні вмісту горючого газу в повітрі приміщення або в одному з можливих місць його скупчення, що дорівнює 10 % його НМВ (близько 0,5 % по метану), при одночасному автоматичному включенні аварійної витяжної вентиляції. За цим сигналом необхідно вжити заходів з виявлення місця витoku газу та його ліквідації. При вмісті горючого газу в приміщенні понад 20 % його НМВ (1 % по метану) експлуатація обладнання повинна бути припинена автоматично.

Тому для того, щоб не виникало підвищеної концентрації ШР робоча зона КС по периметру обладнується спеціальними датчиками, що реагують на підвищення концентрації ШР та передають інформацію до операторської.

Забороняється експлуатувати компресорний цех з вимкненою або несправною системою контролю загазованості. Працездатність автоматичної сигналізації та автоматичне включення аварійної вентиляції перевіряються персоналом щозмінно.

Тому обслуговуючий персонал повинен твердо знати правила поводження з природним газом і його основні властивості:

- неодорований природний газ безбарвний, не має запаху, легший за повітря;
- при вмісті метану в повітрі в межах від 5 до 15 % утворюється вибухонебезпечна концентрація;
- природний газ, скупчується в закритому приміщенні, витісняє повітря і задушливо діє на людину;
- гранично допустиме значення вмісту газу в приміщеннях не повинно перевищувати 1 %.

Куріння на КС, в машинному залі та інших виробничих приміщеннях категорично забороняється. Повинні бути виділені спеціальні приміщення і відведені місця для куріння.

Виробниче обладнання на КС в процесі роботи генерує механічні коливання різної частоти, які мають несприятливу дію на організм працюючих у вигляді шуму і вібрації.

Вібрації – механічні коливальні рухи, джерелами яких на КС є газопроводи, обладнання і деякі види ручних інструментів. Якщо хиткі частини обладнання стикаються з тілом працюючого, вібрація виступає в якості професійної шкідливості.

При загальних вібраціях з частотою менше 0,7 Гц все тіло коливається як єдиний елемент. В частотному діапазоні 4...30 Гц виникає резонанс органів людини. У результаті резонансу можуть виникнути пошкодження внутрішніх органів.

Систематичний вплив вібрацій призводить до порушення фізіологічних функцій організму. Вражається нервова, серцево-судинна і травна системи.

Шум, як сукупність хвильових коливань часток у повітрі, що утворюють звуки, несприятливо діють на людину, заважають його роботі і відпочинку. Тривала дія інтенсивного звуку на слух людини призводить до його часткової або повної втрати. Необхідно зазначити, що звукові коливання сприймаються людиною не тільки безпосередньо через орган слуху, також через череп шляхом кісткової провідності.

Тому засоби захисту тільки органів слуху не дозволяють повністю усувати передачу звукової енергії.

Більшість робіт на КС виконується під зоровим контролем (спостереження за роботою механізмів, апаратів, показання контрольно-вимірювальних приладів і при виконанні виробничих операцій). Тому недостатня освітленість робочої зони може призвести до підвищеної напруженості очей та послаблення уваги протягом робочого дня, що недопустимо в робочій зоні КС. З часом даний фактор призводить до професійної непридатності спеціаліста.

Підвищена чи знижена температура поверхонь небезпечна тим, що оператор КС може отримати опіки легкої та середньої важкості.

Дуже небезпечними є рухомі частини технологічного обладнання на КС, оскільки можуть завдати травм різної ступені важкості. Для того, щоб забезпечити безпеку оператора КС використовують автоматичну систему захисту та сигналізації. Рухомі частини технологічного обладнання закриваються захисними щитками. Для захисту від підвищеної напруги в електричному полі та від статичної електрики, використовується спеціальний захисний костюм, прорезинене взуття та рукавиці. А також використовується автоматична система попередження і сигналізації.

Засоби індивідуального захисту створюють сприятливі для організму співвідношення з зовнішнім середовищем і забезпечують оптимальні умови для трудової діяльності. Крім спецодягу та взуття, що видається за видами професій та виконуваних робіт на КС, найбільш часто застосовують шлангові протигази ПШ-1, ПШ-2, рятувальні пояси і мотузки, «бервуха» та ін.

4.3. Організаційні та інженерні заходи щодо зменшення шкідливих та небезпечних виробничих факторів

Основні заходи, що забезпечують безпеку робіт:

- агрегати розміщуються в індивідуальних укриттях;
- застосовується електрообладнання у вибухонебезпечному виконанні;
- передбачається відключення ГПА і організоване скидання газу на свічку за допомогою пневмопривідних кранів від одного ключа аварійної зупинки ГПА;

— контроль і регулювання всіх основних і технологічних параметрів проводиться з апаратної;

— в укриттях передбачено встановлення сигналізаторів вибухонебезпечної концентрації вуглеводневого газу;

— монтаж та ремонт обладнання установок механізовано, виконується з допомогою передбаченого кранового обладнання;

— блискавкозахист і захист устаткування і трубопроводів від вторинних проявів блискавок і від статичної електрики;

— для захисту обслуговуючого персоналу від ураження струмом та захисту від статичної електрики виконано заземлення;

— експлуатація ГПА повинна здійснюватися у суворій відповідності до розробленої інструкції по експлуатації, що враховує вимоги норм з техніки безпеки і місцеві конкретні умови;

— в приміщенні газових турбін передбачена система пожежогасіння.

Трубопроводи для забезпечення проходу під ними прокладені на висоті 2,2 м від поверхні землі. Чисельність обслуговуючого персоналу і час перебування його біля обладнання, як джерелом шуму, вібрації і можливого газовиділення, зведені до мінімуму. Робота основного технологічного обладнання КС здійснюється в автоматизованому режимі і не вимагає постійної присутності обслуговуючого персоналу. Усі роботи з регулювання двигуна можуть здійснюватися тільки при зупиненому агрегаті.

Регламентні і ремонтні роботи на двигуні повинні здійснюватися тільки після охолодження його зовнішніх поверхонь до температури 45 °С. У період збирання і розбирання агрегату необхідно користуватися справними спеціальними інструментами і пристосуваннями, що гарантують безпечне ведення робіт.

Забороняється: користуватися несправними піднімальними механізмами і пристосуваннями для підйому двигуна, кришки нагнітача, ротора й інших складальних одиниць агрегату; залишати деталі в підвішеному стані на вантажопідйомних механізмах, експлуатувати вантажопідйомні механізми при температурі нижче мінус 20 °С.

Слід дотримуватися необхідних заходів безпеки при перевірці, налаштуванні і демонтажі запобіжних клапанів, тому що ці роботи виконуються без припинення подачі газу шляхом відключення одного з них триходовим краном або перемикальним пристроєм, які встановлені перед запобіжними клапанами.

Для створення нормальних умов експлуатації передбачені всі необхідні системи автоматичного контролю і захисту, які спрацьовують при відхиленні від заданих параметрів. В приміщеннях, де можливе витікання природного газу, передбачена сигналізація вибухонебезпечної концентрації газу в повітрі. Для забезпечення звукової сигналізації передбачена сирена.

