

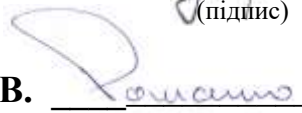
Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова
Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної та транспортної
інфраструктури
Кафедра Нафтогазової інженерії і технологій

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр»

на тему: *«Підвищення ефективності роботи апаратів повітряного
охолодження магістральної компресорної станції»*

Виконав: студент 4 курсу групи НІТ2022-1
спеціальності 185 – Нафтогазова інженерія та
технології, освітньої програми «Нафтогазова
інженерія та технології»

Уманський Владислав Григорович 
(підпис)

Керівник: доц. Ромашко О.В. 
(підпис)

Рецензент доц. Наливайко О.І. 
(прізвище та ініціали)

м. Харків – 2026 р.

Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова

Факультет: *Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної та транспортної інфраструктури*

Кафедра: *Нафтогазової інженерії і технологій*

Освітньо-кваліфікаційний рівень: перший (бакалаврський)

Спеціальність **185 – Нафтогазова інженерія та технології**

Освітня програма: *«Нафтогазова інженерія та технології»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

В.о. зав. кафедрою Нафтогазової інженерії і технологій



доц. Ткаченко Р.Б.

« 22 » травня 2026 р.

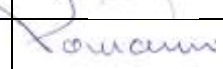
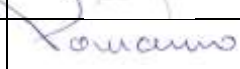
З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу бакалавра студенту

Уманському Владиславу Григоровичу

1. **Тема роботи:** «Підвищення ефективності роботи апаратів повітряного охолодження магістральної компресорної станції».
керівник роботи: доц. Ромашко О.В.,
затверджені наказом по університету від «22» травня 2026 р. № 440-03..
2. Строк подання студентом закінченої роботи 19 червня 2026 г.
3. Вихідні дані до роботи: загальні відомості, матеріали звітів та науково-дослідних робіт, технічний регламент встановлення підготовки газу, нормативні документи, відомості про лінійне виробниче управління магістральних газопроводів, науково-технічна та періодична література, географічні і кліматичні характеристики.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік підлягаючих розробці питань):
Огляд методів та засобів підготовки газу до магістрального транспорту, основні технологічні процеси на об'єктах магістральних газопроводів, процеси комплімування і охолодження природного газу, гідравлічні і теплові розрахунки. Екологічність проекту, охорона навколишнього середовища, охорона праці і безпека в надзвичайних ситуаціях.
5. Перелік графічного матеріалу (с точним визначенням обов'язкових креслень):
Презентація Power Point мета роботи, об'єкт дослідження, актуальність теми, конструкції апаратів повітряного охолодження, технологічне оснащення, розрахункові і технологічні схеми, конструктивні рішення, результати розрахунків, графіки, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, висновки.

Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці і безпека в надзвичайних ситуаціях	доц. Абракітов В.Е.		
Нормоконтроль	доц. Ромашко О.В.		

6. Дата видачі завдання 22 травня 2026 г.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

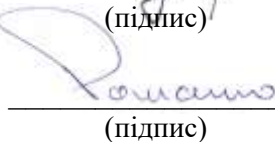
№ п/п	Найменування етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Одержання завдання на проектування	22.05.2026	
2.	Розрахунок режиму роботи дільниці		
	магістрального газопроводу і компресорної станції	22.05.2026	23.05.2026
3.	Вибір робочого тиску газопроводу	24.05.2026	25.05.2026
4.	Розрахунок властивостей транспортуемого газу	26.05.2026	28.05.2026
5.	Визначення відстані між компресорними станціями	19.05.2026	30.06.2026
6.	Розрахунок ГПА	31.05.2026	01.06.2026
7.	Уточнений тепловий і гідравлічний розрахунки		
	ділянки назопроводу між двома компресорними		
	станціями	02.06.2026	08.06.2026
8.	Розрахунок АПО газу	09.06.2026	10.06.2026
9.	Визначення екологічно шкідливих факторів	11.06.2026	12.06.2026
10.	Визначення шкідливих факторів на об'єкті	13.06.2026	14.06.2026
11.	Розробка заходів по охороні праці та безпеки		
	в надзвичайних ситуаціях	15.06.2026	16.06.2026
12.	Виконання графічної часті роботи	03.06.2026	16.06.2026
13.	Попередній захист кваліфікаційної	16.06 – 17.06.2026	
14.	Рецензування кваліфікаційної роботи	18.06.2026	
15.	Здача закінченої кваліфікаційної роботи в ЕК	19.06.2026	

Студент


(підпис)

(ст. Уманський В.Г.)

Керівник роботи


(підпис)

(доц. Ромашко О.В.)

РЕФЕРАТ

Випускна кваліфікаційна робота включає 65 сторінки, у тому числі 16 рисунків, 3 таблиці. Список літератури містить 18 джерел.

Об'єктом дослідження є апарати повітряного охолодження природного газу.

Предметом дослідження є біметалічні теплообмінні труби, що застосовуються в апаратах повітряного охолодження

Мета роботи — підвищення ефективності роботи апаратів повітряного охолодження (АПО) з біметалевими теплообмінними трубами.

Тиск газу, що перекачується магістральним трубопроводом, знижується через природні і штучні бар'єри і гідравлічні опори. Щоб підвищити тиск, необхідно стиснути газ через компресори. У цьому випадку тиск стисненого газу збільшується, і температура також підвищується. Для охолодження нагрітого газу використовують установки повітряного охолодження. У роботі розглянуто необхідність системи подачі газу, підвищення тиску та охолодження.

Розглянуто основні елементи апарату повітряного охолодження компресорної станції. Розглянуто основні шляхи підвищення ефективності роботи апаратів повітряного охолодження. Проведено гідравлічні розрахунки і теплові розрахунки АПО з LL – образним ребранням несучої сталевий труби алюмінієвим сплавом.

Ключові слова: природний газ, магістральний газопровід, перекачування, апарат повітряного охолодження, тиск, температура.

ВИЗНАЧЕННЯ, ПОЗНАЧЕННЯ, СКОРОЧЕННЯ

У цій роботі застосовано такі позначення та скорочення:

ГКС – головна компресорна станція;

ВЕР – внутрішні енергоресурси;

АПО – апарат повітряного охолодження;

АПГ - апарат повітряного охолодження горизонтальний;

ГПА – газоперекачувальний агрегат;

ГТС – газотранспортна система;

ГТУ – газотурбінне встановлення;

ГПЗ – газопереробний завод;

ДКС – дотискна компресорна станція;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КС – компресорна станція;

КС* – камера згоряння;

ЛКС – лінійна компресорна станція;

МГ – магістральний газопровід;

ОК – осьовий компресор;

ПСГ - підземне сховище газу;

ПЧ – перетворювач частоти;

РТ – регенеративний теплообмінник;

ТА – теплообмінний апарат;

ВК – відцентровий компресор;

ВВ – вуглеводень;

ОП – охорона праці;

НС - надзвичайні ситуації.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 НЕОБХІДНІСТЬ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННЯ МАГІСТРАЛЬНИМ ГАЗОПРОВОДОМ.....	9
1.1 Розрахунок режиму роботи ділянки магістрального газопроводу і компресорної станції	13
1.2 Вибір робочого тиску газопроводу	13
1.3 Розрахунок властивостей транспортуємого газу	14
1.4 Визначення відстані між компресорними станціями	16
1.5 Уточнений тепловий і гідравлічний розрахунки ділянки газопроводу між двома компресорними станціями	18
2 ВИБІР ГПА І РОЗРАХУНОК РЕЖИМУ РОБОТИ КС.....	23
2.1 Розрахунок ГПА	23
2.2 Розрахунок АПО газу	27
3. АПАРАТ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ	31
3.1 Теплообмінні секції АПО	33
3.2 Основні параметри апаратів повітряного охолодження	34
3.3 Додаткові елементи АПО	36
4 ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ АПО	41
4.1 Вибір оптимального температурного режиму газопроводу	41
4.2 Зміна кутів атаки лопат вентилятора	43
4.3 Застосування частотно-регульованого приводу	43
4.4 Удосконалення системи очищення ореброваних поверхонь трубних пучків	44
5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК АПО ГАЗУ	48
6. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	55
6.1 Завдання в галузі охорони праці	55
6.2 Виробнича безпека	55
6.3 Розрахунок системи штучного освітлення	56

6.4 Екологічна безпека	58
6.5 Безпека у надзвичайних ситуаціях	60
ВИСНОВКИ.....	63
ЛІТЕРАТУРА.....	64

ВСТУП

Сучасний виробничий процес транспорту газів за допомогою газоперекачувальних агрегатів, встановлених на компресорних станціях, - це складний фізико-технологічний процес, при оцінці ефективності якого та оптимізації роботи компресорних станцій необхідно в систематизованій формі враховувати цілу низку факторів: технологічних, термогазодинамічних, діагностичних, емпіричних та інш.

В умовах гострого дефіциту паливно-енергетичних ресурсів першочергового значення набувають завдання, пов'язані з підвищенням ефективності їх використання, та реалізація програм енергозбереження. Економія енергетичних ресурсів на етапі розвитку економіки нашої країни є найефективнішим і ефективним напрямом під час вирішення всіх завдань, які стоять перед промисловістю.

У зв'язку з цим такі завдання трубопровідного транспорту природних газів, як встановлення та підтримання оптимальних режимів роботи газотранспортних систем, розробка та реалізація заходів, спрямованих на підвищення ефективності транспорту газів зі скороченням енергетичних витрат на його перекачування, зменшення різного роду втрат газу в технологічному процесі тощо, є найважливішими та найбільш актуальними завданнями галузі. Це становище значно посилюється, якщо брати до уваги безперервне зростання вартості енергоресурсів, збільшення собівартості транспорту газу та невідновлюваність його природних ресурсів.

Модернізація апаратів повітряного охолодження газу на компресорній станції магістрального газопроводу є одним із потенційно ефективних варіантів зниження енергетичних витрат. На охолодження компримованого газу витрачається значна частина споживання електроенергії компресорною станцією: 60-70% загального обсягу, таким чином питання доцільності використання енергоресурсів є актуальним.

1 НЕОБХІДНІСТЬ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННЯ МАГІСТРАЛЬНИМ ГАЗОПРОВОДОМ

Перекачування газу газопроводом - це процес транспортування газу через спеціальні трубопроводи, які називають газопроводами. Газопроводи зазвичай використовуються для перевезення природного газу, але можуть бути використані для інших газових середовищ, таких як пропан, бутан та інші газоподібні вуглеводні.

Перекачування газу газопроводом здійснюється за допомогою компресорних станцій, які створюють необхідний тиск для переміщення газу. Компресори, встановлені на станціях, стискають газ, збільшуючи його тиск і приводячи його в рух газопроводом. Газ пересувається від однієї станції в іншу по всій довжині газопроводу за допомогою серії компресорних станцій.

Перекачування газу газопроводом має кілька переваг. Вона дозволяє транспортувати великі обсяги газу великі відстані, що особливо корисним освоєння віддалених родовищ газу. Газопроводи також є ефективним та екологічно чистим способом перевезення газу порівняно з іншими видами транспорту, такими як автотранспорт та залізниця. Крім того, газопроводи забезпечують надійне та стабільне постачання газу, що особливо важливо для довгострокових постачальників та споживачів газу.

Перекачування газу газопроводом потребує спеціального обладнання та технічного обслуговування, щоб забезпечити надійну та безпечну роботу системи. Також важливо мати систему моніторингу та контролю для виявлення можливих витоків або інших аварійних ситуацій.

Після компресії, коли стискається газ з метою збільшення його тиску, відбувається збільшення температури газу. Це явище називається "адіабатичним нагріванням". При компресії газу роботи відбувається над ним, при цьому його молекули починають рухатися швидше і частіше стикатися один з одним, що призводить до збільшення його енергії і температури.

Температура газу після компресії залежить від кількох факторів, таких як початковий тиск, обсяг та склад газу, а також параметри компресорного обладнання. При великій компресії та високих тисках температура газу може значно збільшитися.

Збільшення температури газу після компримування може мати як позитивні, і негативні наслідки. Наприклад, це може бути бажано за певних процесів, де потрібно нагріти газ для подальшого використання або реакції. Однак, підвищення температури газу може призвести до проблем, таких як підвищене тертя, зношування обладнання, можливе пошкодження або витік газу.

Для контролю підвищення температури газу після компресії можуть використовуватися різні підходи, включаючи використання охолоджуючих систем, зміна процесу компресії або застосування спеціальних матеріалів для обладнання, здатних витримувати підвищені температури.

Важливо також відзначити, що при рівнях компресії та тиску, характерних для великих газопровідних систем, підвищення температури газу може бути значним, тому необхідно передбачити відповідні заходи для забезпечення безпеки та ефективності роботи системи.

Охолодження газу в газопроводах є важливою технологічною операцією, яка має кілька переваг. Основна мета охолодження газу в газопроводах - зниження його температури для покращення його властивостей та забезпечення безпеки та ефективності роботи системи.

Охолодження газу може бути використане для таких цілей:

1. Зниження тиску: Охолодження газу призводить до його стиснення та зниження тиску, що дозволяє його безпечно транспортувати газопроводами на великі відстані.

2. Збільшення щільності: Охолодження газу збільшує його щільність, що дозволяє збільшити його обсяг у газопроводі і, отже, збільшити пропускну здатність системи.

3. Зменшення тертя: Охолодження газу може допомогти знизити тертя між газом та стінками газопроводу, що сприяє більш ефективному транспортуванню газу.

4. Поліпшення якості газу: Охолодження може допомогти видалити з газу вологу, конденсат та інші домішки, що підвищує якість газу та запобігає корозії газопроводів.

Для охолодження газу в газопроводах можуть використовуватися різні технології, включаючи використання холодильних установок, спеціальних газоохолоджувачів або попереднє охолодження газу перед подачею газопроводів. Точний метод охолодження залежить від типу газу, умов транспортування та вимог системи газопроводу.

При компрімуванні газу в газоперекачувальних агрегатах відбувається значне підвищення температури газу. Температура газу на виході з відцентрових нагнітачів може досягати 60-70 °C.