Усунення причин виникнення аварійних ситуацій і ліквідація аварій повинні проводитися згідно з інструкціями по експлуатації і техніці безпеки, розробленими на підприємстві з урахуванням діючих нормативних документів, а також інструкцій заводів-виробників обладнання.

4.4. Розрахунок освітлення приміщення компресорного цеху

Одним з факторів, що визначають сприятливі умови праці, є раціональне освітлення робочої зони і робочих місць. Проведемо розрахунок освітлення приміщення, у якому розташований нагнітач ГПА (його газотурбінний привід знаходиться у суміжному приміщенні, відокремленому від приміщення нагнітача протипожежною стіною-перегородкою) [24].

Приміщенням для розрахунку обрано КЦ-32П.

Розміри приміщення: машинна зала – $18 \times 18 \times 12$ м, зала нагнітачів - $9 \times 18 \times 12$ м. Отже, $A = 18$ м; $B = 18 + 9 = 27$ м.

У відповідності зі стандартом підприємства категорія та група вибухонебезпечної суміші для даного об'єкту транспорту газу – ПА - Т1, клас зон з вибухо- і пожежонебезпеки А [16, 24].

Тоді для даного приміщення світильник обираємо підвищеної надійності проти вибуху типу НОГЛ 2×80, 2 люмінесцентні лампи потужністю - 80 Вт. Норма освітлення складає 150 лк. Параметри обраного типу люмінесцентних ламп. Для ЛБ 80 світловий потік дорівнює 5220 лк.

Виконаємо розрахунок освітлення методом світлового потоку, призначеного для розрахунку загального рівномірного освітлення горизонтальних поверхонь.

Приймаємо коефіцієнти відбиття: стелі $\rho_{\text{стел.}}=0,7$; стін $\rho_{\text{ст.}}=0,5$; освітлюваної поверхні $\rho_{\text{оп}}=0,1$; коефіцієнт запасу - 1,5, що враховує зниження освітленості в результаті забруднення та старіння ламп; коефіцієнт використання світлового потоку світильника $\eta=0,36$, що показує, яка частина світлового потоку лампи досягає освітлюваної поверхні у тому числі завдяки відбиттю світлового потоку від стін і стелі.

1. Визначимо показники приміщення:

$$\varphi = \frac{AB}{h_{\text{розр.}}(A+B)}; \quad \varphi = \frac{18 \cdot 27}{11,2(18+27)} = 0,96;$$

2. Користуючись формулою світлового потоку лампи розраховуємо кількість ламп

$$F_{\text{л}} = \frac{E_{\text{н}} k_{\text{з}} S Z}{n \eta};$$

де $E_{\text{н}}$ - нормована освітленість, лк;

$k_{\text{з}} = 1,5$ - коефіцієнт запасу для приміщень з малим виділенням пилю, диму і кіптяви;

$F_{\text{л}}$ - світловий потік лампи;

S - площа приміщення, м²;

Z - поправочний коефіцієнт, при найвигіднішому розташуванні світильників дорівнює 1,1...1,2;

n - кількість ламп.

$$n = \frac{E_{\text{н}} k_{\text{з}} Z}{F_{\text{л}} \cdot \eta}; \quad n = \frac{150 \cdot 1,5 \cdot 486 \cdot 1,15}{5220 \cdot 0,36} = 66,9 \approx 68 \text{ шт.}$$

Кількість світильників дорівнює:

$$N = \frac{n}{2}; \quad N = \frac{68}{2} = 34 \text{ шт.}$$

Отже, світильники треба розташовувати рівномірно п'ятьма рядами по дев'ять штук.

4.5. Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні компресорних станцій. Примірна інструкція з охорони праці для машиніста компресорних установок.

Інструкція з охорони праці (далі – ОП) для машиніста технологічних компресорів призначена для всіх осіб, що працюють за професією машиніста технологічних компресорів (машиніст ТК) на КС у КЦ, обладнаних ГПА усіх типів [22, 23].

«До самостійної роботи допускаються особи у віці не молодше 18 років, які у навчальному закладі отримали професію машиніста компресорних установок та придатні за станом здоров'я.

Перед допуском до самостійної роботи, після отримання вступного інструктажу, первинного інструктажу, спеціального навчання з питань ОП, перевірки знань з ОП, яка проводиться за екзаменаційними білетами, перевірки вмінь і навичок безпечного виконання робіт, машиніст ТК повинен пройти безпосередньо на робочому місці стажування протягом 2...15 змін (залежно від стажу, досвіду і характеру роботи) під керівництвом досвідченого кваліфікованого машиніста».

«Допуск до самостійної роботи здійснюється при задовільних результатах перевірки знань з питань ОП наказом (розпорядженням) роботодавця (або керівника структурного підрозділу).

Основним робочим місцем машиніста ТК є компресорний цех з усім обладнанням і технологічними комунікаціями, які забезпечують технологічний процес компримування газу, та щит керування цеху, де встановлені засоби контролю і керування даним технологічним процесом.

Робота машиніста ТК полягає в обслуговуванні: ГПА, що знаходяться у роботі, у резерві, у стадії пуску і зупинки; допоміжного технологічного обладнання КЦ, що пов'язане з роботою ГПА і КС у цілому (АПО масла, посудини високого тиску, запірні арматури, компресори стиснутого повітря, АПО газу тощо); діючого електроустаткування, що відноситься до КЦ та виконання планово-попереджувальних ремонтів усього обладнання, що входить до КЦ».

«Обслуговування обладнання і механізмів проводиться шляхом обходу по розроблених і затверджених маршрутах. По території підприємства необхідно пересуватись по пішохідних доріжках і спеціальних містках, прокладених над комунікаціями, реагувати на сигнали водіїв транспортних засобів. Бути уважним, проходячи біля тросів, ланцюгів і канатів. Не наступати на кришки колодязів та інші перекриття ям, траншей і котлованів [22, 23].

У процесі виробничої діяльності на машиніста ТК можуть діяти наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори: підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищена температура; підвищена запиленість і загазованість повітря; нервово-психічні перевантаження. Шкідливі та небезпечні виробничі фактори конкретизуються згідно з результатами атестації робочих місць.

Машиніст ТК зобов'язаний забезпечувати безпечний та працездатний стан технологічного обладнання КЦ та комунікацій технологічної обв'язки. З цією метою відповідно до графіку необхідно виконувати планово-запобіжні ремонти технологічного обладнання та перекривної арматури. Запірну арматуру на трубопроводах слід відкривати плавно для запобігання гідравлічним ударам.

Контроль повітряного середовища здійснюється щозмінно відповідно до місцевої Інструкції з контролю повітряного середовища вибухонебезпечних об'єктів за допомогою переносних газоаналізаторів. Контроль проводиться у терміни, передбачені планом-графіком контролю повітряного середовища. Місця, кількість, періодичність відбору проб і виконання аналізу, схема маршруту руху визначаються планом графіком [22, 23].

Зміст горючих газів і парів у повітрі виробничих приміщень при експлуатації не повинен перевищувати 5 % їх НМВ. Приміщення, де можливе утворення небезпечних газоповітряних сумішей, відповідно до проекту обладнуються сигналізаторами до вибухонебезпечних концентрацій газів, зблокованих з автоматикою включення аварійної вентиляції».

Перший сигнал (звуковий) подається від сигналізатора при досягненні вмісту горючого газу в повітрі приміщення або в одному з можливих місць його скупчення, що дорівнює 10 % його НМЗ (близько 0,5 % по метану), при одночасному автоматичному включенні аварійної витяжної вентиляції [22, 23].

«За цим сигналом необхідно вжити заходів з виявлення місця витoku газу та її ліквідації. При вмісті горючого газу в приміщенні понад 20 % його НМЗ (1 % по метану) експлуатація обладнання повинна бути припинена автоматично.

Забороняється експлуатувати КЦ з вимкненою або несправною системою контролю загазованості. Працездатність автоматичної сигналізації та автоматичне включення аварійної вентиляції перевіряються персоналом щозміни.

Під час виконання ремонтних (газонебезпечних) робіт у компресорному цеху контроль повітря робочої зони здійснюється протягом всього часу виконання робіт через кожні 30 хв. Місце і час відбору вказується у наряді-допуску (Плані організації вогневої роботи). Результати аналізів повітря робочого середовища записуються у спеціальному журналі, який знаходиться на щиті керування».

«Під час ремонту і обслуговування обладнання застосовувати лампи напругою до 36 В, а всередині апаратів та інших металевих споруд – лише 12 В. У вибухонебезпечних приміщеннях світильники повинні мати вибухобезпечне виконання.

Ремонт електрообладнання та електропроводки, заміна електроламп в приміщеннях станції повинні проводитись виключно електротехнічним персоналом. Проводити такого роду роботи у вибухонебезпечних приміщеннях дозволяється тільки з дозволу особи, відповідальної за електрогосподарство даного об'єкту, і за погодженням з начальником КС.

У приміщеннях компресорного цеху не дозволяється установка обладнання, що технологічно не пов'язане з КУ та не допускається зберігання витратних матеріалів.

Спецодяг машиніста ТК повинен бути добре підігнаний і застібнутий, оскільки поли і рукави можуть бути захоплені частинами машин, що обертаються. На голові необхідно мати каску. Машиніст ТК зобов'язаний обслуговувати обладнання КС у спецодязі, касці, навушниках протишумних або інших засобах захисту від шуму».

4.6. Забезпечення пожежної та вибухової безпеки компресорних станцій

Основними нормативними документами в галузі пожежної безпеки є Конституція, Закон України «Про пожежну безпеку», Правила пожежної безпеки в Україні, стандартами, будівельними нормами, Правилами улаштування електроустановок (ПУЕ), нормами технологічного проектування [25].

Ступінь пожежної небезпеки залежить також від особливостей технологічного процесу виробництва. Для підприємств транспорту газу характерні наявності великої кількості горючих газів в МГ, високий тиск у трубопроводах, наявність великої кількості ПММ (турбінного масла) [12].

Небезпечними факторами пожежі, які впливають на людей, є відкритий вогонь і іскри, підвищена температура предметів, повітря тощо; токсичні продукти згоряння, дим; знижена концентрація кисню; обвалення і пошкодження будівель, споруд, установок; вибух.

Як показують статистика та досвід експлуатації, пожежі на КС відбуваються в основному через займання масла в компресорних цехах при розриві маслопроводів і потрапляння його на гарячі поверхні ГПА; руйнування обв'язувальних газопроводів компресорних цехів, що супроводжується запаленням газу та інших горючих речовин та матеріалів; попадання сторонніх предметів в порожнину нагнітача; проникнення газу до осередку пожежі через нещільне закриття кранів в технологічній обв'язці; порушень вимог діючих правил та інструкцій під час проведення вогневих та газонебезпечних робіт, а також вимог пожежної безпеки персоналом служб УМГ на територіях КС [25].

Пожежі на газотранспортних об'єктах розвиваються за наступною схемою: аварія, витік газу, формування хмари вибухонебезпечної суміші, займання її від джерела запалювання, горіння газу, нагрівання і руйнування технологічного обладнання під впливом полум'я [12].

При аваріях в приміщеннях вибухонебезпечні концентрації газу виникають в першу чергу поблизу місця витіку газу, а потім поширюються по всьому приміщенню.

Відповідальність за протипожежний стан КС покладається на оператора КС.

При виникненні пожежі передбачені [25]:

— система сигналізації пожежі, яка забезпечує автоматичне відключення механічної вентиляції в зоні пожежі;

— дистанційне відключення КС від МГ та одночасне стравлювання газу з технологічного обладнання і трубопроводів КС на свічки.

Для встановлення та підтримання належного режиму експлуатації всі будівлі і споруди на КС повинні бути класифіковані за вибухо- і пожежонебезпеки, про що робиться напис на металевих знаках, що розміщуються на воротах, хвіртках і дверях всіх будівель, приміщень та об'єктів, що знаходяться в УМГ. В кожному цеху, на складі та інших об'єктах на основі діючих правил пожежної безпеки повинні бути розроблені протипожежні інструкції з урахуванням специфіки виробництва, а також оперативний план ліквідації пожежі, і проводитися систематичні тренування персоналу з гасіння пожежі.

На КС повинні бути схеми пожежного водопроводу із зазначенням місць встановлення пожежних гідрантів і кранів.

Для запобігання пожеж в компресорних цехах необхідно, щоб обслуговуючий персонал систематично стежив за герметичністю місць з'єднання газопроводу, сальникових ущільнень; справністю всіх систем масляного господарства, аварійних зливних ліній і переливних ліній з маслобаків, а також за справністю вентиляційних систем та автоматичного включення аварійного освітлення [25].

Необхідно постійно стежити за тим, щоб нагріті поверхні газових турбін мали справну теплову ізоляцію і кожухи.

Протипожежну стіну, що розділяє галерею нагнітачів і машинний зал, необхідно утримувати в справному стані. Двері, що з'єднують ці приміщення, слід забезпечувати пристроями для самозачинення.

Для чіткого та оперативного використання системи пожежогасіння у гідрантів, водойм і засувок необхідно встановлювати покажчики.