Охолодження газу на компресорних станціях застосовується:

- для зменшення температурних напруг стінки трубопроводу внаслідок значної різниці температури укладання газопроводу в траншею та температури газу, що транспортується;

- для попередження виходу з ладу протикорозійної ізоляції газопроводу (бітумна ізоляція плавиться при температурі 60...80 °C, плівкове ізоляційне покриття відшаровується);

- збільшення продуктивності магістрального газопроводу. Наприклад, для газопроводу довжиною $L=100$ км, діаметром $D=1420$ мм з товщиною стінки $\delta=17,5$ мм, по якому перекачується газ щільністю $\rho=0,7$ кг/м³ при $P_H=7,5$ МПа, $P_K=5,2$ МПа, $T_H=303$ К продуктивність (комерційна витрата) становить $Q=101,42$ млн.м³/добу. При зниженні початкової температури до $T_H=298$ К, продуктивність газопроводу збільшиться до $Q=102,69$ млн.м³/ДОБУ, що становить відносний приріст витрати на 1,25%.

Охолодження газу на компресорних станціях в даний час провадиться за допомогою апаратів повітряного охолодження газу (АПО газу). Установка

охолодження газу повинна бути загальною для всіх газоперекачувальних агрегатів компресорного цеху, мати колекторну обв'язку та обвідну лінію. Кількість АПО газу обирається виходячи з розрахункової середньорічної температури зовнішнього повітря, середньорічної температури ґрунту та оптимальної середньорічної температури охолодження газу. Остання приймається на 10...15 °С вище за розрахункову середньорічну температуру зовнішнього повітря.

1.1 Розрахунок режиму роботи ділянки магістрального газопроводу і компресорної станції

Східно-Полтавське родовище розташовано в Полтавській області України, Полтавський район, в 15 кілометрах на південний захід від м. Полтава. Найближчі населені пункти: села Васильєво, Куліково.

Район розташування родовища в міжріччі річок Ворскла та Коломак. Рельєф району – роздроблена численними ярами і балками взгорблена рівнина. Висоти коливаються від +112 м до +90 м.

Клімат в районі помірно континентальний. Середньорічна температура +8 °С. Мінімальні температури січня складають -30 – -35 °С, максимальні (липень) – +30 °С (липень). Середньорічна кількість опадів знаходиться в межах 500-600 мм.

Через розглядаєму територію проходять транспортні шляхи: залізні дороги Полтава-Харків, автомагістраль Київ-Ростов. також площу перетинає газопровід Машівка-Київ та Єфремівка-Київ.

1.2. Вибір робочого тиску газопроводу

Приймаємо робочий (надлишковий) тиск у газопроводі $P=7,35$ МПа. Значення абсолютного тиску на вході та виході відцентрового нагнітача складуть відповідно $P_{вс} = 5,1$ МПа та $P_{наг} = 7,46$ МПа. Відповідно до прийнятого рівня тиску та річної продуктивності [5] приймаємо умовний діаметр газопроводу $D_y=1200$ мм.

По газопроводу транспортується газ наступного складу:

Компонент	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	CO ₂	N ₂
Об'ємна доля, %	98,4	0,070	0,010	0,100	1,100

Середня температура ґрунту на глибині закладення осі газопроводу становить $T_0=278$ К, середня температура повітря $T_{\text{пов}}=283$ К. Газопровід прокладається у змішаних ґрунтах $K_{\text{ср}}=1$ Вт/(м²·К).

Для розрахунку газопроводу приймаємо труби $D_H=1220$ мм.

Для прийнятого діаметра значення розрахункового опору металу труби і товщини стінки газопроводу.

$$R_1 = \frac{R_1^H \cdot m}{k_1 \cdot k_H} = \frac{510 \cdot 0,9}{1,4 \cdot 1,05} = 312,2 \text{ МПа}$$

де: R_1^H – нормативний опір розтягуванню (стиснення), що дорівнює тимчасовому опору стали на розрив, МПа ($R_1^H = 510$ МПа).

m – коефіцієнт умов роботи, який залежить від категорії трубопроводу (IV категорія) $m=0,9$ [7];

k_1 – коефіцієнт надійності за матеріалом, який залежить конструктивних особливостей прийнятої труби, $k_1=1,4$ [7];

k_H – коефіцієнт надійності за призначенням, $k_H = 1,05$ [7].

Товщина стінки газопроводу

$$\delta = \frac{n_p \cdot P \cdot D_H}{2 \cdot (R_1 + n_p \cdot P)} = \frac{1,1 \cdot 7,35 \cdot 1220}{2 \cdot (312,2 + 1,1 \cdot 7,35)} = 15,4 \text{ мм}$$

де: P – робочий тиск у трубопроводі, МПа;

n_p – коефіцієнт надійності навантаження, який залежить від характеру навантаження і способу прокладання трубопроводу; $n_p=1,1$ [7];

R_1 – розрахунковий опір металу труби, МПа.

Приймаємо стандартну товщину стінки труби $\delta_H=15$ мм [5].

Внутрішній діаметр газопроводу:

$$D_{\text{вн}} = D_H - 2\delta_H = 1220 - 2 \cdot 15 = 1190 \text{ мм.}$$

1.3. Розрахунок властивостей транспортуемого газу

Щільність газу при стандартних умовах:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{см}} &= a_1 \cdot \rho_1 + a_2 \cdot \rho_2 + \dots + a_n \cdot \rho_n = \\ &= 0,984 \cdot 0,668 + 0,0007 \cdot 1,260 + 0,0001 \cdot 1,872 + 0,001 \cdot 1,872 + 0,011 \cdot 1,185 = 0,729 \text{ кг/м}^3; \end{aligned}$$

де: $a_1, \dots, a_n$ – частка кожного компонента в суміші для даного складу газу [5];

$c_1, \dots, c_n$ – щільність компонента при стандартних умовах ($T=293\text{K}$, $P=0,1013\text{ МПа}$), кг/м^3 .

Молярна маса:

$$M = a_1 \cdot M_1 + a_2 \cdot M_2 + \dots a_n \cdot M_n$$

$$= 0,984 \cdot 16,043 + 0,0007 \cdot 30,07 + 0,0001 \cdot 44,097 + 0,001 \cdot 44,011 + 0,011 \cdot 28,016 =$$

$$= 16,164 \text{ кг/моль};$$

де: $M_1 \dots M_n$ - молярна маса компонента, кг/кмоль [5].