У компресорному цеху забороняється [25]:

- прокладати тимчасові електричні мережі;
- використовувати корпуси машин, трубопроводи і металеві конструкції будівель як заземлень електрозварювальних апаратів і зварюваних виробів;
- сушити спецодяг на приладах центрального опалення, гарячих поверхнях

агрегатів і газових комунікаціях;

- захищати проходи і виходи з приміщень, а також підступи до засобів пожежогасіння і зовнішнім стаціонарним сходам;

- працювати у вибухонебезпечних приміщеннях у взутті зі сталевими підківками і на сталевих цвяхах;

- застосовувати відкритий вогонь для відігрівання трубопроводів, запірних пристроїв та іншого обладнання;

- проводити електрозварювальні роботи з порушенням чинних правил та інструкцій;

- здійснювати будь-які роботи, пов'язані із заміною та ремонтом арматури на маслопроводах і розбиранням деталей регулювання (крім заміни манометрів) при працюючому агрегаті.

При виникненні пожежі виробничий персонал зобов'язаний:

- негайно перекрити доступ газу або масла до місця пожежі;

- викликати пожежну команду;

- вжити заходів до гасіння пожежі наявними засобами пожежогасіння;

- поставити до відома керівництво компресорного цеху та УМГ;

- відключити приточно-витяжну вентиляцію.

Для швидкої ліквідації аварійної ситуації та чіткої взаємодії необхідно, щоб весь персонал знав свої конкретні обов'язки і дії при виникненні пожежі.

Пожежна техніка призначена для запобігання, обмеження розвитку, гасіння пожежі, а також захисту від пожежі людей і матеріальних цінностей.

Одним із надійних засобів для вирішення цих завдань є системи автоматичного пожежогасіння, які на відміну від систем ручного пожежогасіння і систем, керованих оператором, приводяться в дію пожежною автоматикою за об'єктивними свідченнями і забезпечують оперативне гасіння вогнища загоряння без участі людини [25].

Для своєчасного здійснення заходів з евакуації людей, включення стаціонарних установок пожежогасіння, виклику пожежних, тощо, вибухонебезпечні об'єкти обладнуються системами пожежної сигналізації, запуск яких може здійснюватися автоматично або вручну [26].

Система пожежної сигналізації повинна швидко виявляти місця виникнення пожежі, надійно передавати сигнал на приймальню-контрольний прилад і до пункту прийому сигналів про пожежу, перетворювати сигнал про пожежу у сприйнятливую для персоналу об'єкта форму, вмикати існуючі стаціонарні системи пожежогасіння, забезпечувати самоконтроль функціонування. До складу будь-якої системи пожежної сигналізації входять пожежні сповіщувачі, приймальний прилад та автономне джерело електроживлення.

Висновки за розділом

1. Стисло розглянуті правові та організаційні основи охорони праці в Україні, проаналізовані шкідливі та небезпечні фактори, що виникають під час роботи ГПА в КЦ,

2. Запропоновані методи щодо зменшення їх впливу на машиніста, що обслуговує ГПА, приведена примірна інструкція з охорони праці для машиніста компресорних установок та запропоновані заходи з пожежної та вибухової безпеки КС.

3. Одним з факторів, що визначають сприятливі умови праці, є раціональне освітлення робочої зони і робочих місць, тому для компресорного цеху проведено розрахунок виробничого освітлення. На основі рекомендацій обрано світильники підвищеної надійності проти вибуху типу НОГЛ 2×80.

Один світильник складається з двох люмінесцентних ламп потужністю по 80 Вт. Визначена кількість ламп та світильників (68 та 34 шт. відповідно) та розрахована сумарна потужність установки освітлення (5,44 кВт).

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Державне управління природокористуванням в нафтогазовій промисловості України

У розв'язанні проблем людства особливе місце належить енергетиці, від розвитку якої залежить економічний стан суспільства, а також стан навколишнього середовища [27, 28].

Критичний стан енергоресурсної бази, дефіцит національних паливно-енергетичних ресурсів, морально і фізично застарілі технології видобутку, транспортування, переробки та використання природних палив, зниження якості палива, що постачається в енергетику.

Все це знижує екологічну безпеку функціонування галузі і вимагає розробки стратегії й реалізації конкретних оперативних заходів державного масштабу [29].

Охорона довкілля – це сукупність державних, адміністративних, правових, економічних, політичних і суспільних заходів, спрямованих на раціональне використання, відтворення і збереження природних ресурсів землі, обмеження негативного впливу людської діяльності на навколишнє середовище [27].

В Україні впроваджені такі нормативно-правові акти:

– закони України «Про охорону навколишнього природного середовища», «Про охорону атмосферного повітря», «Про екологічну експертизу», «Про відходи», «Про електроенергетику», «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку», Лісовий кодекс України, Водний кодекс України, Земельний кодекс України, міжнародні договори і зобов'язання України;

– постанови Кабінету Міністрів: «Про затвердження Порядку встановлення нормативів збору за забруднення навколишнього природного середовища і стягнення цього збору», «Про Державну програму «Екологічно чиста геотермальна енергетика України» та ін.

До основних недоліків нормативно-правових актів з питань екології, охорони навколишнього природного середовища та енергозбереження в діяльності підприємств ПЕК можна віднести наступні:

- невідповідність національного законодавства взятим Україною міжнародно-правовим зобов'язанням;
- недостатня законодавча забезпеченість питань державного обліку об'єктів, що негативно впливають на стан навколишнього природного середовища;
- відсутність єдиного підходу до правового регулювання екологічних проблем;
- відсутність спеціальних нормативно-правових актів, які б компетентно регулювали питання екологічних проблем в ПЕК;
- розпорошеність регулювання питань проведення державної екологічної експертизи;
- відсутність уніфікованості нормативів платежів за забруднення навколишнього середовища, за розміщення відходів, тощо;
- локальність та недостатність законодавчих умов і відсутність стимулів фінансування екологічної реконструкції діючих потужностей в ПЕК;
- недієвість державного екологічного контролю і нагляду, недостатнє та неповне визначення компетенції відповідних державних органів;
- недостатнє застосування превентивного потенціалу адміністративної та кримінальної відповідальності за правопорушення в сфері забруднення навколишнього природного середовища;
- відсутність механізмів стимулювання енергозбереження в ПЕК [22].

Оператор газотранспортної системи України, яка є другою в Європі та однією із найпотужніших в світі, сертифікований на систему управління навколишнім середовищем у сфері надання послуг з транспортування трубопроводами природного газу, інженерних послуг в галузі газопостачання відповідно до вимог ДСТУ ISO 14001 «Системи управління навколишнім середовищем».

Екологічний паспорт – це нормативно-технічний документ, який містить дані про використання підприємством ресурсів і визначення впливу його виробництва на навколишнє середовище [27].

В екологічному паспорті міститься така інформація:

- про підприємство і регіон його розміщення;
- про технології, що використовуються на підприємстві;

- кількісні та якісні характеристики ресурсів, що використовуються;
- кількісні характеристики продукції, що випускається;
- характеристики викидів забруднюючих речовин і відходів виробництва.

5.2. Аналіз забруднювачів довкілля, що виникають під час експлуатації об'єктів газотранспортної системи

За останні двадцять років світове споживання природного газу збільшилося на 65 %, його частка склала 21 % в енергобалансі світу. За прогнозами провідних експертів до середини XXI століття ця величина досягне 30 %, значно потіснивши нафту.