Газова стала

$$R = \frac{\bar{R}}{M} = \frac{8314,4}{16,164} = 514,4,68 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K}),$$

де: $R = 8314,4$ - універсальна газова стала, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Псевдокритичні температура і тиск

$$T_{PK} = \sum_{i=1}^n x_i T_{KPi}$$

$$P_{PK} = \sum_{i=1}^n x_i P_{KPi}$$

де: P_{KPi} , T_{KPi} – критичні значення тиску та температури i -го компонента газової суміші,

$$T_{PK} = 0,984 \cdot 190,5 + 0,0007 \cdot 305,1 + 0,0001 \cdot 368,6 + 0,001 \cdot 304,1 + 0,011 \cdot 125,9 = 189,39 \text{ K};$$

$$P_{PK} = 0,984 \cdot 4,74 + 0,0007 \cdot 5,05 + 0,0001 \cdot 4,49 + 0,001 \cdot 7,54 + 0,011 \cdot 3,46 = 4,71 \text{ МПа};$$

Відносна щільність газу по повітря

$$\Delta = \frac{\rho_{cm}}{1,206} = \frac{0,729}{1,206} = 0,605$$

Добова продуктивність газопроводу

$$Q = \frac{Q_{\Gamma} \cdot 10^3}{365 \cdot K_{II}} = \frac{21,7 \cdot 10^3}{365 \cdot 0,946} = 62,85 \text{ млн. м}^3/\text{доб.}$$

де: Q_{Γ} – плановий обсяг газу, що транспортується, $\text{млрд. м}^3/\text{рік}$;

K_H – оціночний коефіцієнт пропускної спроможності газопроводу.

$$K_H = K_{PO} \cdot K_{ЭТ} \cdot K_{HD} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,985 = 0,946$$

де: K_{PO} – коефіцієнт розрахункової забезпеченості газопостачання споживачів, що відображає необхідність збільшення пропускної спроможності газопроводу для забезпечення додаткових поставок газу споживачам у період підвищеного попиту на газ, $K_{PO}=0,98$;

$K_{ЭТ}$ – коефіцієнт екстремальних температур, що враховує необхідність компенсації зниження пропускної спроможності газопроводу, пов'язаного з впливом високих температур довкілля, $K_{ЭТ}=0,98$;

K_{HD} – коефіцієнт надійності газопроводу, що враховує необхідність компенсації зниження продуктивності газопроводу через вимушені простої та ремонтно-технічне обслуговування, $K_{HD}=0,985$.

1.4 Визначення відстані між компресорними станціями

Визначаємо значення початкового та кінцевого тиску на лінійній ділянці між компресорними станціями

$$P_H = P_{\text{наг}} - (\Delta P_{\text{вих}} + \Delta P_{\text{охл}}) = 7,46 - (0,11 + 0,06) = 7,29 \text{ МПа};$$

де: $\Delta P_{\text{вих}}$ – втрати тиску в трубопроводі між компресорним цехом і вузлом підключення до лінійної частини магістрального газопроводу (без урахування втрат тиску в системі охолодження газу, що транспортується),

$$\Delta P_{\text{вих}} = 0,11 \text{ МПа};$$

$\Delta P_{\text{охл}}$ – втрати тиску в системі охолодження газу, включаючи його обв'язку

$$\Delta P_{\text{охл}} = 0,06 \text{ МПа}.$$

Тиск у кінці ділянки газопроводу:

$$P_K = P_{\text{вс}} + \Delta P_{\text{вс}} = 5,1 + 0,12 = 5,22 \text{ МПа},$$

де: $\Delta P_{\text{вс}}$ – втрати тиску газу на вході КС з урахуванням втрат тиску в шлейфах, що підводять, і на вузлі очищення газу, $\Delta P_{\text{вс}}=0,12 \text{ МПа}$ [5].

Вважаючи температуру газу на вході в лінійну ділянку, що дорівнює $T_H=303 \text{ К}$, визначимо орієнтовно середню температуру газу на лінійній ділянці

$$T_{CP} = \frac{T_0 + T_H}{2} = \frac{278 + 303}{2} = 290,5K$$

де: T_0 – температура довкілля на глибині закладення газопроводу,
 $T_0=278$ К.

У першому наближенні, вважаючи режим перебігу газу квадратичним, коефіцієнт опору тертю:

$$\lambda_{TP} = 0,067 \cdot \left(\frac{2 \cdot k_{\text{э}}}{D_{\text{вн}}} \right)^{0,2} = 0,067 \cdot \left(\frac{2 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{1,19} \right)^{0,2} = 9,26 \cdot 10^{-3}$$

де: $k_{\text{э}}$ - еквівалентна шорсткість труб, $k_{\text{э}} = 3 \cdot 10^{-5}$ м;

$D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу.

Коефіцієнт гідравлічного опору λ визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{\lambda_{TP}}{E^2} = \frac{9,26 \cdot 10^{-3}}{0,95^2} = 0,0097$$

де: E – коефіцієнт гідравлічної ефективності, приймається за результатами розрахунків диспетчерської служби відповідно до галузевої методики. За відсутності цих даних коефіцієнт гідравлічної ефективності приймається рівним 0,95.

Середній тиск у лінійній ділянці:

$$P_{CP} = \frac{2}{3} \cdot \left(P_H + \frac{P_K^2}{P_H + P_K} \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(7,29 + \frac{5,22^2}{7,29 + 5,22} \right) = 6,312 \text{ МПа}$$

Наведені значення тиску та температури:

$$P_{PP} = \frac{P}{P_{ПК}} = \frac{6,312}{4,714} = 1,339$$

$$T_{PP} = \frac{T}{T_{ПК}} = \frac{290,5}{189,39} = 1,534$$

де: $P = P_{CP}$, $T = T_{CP}$ – середні тиск і температура на лінійній ділянці газопроводу відповідно;

$P_{ПК}$, $T_{ПК}$ – псевдокритичний тиск та температура відповідно.

Коефіцієнт стисливості газу

$$Z_{CP} = 1 + A_1 P_{PP} + A_2 P_{PP}^2 = 1 - 0,11 \cdot 1,339 + 0,0143 \cdot 1,339^2 = 0,879$$

де:

$$A_1 = -0,39 + \frac{2,03}{T_{\text{ПР}}} - \frac{3,16}{T_{\text{ПР}}^2} + \frac{1,09}{T_{\text{ПР}}^3} = -0,39 + \frac{2,03}{1,534} - \frac{3,16}{1,534^2} + \frac{1,09}{1,534^3} = -0,11,$$

$$A_2 = 0,0423 - \frac{0,1812}{T_{\text{ПР}}} + \frac{0,2124}{T_{\text{ПР}}^2} = 0,0423 - \frac{0,1812}{1,534} + \frac{0,2124}{1,534^2} = 0,0143$$

Розрахункова відстань між компресорними станціями становитиме

$$l = \frac{105,087^2 \cdot D_{\text{вн}}^5 \cdot (P_H^2 - P_K^2)}{Q^2 \cdot \Delta \cdot \lambda \cdot Z_{\text{СР}} \cdot T_{\text{СР}}} = \frac{105,087^2 \cdot 1,19^5 \cdot (7,29^2 - 5,22^2)}{62,85^2 \cdot 0,605 \cdot 0,0097 \cdot 0,879 \cdot 290,5} = 115,259 \text{ км}$$

де: Q – добова продуктивність газопроводу;

Δ - відносна щільність газу повітрям;

λ – коефіцієнт гідравлічного опору;

$Z_{\text{СР}}$ - коефіцієнт стисливості газу;

$T_{\text{СР}}$ – середня температура на лінійній ділянці газопроводу.