Видобуток газу в Україні за останні 10 років стабільно скорочувався і стабілізувався на рівні 18 млрд м³ на рік. Отже, самозабезпечення України газом на сьогодні становить близько 22 %. Розвідані власні запаси газу становлять приблизно 1 трлн м³, що за нинішніх темпів видобутку вистачить на 60 років. Видобуток газу за певних умов може бути збільшено до 35 млрд м³ на рік [1].

Природний газ – екологічно чисте паливо, що дозволяє при сучасному технологічному і технічному рівні радикально скоротити забруднення атмосфери кислотними газами.

Відомо, що при одному і тому ж виробництві енергії викиди вуглекислоти (одного з найбільш активних парникових газів) при спалюванні природного газу приблизно на 25...30 % нижче, ніж, при спалюванні мазуту, і на 40...50 % нижче, ніж при спалюванні вугілля [22].

Очевидно, що широке використання природного газу в народному господарстві має значний вплив на стабілізацію емісії парникових газів, сприяє запобіганню глобальній зміні клімату, екологічних та соціальних потрясінь.

Це стало однією з причин, за якими еволюція споживання природного газу в останнє десятиліття стала однією з найважливіших складових розвитку світової енергетики. У більшості розвинених країн розвиток газової промисловості є необхідною складовою загальної закономірності розвитку системи енергозбереження. Сучасний стан безпеки життєдіяльності на підприємствах ГТС можливо охарактеризувати як незадовільний.

Економічна нестабільність, а з нею і фінансування промислових підприємств, збільшення кількості небезпечних речовин, нерегулярне діагностування технічного стану обладнання, а також режимів керування технологічними та інші показники свідчать про те, що ризик небезпечних виробничих факторів в цій галузі постійно зростає.

На цей час понад 70 % ГПА з газотурбінним приводом вже практично виробили свій ресурс (100 тис годин).

90 % ГПА, що знаходяться в експлуатації, не відповідають вимогам санітарних норм за рівнем шуму КС і є джерелом акустичного забруднення навколишнього середовища [26].

Одним з основних об'єктів ГТС є КС. Саме тут зосереджена найбільша кількість енергоємного обладнання, призначеного для забезпечення технологічного процесу транспорту газу, функціонують розгалужені системи технологічних комунікацій, задіяна велика кількість обслуговуючого персоналу [12].

Основним завданням екологічних служб є контроль впливу роботи КС на навколишнє середовище. Цей контроль здійснюється за допомогою хімічних і метрологічних лабораторій і різного роду виробничих служб. Крім того, залучаються спеціалізовані організації, що здійснюють такі виміри викидів продуктів згоряння, природного газу, скиди у відкриті водойми.

Згідно з проведеним аналізом викидів забруднюючих речовин під час транспортування газу, встановлено, що їх обсяги на кожний 1 млрд м³ газу, що транспортується, зростатимуть щороку в середньому на 0,06 тис тон.

Експлуатація устаткування і технологічних систем КС пов'язана, як відомо, з впливом на навколишнє середовище.

Найбільший вплив на довкілля мають наступні дії:

- викиди шкідливих речовин (ШР) в атмосферу;
- скиди забруднюючих речовин у водні об'єкти;
- токсичні відходи;
- вплив на ґрунт і надра;
- шум.

Викиди ШР в атмосферу на КС можна розділити на дві основні групи:

- викиди (емісія) природного газу;
- викиди продуктів згоряння (вихлопних газів).

Основні види і джерела емісії метану (як основного компонента природного газу) на КС можуть бути згруповані за такими категоріями:

а) планова (проектна) емісія, тобто викиди газу в атмосферу, пов'язані з повсякденною, технологічно необхідною експлуатацією обладнання. Наприклад, це викиди із запобіжних клапанів, що спрацьовують при певному тиску, турбодетандерів, дегазаторів та іншого подібного технологічного обладнання ГТС. Плановими (проектними) вони називаються тому, що величини витоків в атмосферу такого роду визначаються на основі технічних параметрів обладнання і можуть бути перевірені за допомогою селективних (вибіркових) вимірювань або розрахунків.

б) емісія при експлуатації та ремонтних роботах на об'єктах ГТС, пов'язана із заходами, що проводяться періодично для підтримки працездатності цих об'єктів.

Відносно великі викиди газу при експлуатації технологічного обладнання КС займають пиловловлювачі. Річні втрати на продувку пиловловлювачів на деяких КС досягають 10 млн куб. нм.

в) фугітивні (дифузійні) викиди, тобто постійні і ненавмисні витoki природного газу через нещільності устаткування. Величина емісії даного типу може бути визначена шляхом проведення безпосередніх вимірювань. Спроби оцінити їх розрахунковим шляхом пов'язані з великими похибками в обчисленнях.

г) аварійні викиди, тобто втрати природного газу при аварійних розривах та інших порушеннях герметичності обладнання КС. Величина цих втрат оцінюється на основі статичних даних по кожному індивідуальному випадку окремо.

Робота газопровідних систем іноді супроводжується непередбаченими аварійними викидами газу при повному або частковому розриві газопроводів і розгерметизації обладнання КС.

Під аварією розуміється пошкодження системи, що приводить до часткової розгерметизації або повного розриву з викидом під великим тиском ШР в атмосферу в кількостях, які можуть викликати масове ураження людей і навколишнього середовища.

У середньому за рік при аваріях викидається понад 200 млн м³ природного газу. Крім викидів природного газу (метану) в атмосферу, на КС присутні ще й викиди ШР, що утворюються в результаті згоряння палива на ГПА і котельнь. До їх числа відносяться:

- продукти згоряння – азот, водяну пару, вуглекислий газ;
- оксиди азоту;
- двоокис вуглецю;
- оксиди сірки;
- вуглеводні (в тому числі не повністю згорів метан);
- сажа.

Кількість викидів ШР у атмосферу залежить і від типу газоперекачувальних агрегатів. У таблиці 4.1 наведено величини номінальних викидів ШР в залежності від типу ГПА.

Таблиця 4.1

Величина номінальних викидів шкідливих речовин
для різних типів ГПА

Тип ГТУ	NO _x номінальне, г/м ³	СО номінальне, г/м ³
ГТ-700-5	15,00	3,40
ГТК-5	15,00	3,40
ГТ-750-6	23,40	4,0
ГТ-6-750	4,77	7,15
ГТН-6	4,53	6,80
ГПА-ц-6,3	3,87	8,30
ГПА-ц-8	5,03	6,86
ГПА-ц-16	4,44	17,70
ГТК-10	21,90	2,90
ГТНР-10	12,10	2,01
ГПУ-10	3,97	1,70
ГТН-16	7,00	7,79
ГПУ-16	4,60	2,30
ГТН-25	4,58	13,40
ГТН-10И	6,45	1,61
ГТН-25И	4,90	1,02
Центавр	5,41	2,00

Залежно від абіотичних факторів, кількості ГПА на КС шкідливий вплив викидів поширюється на відстань від 1 до 6 км.