1.5 Уточнений тепловий і гідравлічний розрахунки ділянки назопроводу між двома компресорними станціями

Приймаємо як перше наближення значення λ , $T_{\text{СР}}$ і $Z_{\text{СР}}$ з першого етапу обчислень:

$$\lambda = 0,0097; T_{\text{СР}} = 290,5 \text{ К}; Z_{\text{СР}} = 0,879.$$

Визначаємо у першому наближенні значення P_K :

$$\begin{aligned} P_K &= \sqrt{P_H^2 - \frac{Q^2 \cdot \Delta \cdot \lambda \cdot Z_{\text{СР}} \cdot T_{\text{СР}} \cdot l}{105,087^2 \cdot D_{\text{вн}}^5}} = \\ &= \sqrt{7,29^2 - \frac{62,85^2 \cdot 0,605 \cdot 0,0097 \cdot 0,879 \cdot 290,5 \cdot 115}{105,087^2 \cdot 1,19^5}} = 5,22 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Визначаємо середній тиск:

$$P_{\text{СР}} = \frac{2}{3} \cdot \left(P_H + \frac{P_K^2}{P_H + P_K} \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(7,29 + \frac{5,22^2}{7,29 + 5,22} \right) = 6,312 \text{ МПа}$$

Визначаємо середні значення наведеного тиску та температури:

$$P_{\text{ПР}} = \frac{P}{P_{\text{ПК}}} = \frac{6,312}{4,714} = 1,339,$$

$$T_{\text{пп}} = \frac{T}{T_{\text{пк}}} = \frac{290,5}{189,39} = 1,534$$

Питома теплоємність газу:

$$C_p = R(E_0 + E_1 \cdot P_{\text{пп}} + E_2 \cdot P_{\text{пп}}^2 + E_3 \cdot P_{\text{пп}}^3),$$

де: R – газова стала.

$$E_0 = 4,437 - 1,015 \cdot T_{\text{пп}} + 0,591 \cdot T_{\text{пп}}^2 = 4,437 - 1,015 \cdot 1,534 + 0,591 \cdot 1,534^2 = 4,27,$$

$$E_1 = 3,29 - \frac{11,37}{T_{\text{пп}}} + \frac{10,9}{T_{\text{пп}}^2} = 3,29 - \frac{11,37}{1,534} + \frac{10,9}{1,534^2} = 0,522,$$

$$E_2 = 3,23 - \frac{16,27}{T_{\text{пп}}} + \frac{25,48}{T_{\text{пп}}^2} - \frac{11,81}{T_{\text{пп}}^3} = 3,23 - \frac{16,27}{1,534} + \frac{25,48}{1,534^2} - \frac{11,81}{1,534^3} = 0,18,$$

$$E_3 = -0,214 + \frac{0,908}{T_{\text{пп}}} - \frac{0,967}{T_{\text{пп}}^2} = -0,214 + \frac{0,908}{1,534} - \frac{0,967}{1,534^2} = -0,034.$$

Тоді:

$$C_p = 514,4 \cdot (4,27 + 0,522 \cdot 1,339 + 0,18 \cdot 1,339^2 + 0,786 \cdot 1,339^3) = 2,68 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$$

Коефіцієнт Джоуля-Томсона:

$$D_i = H_0 + H_1 \cdot P_{\text{пп}} + H_2 \cdot P_{\text{пп}}^2 + H_3 \cdot P_{\text{пп}}^3,$$

де:

$$H_0 = 24,96 - 20,3 \cdot T_{\text{пп}} + 4,57 \cdot T_{\text{пп}}^2 = 24,96 - 20,3 \cdot 1,534 + 4,57 \cdot 1,534^2 = 4,574,$$

$$H_1 = 5,66 - \frac{19,92}{T_{\text{пп}}} + \frac{16,89}{T_{\text{пп}}^2} = 5,66 - \frac{19,92}{1,534} + \frac{16,89}{1,534^2} = 0,01,$$

$$H_2 = -4,11 + \frac{14,68}{T_{\text{пп}}} - \frac{13,39}{T_{\text{пп}}^2} = -4,11 + \frac{14,68}{1,534} - \frac{13,39}{1,534^2} = -0,23,$$

$$H_3 = 0,568 - \frac{2,0}{T_{\text{пп}}} + \frac{1,79}{T_{\text{пп}}^2} = 0,568 - \frac{2}{1,534} + \frac{1,79}{1,534^2} = 0,029$$

тоді:

$$D_i = 4,574 + 0,01 \cdot 1,339 - 0,23 \cdot 1,339^2 + 0,029 \cdot 1,339^3 = 4,245 \text{ K} / \text{Па}$$

Розраховуємо коефіцієнт α :

$$\alpha = 0,225 \cdot \frac{K_{\text{ср}} \cdot D_{\text{вн}}}{Q \cdot \Delta \cdot C_p} = 0,225 \cdot \frac{1 \cdot 1,19}{62,85 \cdot 0,605 \cdot 2,68} = 2,627 \cdot 10^{-3} \text{ км}^{-1}$$

де: K_{CP} – середній на лінійній ділянці загальний коефіцієнт теплопередачі від газу в навколишнє середовище, що залежить від того, в яких ґрунтах прокладається трубопровід (для змішаних ґрунтів $K_{CP}=1$ Вт/(м²·К)).

Обчислюємо значення середньої температури з урахуванням теплообміну з навколишнім середовищем та коефіцієнта Джоуля-Томсона:

$$T_{CP} = T_0 + (T_H - T_0) \cdot \frac{1 - e^{-a \cdot l}}{a \cdot l} - D_i \cdot \frac{P_H^2 - P_K^2}{2 \cdot a \cdot l \cdot P_{CP}} \cdot \left(1 - \frac{1 - e^{-a \cdot l}}{a \cdot l} \right) =$$

$$= 278 + \frac{303 - 278}{2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115} \cdot \left(1 - e^{-2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115} \right) - 4,245 \cdot \frac{7,29^2 - 5,22^2}{2 \cdot 2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115 \cdot 6,312} \cdot$$

$$\cdot \left(1 - \frac{1 - e^{-2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115}}{2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115} \right) = 289,53 K$$

Обчислюємо уточнені значення наведеної температури T_{PP} та коефіцієнта стисливості Z_{CP} :

$$T_{PP} = \frac{T_{CP}}{T_{PK}} = \frac{289,53}{189,39} = 1,52,$$

$$A_1 = -0,39 + \frac{2,03}{1,566} - \frac{3,16}{1,566^2} + \frac{1,09}{1,566^3} = -0,107,$$

$$A_2 = 0,0423 - \frac{0,1812}{1,566} + \frac{0,2124}{1,566^2} = 0,012,$$

$$Z_{CP} = 1 - 0,099 \cdot 1,339 + 0,0133 \cdot 1,339^2 = 0,872$$

Розраховуємо коефіцієнт динамічної в'язкості та число Рейнольдса:

$$\mu = \mu_0 \left(1 + B_1 \cdot P_{PP} + B_2 \cdot P_{PP}^2 + B_3 \cdot P_{PP}^3 \right),$$

де:

$$\mu_0 = (1,81 + 5,95 \cdot T_{PP}) \cdot 10^{-6} = (1,81 + 5,95 \cdot 1,52) \cdot 10^{-6} = 10,735 \cdot 10^{-6},$$

$$B_1 = -0,67 + \frac{2,36}{T_{PP}} - \frac{1,93}{T_{PP}^2} = -0,67 + \frac{2,36}{1,566} - \frac{1,93}{1,566^2} = 0,04,$$

$$B_2 = 0,8 - \frac{2,89}{T_{PP}} + \frac{2,65}{T_{PP}^2} = 0,8 - \frac{2,89}{1,566} + \frac{2,65}{1,566^2} = 0,02,$$

$$B_3 = -0,1 + \frac{0,354}{T_{PP}} - \frac{0,314}{T_{PP}^2} = -0,1 + \frac{0,354}{1,566} - \frac{0,314}{1,566^2} = -0,074$$

тоді:

$$\mu = 10,735 \cdot 10^{-6} (1 + 0,04 \cdot 1,339 + 0,02 \cdot 1,339^2 - 0,074 \cdot 1,339^3) = 0,912 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

$$\text{Re} = 17,75 \cdot \frac{\Delta \cdot Q}{D_{\text{вн}} \cdot \mu} = 17,75 \cdot \frac{0,605 \cdot 62,85}{1,19 \cdot 0,912 \cdot 10^{-5}} = 6,219 \cdot 10^7$$

Обчислюємо коефіцієнти λ_{TP} і λ :

$$\lambda_{TP} = 0,067 \cdot \left(\frac{158}{\text{Re}} + \frac{2 \cdot k_{\text{э}}}{D_{\text{вн}}} \right)^{0,2} = 0,067 \cdot \left(\frac{158}{6,219 \cdot 10^7} + \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{1,19} \right)^{0,2} = 9,241 \cdot 10^{-3},$$

$$\lambda = \frac{\lambda_{TP}}{E^2} = \frac{9,241 \cdot 10^{-3}}{0,95^2} = 0,01$$

Кінцевий тиск у другому наближенні:

$$\begin{aligned} P'_K &= \sqrt{P_H^2 - \frac{Q^2 \cdot \Delta \cdot \lambda \cdot Z_{CP} \cdot T_{CP} \cdot l}{105,087^2 \cdot D_{\text{вн}}^5}} = \\ &= \sqrt{7,29^2 - \frac{62,85^2 \cdot 0,605 \cdot 0,01 \cdot 0,872 \cdot 289,53 \cdot 115}{105,087^2 \cdot 1,19^5}} = 5,18 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Відносна похибка визначення кінцевого тиску становить:

$$\left| \frac{P_K - P'_K}{P_K} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{5,22 - 5,18}{5,22} \right| \cdot 100 \% = 0,77 \%$$

Отриманий результат відрізняється від попереднього наближення менш як на 1%, тож розрахунок вважається закінченим. Результати розрахунків наведено у таблиці 1.1.

Уточнюється середній тиск:

$$P_{CP} = \frac{2}{3} \cdot \left(P_H + \frac{P_K^2}{P_H + P_K} \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(7,29 + \frac{5,18^2}{7,29 + 5,18} \right) = 6,29 \text{ МПа}$$

Таблиця 1.1 - Результати уточненого теплового та гідравлічного розрахунку лінійної ділянки газопроводу

Найменування розрахункового параметра	Перше наближення	Друге наближення
Кінцевий тиск P_K , МПа	5,22	—
Середній тиск P_{CP} , МПа	6,312	—
Наведена температура T_{np}	1,534	—
Наведений тиск P_{np}	1,339	—
Теплоємність газу C_p , кДж/(кг К)	2,68	—
Коефіцієнт Джоуля-Томсона D_i , К/МПа	4,245	—
Параметр a	$2,627 \cdot 10^{-3}$	—
Середня температура T_{cp} , К	289,53	—
Середній коефіцієнт стисливості Z_{cp}	0,872	—
Динамічна в'язкість газу μ , Па·с	$0,912 \cdot 10^{-5}$	—
Число Рейнольдса Re	$6,219 \cdot 10^7$	—
Коефіцієнт опору тертя $\lambda_{тр}$	$9,241 \cdot 10^{-3}$	—
Коефіцієнт гідравлічного опору λ	0,01	—
Кінцевий тиск P'_K	5,18	—
Відносна похибка за тиском, %	0,77	< 1,0

Визначаємо кінцеву температуру газу:

$$\begin{aligned}
 T_K &= T_0 + (T_H - T_0) \cdot e^{-a \cdot l} - D_i \cdot \frac{P_H^2 - P_K^2}{2 \cdot a \cdot l \cdot P_{CP}} \cdot (1 - e^{-a \cdot l}) = \\
 &= 278 + (303 - 278) \cdot e^{-2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115} - 4,245 \cdot \frac{7,29^2 - 5,18^2}{2 \cdot 2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115 \cdot 6,29} \cdot (1 - e^{-2,627 \cdot 10^{-3} \cdot 115}) = \\
 &= 282,9 K
 \end{aligned}$$

На цьому уточнений тепловий та гідравлічний розрахунок ділянки газопроводу можна вважати завершеним.

2. ВИБІР ГПА І РОЗРАХУНОК РЕЖИМУ РОБОТИ КС

2.1 Розрахунок ГПА

На компресорних станціях газопроводу пропонується встановлення газотурбінних агрегатів Коберра-183, обладнаних відцентровими нагнітачами RF 2BB-30.

За результатами теплового та гідравлічного розрахунку лінійної ділянки визначимо тиск P_{BC} та температуру T_{BC} газу на вході у відцентровий нагнітач:

$$P_{BC} = P_K - \Delta P_{BC} = 5,18 - 0,12 = 5,06 \text{ МПа},$$

$$T_{BC} = T_K = 282,9 \text{ К}$$

Обчислюємо при $P = P_{BC}$ та $T = T_{BC}$ значення тиску та температури, наведені до умов всмоктування:

$$P_{PP} = \frac{P}{P_{PK}} = \frac{5,06}{4,714} = 1,073,$$

$$T_{PP} = \frac{T}{T_{PK}} = \frac{282,9}{189,39} = 1,5$$

Розраховуємо коефіцієнт стисливості газу за умов всмоктування:

$$Z_{BC} = 1 + A_1 \cdot P_{PP} + A_2 \cdot P_{PP}^2 = 1 - 0,108 \cdot 1,073 + 0,0153 \cdot 1,073^2 = 0,902$$

де:

$$A_1 = -0,39 + \frac{2,03}{T_{PP}} - \frac{3,16}{T_{PP}^2} + \frac{1,09}{T_{PP}^3} = -0,39 + \frac{2,03}{1,5} - \frac{3,16}{1,5^2} + \frac{1,09}{1,5^3} = -0,108,$$

$$A_2 = 0,0423 - \frac{0,1812}{T_{PP}} + \frac{0,2124}{T_{PP}^2} = 0,0423 - \frac{0,1812}{1,5} + \frac{0,2124}{1,5^2} = 0,0153$$

Визначаємо щільність газу, необхідну кількість нагнітачів та продуктивність нагнітача за умов всмоктування Q_{BC} :

$$\rho_{\text{вс}} = \rho_{CT} \cdot \frac{P_{\text{вс}} \cdot T_{CT} \cdot Z_{CT}}{P_{CT} \cdot T_{\text{вс}} \cdot Z_{\text{вс}}} = 0,729 \cdot \frac{5,06 \cdot 293 \cdot 1}{0,1013 \cdot 282,9 \cdot 0,902} = 40,8 \text{ кг / м}^3,$$

де: P_{CT} , T_{CT} , Z_{CT} – відповідно тиск, температура та коефіцієнт стисливості газу за стандартних умов.

$$m_n = \frac{Q_{KC}}{Q_n} = \frac{62,85}{21,8} = 2,88$$

де: $Q_{KC} = Q$ – продуктивність КС;

Q_H – номінальна продуктивність ВН за стандартних умов, $Q_H=13$ млн.м³/доб;

Округлюємо до $m_n=3$.

$$Q_{ec} = \frac{Q_{KC}}{24 \cdot 60 \cdot m_n} \cdot \frac{\rho_{CT}}{\rho_{ec}} = \frac{62,85 \cdot 10^6}{24 \cdot 60 \cdot 3} \cdot \frac{0,729}{40,8} = 259,949 \text{ м}^3/\text{хв};$$

Задаючись декількома значення обертів ротора в діапазоні можливих частот обертання ГПА, визначаємо $Q_{пр}$ і $[n/n_H]_{пр}$.