Діяльність КС має суттєвий вплив на якісні характеристики природних водойм. Служби хімічного та екологічного контролю КС здійснюють два основних завдання, пов'язаних з водою – це водопідготовка та водовідведення.

Вода, що використовується для потреб КС, за призначенням поділяється на господарсько-побутову та виробничу.

До господарсько-побутового споживання води відносять:

- побутові потреби обслуговуючого персоналу;
- миття автомобільного транспорту, виробничих приміщень і територій;
- полив зелених насаджень.

Вода для виробничого споживання може використовуватися:

- в якості робочого тіла в котельнях КС;
- в системах пожежогасіння;
- в системах теплообмінників і охолоджувачах;
- для обпресування технологічного обладнання КС і МГ.

Для водопостачання КС використовують поверхневі та (або) підземні води.

В результаті експлуатації КС утворюються стічні води, що являють собою складні гетерогенні системи забруднюючих речовин, які можуть перебувати в розчиненому, колоїдному і зваженому станах. Вони відрізняються один від одного своїм походженням, складом та біологічною активністю. Завжди присутні як органічні, так і неорганічні компоненти забруднень. Розрізняють побутові, виробничі та зливові стічні води. Водовідведення включає збір, очищення і скид використаної (стічної) води.

Скид стічних вод може здійснюватися в поверхневі води, до систем очистки або в підземні води.

Скид стічних вод регламентується нормами і правилами України. Найбільш жорстким вимогам повинні відповідати нормативи скидання стічних вод у поверхневі водойми.

На поверхню землі газовою галуззю скидається близько 50 % загального обсягу стічних вод, близько 7 % закачується в підземні води. У накопичувачі, ставки-випарники і на поля фільтрації надходить близько 30 % стоків, решта каналізується в інші водогосподарські системи.

Основними забруднювачами стічних вод на КС є:

- солі;
- нафтопродукти;
- метанол;
- діетиленгліколь (ДЕГ);
- господарські побутові відходи.

Основна проблема очищення стічних вод на КС полягає в очищенні їх від нафтопродуктів. До останнього часу для цієї мети використовувалися різного роду нафтовловлювачі і флотаційні установки. Однак типові нафтовловлювачі розраховані тільки на велику продуктивність і виконані конструктивно відкритого типу, що ускладнює їх експлуатацію в холодних умовах року.

Типові залізобетонні флотаційні установки також розраховані на велику продуктивність і мало придатні для газової галузі. В даний час у проекти для очищення від нафтопродуктів закладаються дослідно-промислові установки в блочно-комплексному виконанні продуктивністю 3,6,12 м³/год.

Важливою проблемою є очищення вод від діетиленгліколю та метанолу. Для очищення подібних стічних вод поки застосовується лише мікробіологічний метод, що має істотні недоліки: невелика продуктивність установок, обмеження по вмісту солей, безперервність процесу для збереження життєдіяльності мікроорганізмів. Для очищення господарських побутових стоків застосовуються в основному методи біологічного очищення типу «Біоплато», установки «Біфар» та комплекси «Біокомпакт».

Одним з основних елементів системи газопостачання є підземні сховища газів ПСГ. Ці сховища в пористих структурах і відпрацьованих родовищах сприяють розширенню використання найбільш ідеального, з точки зору екології, виду палива - газу.

При кваліфікованому застосуванні сучасних методів будівництва та експлуатації сховищ практично виключається негативний вплив на природу.

Однак при розробці газових і газоконденсатних родовищ, а також експлуатації ПСГ проявляються геодинамічні процеси у вигляді деформацій (просідань) земної поверхні і сейсмічних поштовхів різної сили.

Техногенні наслідки геодинамічних процесів можуть позначитися на порушенні стійкості промислових споруд та трубопроводів, а також призвести до виникнення аварійних ситуацій з виходом пластових флюїдів на поверхню і руйнуванням інженерних споруд.

Шумове забруднення має істотний вплив не тільки на людину, а й на навколишній тваринний світ.

Джерелом шуму є будь-який процес, що викликає місцеву зміну тиску або механічні коливання в твердих, рідких або газоподібних середовищах.

Шумове забруднення атмосфери викликає робота компресорних установок і робота транспорту (дорожній транспорт, гелікоптери тощо).

У місцях проживання людей шум впливає в тих випадках, коли відстань від КС до селища менше 2...3 км. Шум має вплив на різні відділи головного мозку, порушуючи нормальні процеси нервової діяльності.

Характерне: стомлювання, апатія, роздратованість, погіршення пам'яті, слабкість.

Шум великої інтенсивності призводить до змін у серцево-судинній системі, що супроводжуються порушеннями тонусу та ритму серцевих скорочень, та до змін артеріального кров'яного тиснення. Тому заходи по боротьбі з шумом мають велике економічне та оздоровче значення.

5.3 Методи зниження негативного техногенного впливу на навколишнє середовище в результаті експлуатації об'єктів газової промисловості

У зв'язку із збільшенням обсягів виробництва (збільшення обсягів видобутку сировини, збільшення транзиту газу, введення в експлуатацію нових виробничих об'єктів) можливе значне зростання техногенного навантаження на навколишнє середовище.

Для зменшення цього впливу необхідно [27]:

- здійснення своєчасного ремонту та заміни обладнання;
- переведення автотранспорту на використання альтернативних видів палива;
- розроблення та впровадження технологій та обладнання з переробки відходів;
- використання обезводнених нафтогазових свердловин для захоронення стічних вод та інші.

Для виявлення порушень в охороні навколишнього середовища регулярно здійснюється екологічний аудит об'єктів газової промисловості.

В якості основних шляхів зниження величини викидів ШР у складі вихлопних газів розроблюються конструкторські та технологічні рішення. До конструкторських слід, в першу чергу, віднести:

- модернізацію застарілого обладнання, в основному, камер згоряння;
- використання пальників, що забезпечують більш повне згоряння палива;
- використання фільтрів;
- розробку каталізаторів.

До технологічних відносять:

- оптимізацію процесу горіння;
- оптимізацію режимів роботи ГПА.

На практиці переважно використовуються конструкторські методи, спрямовані, в основному, на оптимізацію процесу горіння шляхом зміни і модернізації камер згоряння.

Основні рішення з реконструкції ГПА можуть бути представлені наступними варіантами:

- будівництво нових цехів замість одного або декількох старих цехів;
- заміна застарілих ГПА на більш сучасні;
- модернізація ГПА на КС з покращенням їх техніко-економічних показників.

З метою утилізації відходів існують різні заходи. Відходи направляються:

- нафтовідходи – на профільні заводи з переробки нафтопродуктів або у виняткових випадках (з дозволу природоохоронних органів) спалюванню на відкритих майданчиках;

- тверді побутові відходи та інші тверді відходи - на спеціалізовані заводи з переробки вторинної сировини або на полігони (звалища) із захоронення відходів;
- люмінесцентні лампи, що відпрацювали свій строк – на заводи з меркурізації (переробки виробів, що містять ртуть).