Результати вносимо до таблиці 2.1

Таблиця 2.1 - Результати розрахунку $Q_{пр}$ та $[n/n_H]_{пр}$

Частота обертання n , хв ⁻¹	n/n_H	n_H/n	$Q_{пр} = \frac{n_H}{n} \cdot Q_{ec}$ $\left[\frac{n}{n_H} \right]_{пр} = \frac{n}{n_H} \cdot \sqrt{\frac{Z_{пр} \cdot R_{пр} \cdot T_{пр}}{Z_{пр} \cdot R \cdot T_{ec}}}$	
3000	0,6	1,667	433,335	0,584
3500	0,7	1,429	371,467	0,681
4500	0,9	1,111	288,803	0,876
5000	1,0	1,000	259,949	0,973
5500	1,1	0,909	236,294	1,07

$n = 5000$ хв⁻¹; $Z_{пр} = 0,9$; $R_{пр} = 491$ Дж/(кг·К); $T_{пр} = 288$ К.

При $n=5500$ хв⁻¹

$$\frac{n}{n_H} = \frac{5500}{5000} = 1,1$$

$$\frac{n_H}{n} = \frac{5000}{5500} = 0,909$$

$$Q_{пр} = \frac{5000}{5500} \cdot 259,949 = 236,294,$$

$$\left[\frac{n}{n_H} \right]_{пр} = \frac{5500}{5000} \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot 491 \cdot 288}{0,902 \cdot 514,4 \cdot 289,9}} = 0,973$$

Отримані точки $Q_{пр}$ - $[n/n_H]_{пр}$ наносяться на характеристику нагнітача та з'єднуються лінією режимів (рисунок 2.1).

Обчислюємо необхідний ступінь підвищення тиску:

$$\varepsilon = \frac{P_{наг}}{P_{BC}} = \frac{7,46}{5,06} = 1,474$$

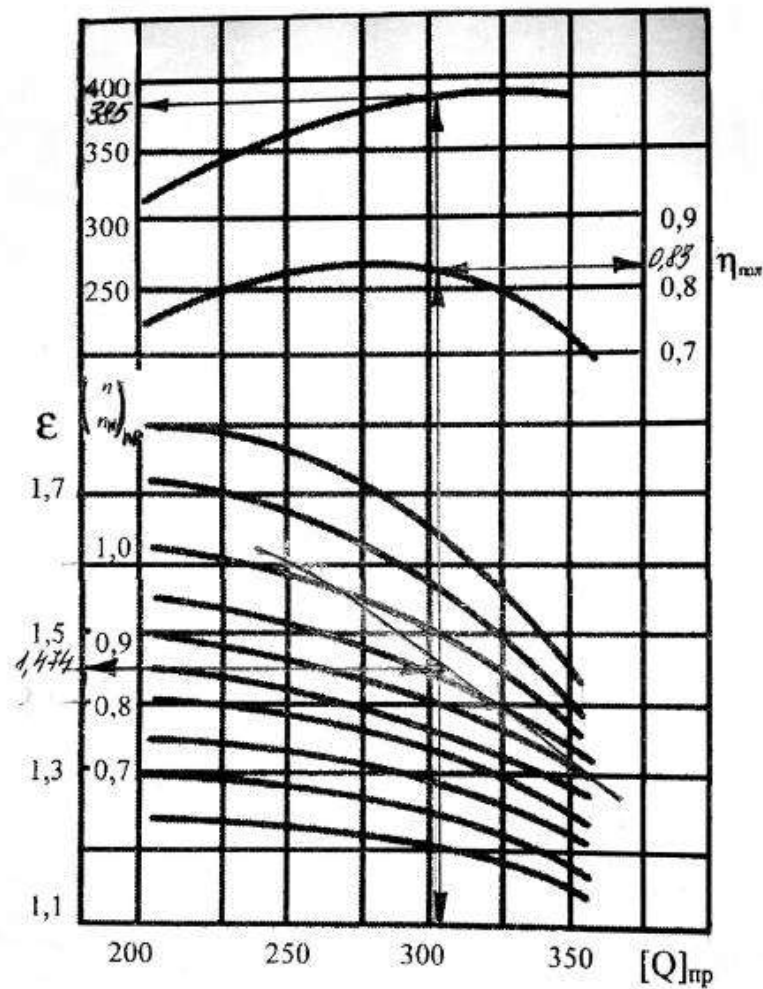


Рисунок 2.1 – Наведена характеристика RF 2BB-30

За характеристикою нагнітачів (рисунок 2.1) визначаємо розрахункові значення наведених параметрів. Проведемо горизонтальну лінію з $\epsilon = 1,474$ до лінії режимів та знайдемо точку перетину. Відновлюючи перпендикуляр із цієї точки до перетину з горизонтальною віссю, знаходимо, $Q_{пр} = 305 \text{ м}^3/\text{хв}$. Аналогічно визначаємо $\epsilon_{пол} = 0,83$ і $[Ni/свс]_{пр} = 385 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{м}^3)$.

Визначимо розрахункову частоту обертання валу нагнітача:

$$n = \frac{Q_{ес}}{Q_{пр}} \cdot n_n = \frac{259,949}{305,0} \cdot 5000 = 4261 \text{ хв}^{-1};$$

Розраховуємо внутрішню потужність, яку споживає ВН:

$$N_i = \rho_{ec} \cdot \left[\frac{N_i}{\rho_{ec}} \right]_{np} \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 = 40,8 \cdot 385 \cdot \left(\frac{4261}{5000} \right)^3 = 9722 \text{ кВт}$$

З урахуванням, що механічні втрати потужності становлять 1% від номінальної потужності ГТУ, визначаємо потужність на муфті приводу:

$$N_e = N_i + N_{мех} = 9722 + 129 = 9851 \text{ кВт}$$

де: $N_{мех}$ – механічні втрати потужності в редукторі та підшипниках ВН при номінальному завантаженні (1% від номінальної потужності приводу).

Обчислюємо потужність ГТУ:

$$N_e^P = N_e^H \cdot k_N \cdot k_{OБЛ} \cdot k_Y \cdot \left(1 - k_t \frac{T_{ВОЗД} - T_{ВОЗД}^H}{T_{ВОЗД}} \right) \cdot \frac{P_a}{0,1013} =$$

$$= 12900 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(1 - 2,2 \cdot \frac{283 - 288}{283} \right) \cdot 1 = 11778 \text{ кВт}$$

де: $N_{ен}$ – номінальна потужність ГТУ, $N_{ен} = 12\,900$ кВт;

k_N – коефіцієнт технічного стану потужності, $k_N = 0,95$;

$k_{OБЛ}$ – коефіцієнт, що враховує вплив системи протизледеніння (при відключеній системі $k_{OБЛ} = 1$);

k_Y – коефіцієнт, що враховує вплив системи утилізації тепла (при її відсутності $k_Y = 1$);

k_t – коефіцієнт, що враховує вплив атмосферного повітря на потужність ГТУ, $k_t = 2,2$;

$T_{ВОЗД}$, $T_{HВОЗД}$ – відповідно фактична та номінальна температура повітря,

$T_{ВОЗД} = 283$ К, $T_{HВОЗД} = 288$ К;

P_a – розрахунковий тиск зовнішнього (атмосферного) повітря, $P_a = 0,1013$ МПа.