Заходами, що можуть бути вжиті з охорони земель, є наступні:

- мінімізація відводів під будівництво об'єктів;
- захист земель від вітрової ерозії шляхом посіву трав, чагарників і дерев;
- рекультивація порушених земель;
- попередження забруднення земель відходами виробництва;
- застосування біоіндикації для визначення рівня техногенного забруднення.

Найдосконаліші методи з очищення ґрунтів від нафтопродуктів в даний час – це різні мікробіологічні методи.

У газовій промисловості використовуються різноманітні методи підземного поховання стічних вод, таких як:

- закачування через глибокі свердловини в поглинаючі і продуктивні горизонти;
- закачування в підземні штучні ємності;
- закачування невеликого обсягу токсичних стічних вод разом з цементним розчином у товщу шаруватих або сланцевих гірських порід.

Підземне поховання промислових стоків дозволяє запобігти забрудненню ними ґрунтів, відкритих водойм, прісних підземних вод.

Дослідження виникнення шуму, а так само і його усунення є складним і необхідним питанням.

Рівні шуму КС визначаються: шумовими характеристиками ГПА і станційного обладнання; компонованням; часом експлуатації; режимом роботи; якістю виготовлення, монтажу, обслуговування і своєчасністю проведення планово-запобіжних ремонтів агрегатів; умовами розповсюдження шуму; кількістю одночасно працюючих ГПА та ін.

Виділяють такі джерела шумового забруднення на КС з газотурбінним приводом: камера забору повітря та процес всмоктування ГТУ з рівнем звукової потужності 110...115 дБ, шахта вихлопу – 100...140 дБ, технологічне обв'язування

трубопроводів – 100...120 дБ, а в приміщенні машинного залу з ГТУ – 115...130 дБ. Патогенна дія шуму різноманітна і до кінця не вивчена. Шум належить до тих факторів, які активно діють на організм людини.

На цей час існують різні методи та засоби захисту від шуму, які класифікують таким чином: зниження шуму в джерелі його виникнення; зниження шуму на шляху його поширення; засоби індивідуального захисту.

Основним шляхом боротьби з впливом шуму є застосування сучасних ГПА з ефективною звукоізоляцією, модернізація існуючих агрегатів з метою зниження шуму, а також будівництво звуко відбивальних екранів, лісопосадки та ін.

Висновки за розділом

Актуальність охорони навколишнього середовища, що перетворилася в глобальну проблему, пов'язана головним чином зі зростаючим антропогенним впливом. Це зумовлено демографічним вибухом, урбанізацією, що прискорюється, і розвитком гірничих розробок і комунікацій, забрудненням навколишнього середовища відходами, надмірним навантаженням на орні землі, пасовища, ліси, водойми.

Екологічна безпека роботи об'єктів ГТС гарантується розробкою та здійсненням широкого комплексу взаємопов'язаних економічних, технічних, організаційних, державно-правових та інших заходів щодо запобігання аваріям, а також попередження та ліквідації їх шкідливих екологічних наслідків.

Проаналізувавши сучасний стан нормативно-правової бази нафтогазової промисловості з питань екології і охорони навколишнього середовища та враховуючи міжнародні тенденції розвитку правового регулювання нафтогазового сектора, у національне законодавство необхідно впроваджувати відповідні норми та стандарти спрямовані на захист довкілля.

В результаті діяльності об'єктів нафтогазової промисловості виникають екологічно небезпечні наслідки, що мають суттєвий вплив на довкілля.

На сьогодні спостерігається тенденція до розширення площ акустичного дискомфорту як на виробничих, так і прилеглих територіях КС. Більшість ГПА, що знаходяться в експлуатації, не відповідають вимогам санітарних норм з шуму. Постійно зростає загроза забруднення навколишнього середовища від КС.

На більшості КС на території України силовими агрегатами є ГТД, для яких основним паливом є природний газ, що транспортується по МГ. Силові агрегати є джерелом забруднення атмосфери оксидами азоту. Серед всіх токсичних речовин, що утворюються в процесі спалення газоповітряної суміші в ГТД, саме вміст оксидів азоту визначає токсичність вихлопного газу на 90...95%.

Для кожного джерела забруднення повинна бути встановлена гранично допустима норма викидів, яка представляє собою науково-технічний норматив, який забезпечує умови, при яких не створюються граничні концентрації

перевищуючі граничнодопустимі значення для населення, рослинного та тваринного світу.

Державному контролю належать викиди підприємств, для яких встановлені граничнодопустимі норми або тимчасово погоджені норми викидів.

Сучасні заходи зниження негативних антропогенних факторів потребують удосконалення. Тому можна виділити такі пріоритети в зниженні рівня акустичного та хімічного забруднення навколишнього середовища КС:

- проведення моніторингу акустичного та хімічного забруднення робочої зони КС та території прилеглих населених пунктів;
- постійний контроль рівня шуму в межах санітарно-захисних зон КС;
- створення нового покоління малогабаритних переносних адсорберів для зниження рівня шкідливості викидів, будівництва нових та підвищення ефективності існуючих очисних установ;
- комп'ютеризація технологічних процесів, дозволяючи забезпечити точність технологічних режимів та виключити невиробничі втрати сировини та енергії;
- розробка та впровадження нових систем пиловловлюючих та газо-очисних установок більш глибокого очищення;
- розробка нових конструктивних рішень щодо використання матеріалів із звукоізоляційними і звукопоглинальними властивостями;
- посилення санкцій за недотримання вимог до організації заходів щодо зниження високих рівнів шуму та хімічного забруднення навколишнього середовища.

ВИСНОВКИ

1. Основні дослідження режимів роботи КС проводилися на транзитних МГ з максимальними тисками до 76 бар та новими ГПА з повнонапірними нагнітачами та ККД до 32 %. Старі стаціонарні ГПА малої потужності (до 6000 кВт) з неповнонапірними нагнітачами практично не розглядалися.

2. Розроблено методологію розрахунку режиму роботи компресорної станції з стаціонарними приводами та неповнонапірними нагнітачами.

3. На основі вказаного алгоритму розрахунку режимів послідовної роботи неповнонапірних нагнітачів розроблено програмне забезпечення в середовищі Маткад. Представлено методологію побудови математичної моделі нагнітача, яка базується на його зведених характеристиках.

4. Розглянуто та описано конструкцію неповнонапірного нагнітача 370-17-1. Описані основні складові елементи нагнітача та принцип їх дії. Розроблена та адаптована математична модель неповнонапірного нагнітача типу 370-17-1, що дає можливість проводити розрахунки режимів роботи газотурбінної установки компресорної станції.

5. Змодельована робота двох об'єднаних ГПА з неповнонапірними нагнітачами, які за допомогою обв'язки утворюють групу із послідовним їх встановленням. Визначено параметри режимів роботи групи двох послідовно об'єднаних неповно-напірних нагнітачів при їх сталій продуктивності шляхом змінення режиму завантаження першого нагнітача і, відповідно, режиму завантаження другого нагнітача.

6. За компонентним складом визначено фізичні властивості природного газу та представлені результати розрахунку режимів роботи групи двох послідовно об'єднаних неповнонапірних нагнітачів.

7. На основі аналізу розрахунку режимів роботи групи із послідовно встановленими нагнітачами запропонована методика визначення оптимального значення зведених відносних обертів першого нагнітача групи.

8. Представлено пропозиції щодо охорони праці та охорони навколишнього середовища.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Про ринок природного газу* : Закон України від 09.04.2015 р. № 329-VIII : станом на 19 серп. 2022 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/329-19#Text> (дата звернення: 07.10.2025).
2. *Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність»*. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-%D1%80#Text>
3. *Нагнітачі природного газу: підручник* / М.С. Кулик, К.І. Капітанчук, М.П. Андрійшин. Національний авіаційний інститут. Київ: НАУ. 2022. 228 с.
URL: <https://er.nau.edu.ua/server/api/core/bitstreams/3df2bbce-e53e-4794-b777-05499aac5d73/content>
4. *Про внесення змін до деяких законів України щодо запровадження на ринку природного газу обліку та розрахунків за обсягом газу в одиницях енергії* : Закон України від 02.11.2021 р. № 1850-IX : станом на 27 лип. 2022 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1850-20#Text> (дата звернення: 07.10.2025).
5. *Грудз Я. В.* Оптимізація режимів роботи газопроводу з урахуванням енерговитратності транспорту газу // *Нафтогазова енергетика*. – 2012. – № 2.
6. *Грудз В. Я.* та ін. Рациональні режими роботи складних газотранс-портних систем // *Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*. – 2021. – №. 2 (79). – С. 73-79.
7. *Грудз Я. В.* Принципи оптимізації режимів роботи газопроводу // *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. – 2013. – №. 1 (21). – С. 191-212.
8. *Чернова О. Т., Грудз В. Я., Гершун Б. І.* Рациональні режими експлуатації газотранспортних систем в умовах обмеженого обсягу транзиту газу // *Таврійський науковий вісник. Серія: Технічні науки*. – 2022. – №. 1. – С. 195-201.
9. *Розгонюк В.В., Хачикян Л.А., Григіль М.А.* та ін. Експлуатаційникові газо-нафтового комплексу/ *Довідник*. – К.: Росток, 1998.
10. *Тимків О. В., Михалків В. Б.* Метод розрахунку режимів роботи систем магістральних газопроводів // *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. – 2014. – №. 1. – С. 155.

11. *Василів О. Б.* Моделювання режимів транспортування природного газу магістральними газопроводами в умовах недовантаження / О. Б. Василів, О. С. Тітлов, Т. А. Сагала // *Нафтогазова енергетика*. – 2019. – № 2. – С. 35-42.

12. *Андрійшин М.П., Касперович В.К., Гімер П.Р.* Моделювання режимів роботи КС // *Трубопровідний транспорт*. – 1996, № 1.- с. 43-44.

13. *Сусак О. М., Касперович В. К., Андрійшин М. П.* Трубопровідний транспорт газу. – 2013.

14. *Андрійшин М.П., Капітанчук К.І., Андрійшин Н.М.* Визначення ефективності роботи газоперекачувального агрегату компресорної станції за даними її експлуатації / *Наукоємні технології*, №1 (49), 2021. – С. 49 – 56.

[DOI: 10.18372/2310-5461.49.15291](https://doi.org/10.18372/2310-5461.49.15291)

15. *Безпека життєдіяльності: підручник* / О. І. Запорожець, В. М. Заплатинський, Б. Д. Халмурадов [та ін.] ; МОН України. – 2-ге вид. – Київ : Центр учбової літератури, 2025. – 448 с.

16. *Ткачук К. Н., Зацарний В. В., Сабарно Р. В.* та ін. Охорона праці та промислова безпека: Посібник. – К.: Лібра, 2010. – 559 с. URL: <http://opcb.kpi.ua/wp-content/uploads/2012/01/Основи-охорони-праці.pdf>

17. *Охорона праці* в галузі. Навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білик. – К.: Центр учбової літератури, 2017. – 322 с. URL: <https://chmnu.edu.ua/wp-content/uploads/2016/07/Atamanchuk-P.-S.-ta-inshi-Ohorona-pratsi-v-galuzi.pdf>

18. *Навчальний посібник* з дисципліни «Безпека життєдіяльності та цивільний захист»: навч. посіб. Дніпро: ПП Вахмістров О. Є., 2022. – 148 с. URL: <https://fpk.in.ua/images/biblioteka/2fmbfinansy/Bezpeka-zhyttyed.-ta-tsyvilnyy-zakhyst.2022-Rusakova-stysnuto.pdf>

19. *Державне управління охороною праці та техногенною безпекою: конспект лекцій з дисципліни для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня за спеціальністю 015 «Професійна освіта (Охорона праці)»* [Електронний ресурс] / уклад. Л. В. Бакланова. – Харків: Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, 2025. – (PDF 120 с.). URL: <https://ekhnuir.karazin.ua/server/api/core/bitstreams/afe8beec-c28b-4d3c-b821-34bf5811ba64/content>

20. Закон України «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1105-14#Text>
21. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 8 квітня 2025 р. № 317-р. Про скасування деяких наказів міністерств та інших центральних органів виконавчої влади. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/317-2025-p#Text>
22. ДБН В.2.5-28-2018 "Природне і штучне освітлення" URL: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3718602641056466807?doc_type=2
23. Примірня інструкція з охорони праці для машиніста компресорних установок від 16.05.2023 р. URL: <https://ohoronapraci.com.ua/instructions/668548-prymirna-instruktsiya-z-okhorony-pratsi-dlya-mashynista-kompresornykh-ustanovok>
24. НПАОП 60.3-1.01-10 «Правила безпечної експлуатації магістральних газопроводів». URL: <https://ips.ligazakon.net/document/RE17587?an=1470>
25. ДСТУ 8829:2019 Пожежовибухонебезпечність речовин і матеріалів. Номенклатура показників і методи їхнього визначення. Класифікація. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=82139
26. НПАОП 0.00-1.81-18 Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=77162
27. Закон України Про стратегічну екологічну оцінку. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2354-19#Text>
28. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища. №41 з доповненнями та правками. URL: https://rada.info/upload/users_files/04415867/aadb55c50bb7df40e783aea09761d053.pdf
29. Запорожець О. І., Бойченко С. В., Матвєєва О. Л., С. Й. Шаманський С. Й. та ін. За загальною редакцією С. В. Бойченка. Транспортна екологія: навчальний посібник – К.: НАУ, 2017. – 507 с.