Перевіряємо умову $N_e \leq N_e^P$. Умова $9851 < 11778$ виконується.

Розраховуємо температуру газу на виході ВН:

$$T_{газ} = T_{BC} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}} = 282,9 \cdot 1,474^{\frac{1,31-1}{1,31-0,83}} = 315,9 \text{ К}$$

де: k – показник адіабати природного газу, $k = 1,31$.

На цьому розрахунок вважатимуться завершеним.

2.2 Розрахунок АПО газу

Компресорну станцію оснастимо апаратами повітряного охолодження (АПО) зигзагоподібного типу з двома вентиляторами 2АВГ-75С.

Параметри апарату повітряного охолодження:

- поверхня теплообміну $F_{аво}$, m^2 , $F_{аво} = 9930 m^2$;
- число рядів n_r , $n_r = 6$;
- довжина труб, l , m , $l = 8$;
- число ходів n_x , $n_x = 1$;
- електродвигун потужністю N , кВт, $N = 30$ кВт;
- об'ємна витрата повітря 1 вентилятора, v , m^3/c , $v = 125 m^3/c$.

Визначимо кількість АПО газу n , шт.

$$n = \frac{Q_{пр}}{K_{нп} \cdot \theta_{ср} \cdot F_{аво}}$$

де: $Q_{пр}$ – кількість тепла, що віддається охолоджуваним газом, Вт,

$$Q_{пр} = G \cdot C_p \cdot (T_1^{apo} - T_2^{apo}),$$

де: G – витрата газу через АПО, кг/год;

$$G = \rho_{ст} \cdot Q_{apo},$$

де: Q_{apo} – витрата газу, млн. m^3 /добу,

$$Q_{аво} = Q_{кц} - Q_{тг}^{общ}$$

$$Q_{apo} = 92,15 - 0,556 = 91,594 \text{ млн. } m^3/\text{доб}$$

$$G = 0,716 \cdot 91,594 = 65,58 \text{ млн. кг/доб} = 27,33 \cdot 10^5 \text{ кг/год.}$$

де: C_p – середня ізобарна теплоємність газу, ккал/кг $^{\circ}$ К,

$$C_p = 1,695 + 1,838 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ср} + 1,96 \cdot 10^6 \cdot \frac{(P_{вых} - 0,1)}{T_{ср}^3},$$

де: $T_{ср}$ – середня температура газу, К,

$$T_{ср} = \frac{T_1^{apo} + T_2^{apo}}{2},$$

де: T_1^{apo} – температура на вході АПО, К, $T_1^{apo} = 322,49$ К;

де: T_2^{apo} – температура на виході АПО, К;

$$T_2^{\text{апо}} = t_1 + (10 \div 15),$$

де: t_1 – температура воздуха на входе в АПО, К

$$t_1 = T_a + \delta T_a,$$

де: T_a – среднегодовая температура окружающего воздуха, К, $T_a = 274,7$ К;

δT_a – поправка на изменчивость климатических данных, К, $\delta T_a = 5$ К;

$$t_1 = 274,7 + 5 = 279,7 \text{ К},$$

$$T_2^{\text{апо}} = 279,7 + 15 = 294,7 \text{ К},$$

$$T_{\text{cp}} = \frac{322,49 + 294,7}{2} = 308,6 \text{ К},$$

$$C_p = 1,695 + 1,838 \cdot 10^{-3} \cdot 308,6 + 1,96 \cdot 10^6 \cdot \frac{7,43 - 0,1}{308,6^3} =$$

$$= 2,75 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К} = 0,657 \text{ ккал/кг} \cdot \text{К},$$

$$Q_{\text{пр}} = 27,33 \cdot 10^5 \cdot 0,657 \cdot (322,49 - 294,7) = 58032,76 \text{ кВт}.$$

де: $K_{\text{нп}}$ – коефіцієнт теплопередачі, віднесений до повної поверхні оребреної труби з урахуванням забруднень, Вт/м²К, $K_{\text{нп}} = 25$ Вт/м²К;

θ_{cp} – середній температурний напір, К,

$$\theta_{\text{cp}} = \theta \cdot \varepsilon_{\Delta t},$$

де: θ – середній логарифмічний температурний напір,

$$\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

де: θ_1 – температурний напір на вході в апарата,

$$\theta_1 = T_1^{\text{апо}} - t_2,$$

де: t_2 – температура повітря на виході з АПО, К;

$$t_2 = t_1 + \Delta t_0 k_{\Delta t},$$

де: Δt_0 – підвищення температури повітря за нормальних умов, К,

$$\Delta t_0 = \frac{Q}{m \cdot n \cdot \hat{E}_{\text{е}} \cdot v \cdot 1,211},$$

де: Q – кількість тепла, що передається в апараті, кВт, $Q_{\text{пр}} = 58032,76$ кВт;

v – об'ємна витрата повітря через один вентилятор, $v = 125$ м³/с;

n – кількість вентиляторів в апараті, залежно від типу апарату та довжини труб, $n = 2$;

m – орієнтовне число АПО газу, $m = 12$;

$K_{\text{ж}}$ – коефіцієнт, що враховує кількість жалюзі; через те, що жалюзі немає, приймаємо $K_{\text{ж}} = 1$;

$$\Delta t_o = \frac{58032,76}{12 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 125 \cdot 1,211} = 15,97 \text{ К},$$

$k_{\Delta t}$ – поправочний коефіцієнт, що залежить від висоти місцевості над рівнем моря та температури навколишнього повітря, при $h_1 = 130 \text{ м}$, $k_{\Delta t} = 0,92$;

$$t_2 = 279,7 + 15,97 \cdot 0,92 = 294,4 \text{ К},$$

$$\theta_1 = 322,49 - 294,4 = 28,09 \text{ К},$$

де: θ_1 – температурный напор в конце аппарата, К,

$$\theta_2 = T_2^{\text{апо}} - t_1,$$

$$\theta_2 = 294,7 - 279,7 = 15 \text{ К},$$

$$\theta = \frac{28,09 - 15}{\ln \frac{28,09}{15}} = 20,87 \text{ К},$$

де: $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочний коефіцієнт, що залежить від кількості ходів.

Для визначення поправочного коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$ знаходимо наступні допоміжні величини,

$$R = \frac{T_1^{\text{вих}} - T_2^{\text{вих}}}{t_2 - t_1},$$

$$R = \frac{322,49 - 294,7}{294,4 - 279,7} = 1,89,$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1^{\text{вих}} - t_1}.$$

$$P = \frac{294,4 - 279,7}{322,49 - 279,7} = 0,34.$$

За графіком, представленим на рисунку 2.2, визначаємо $\varepsilon_{\Delta t} = 0,87$.

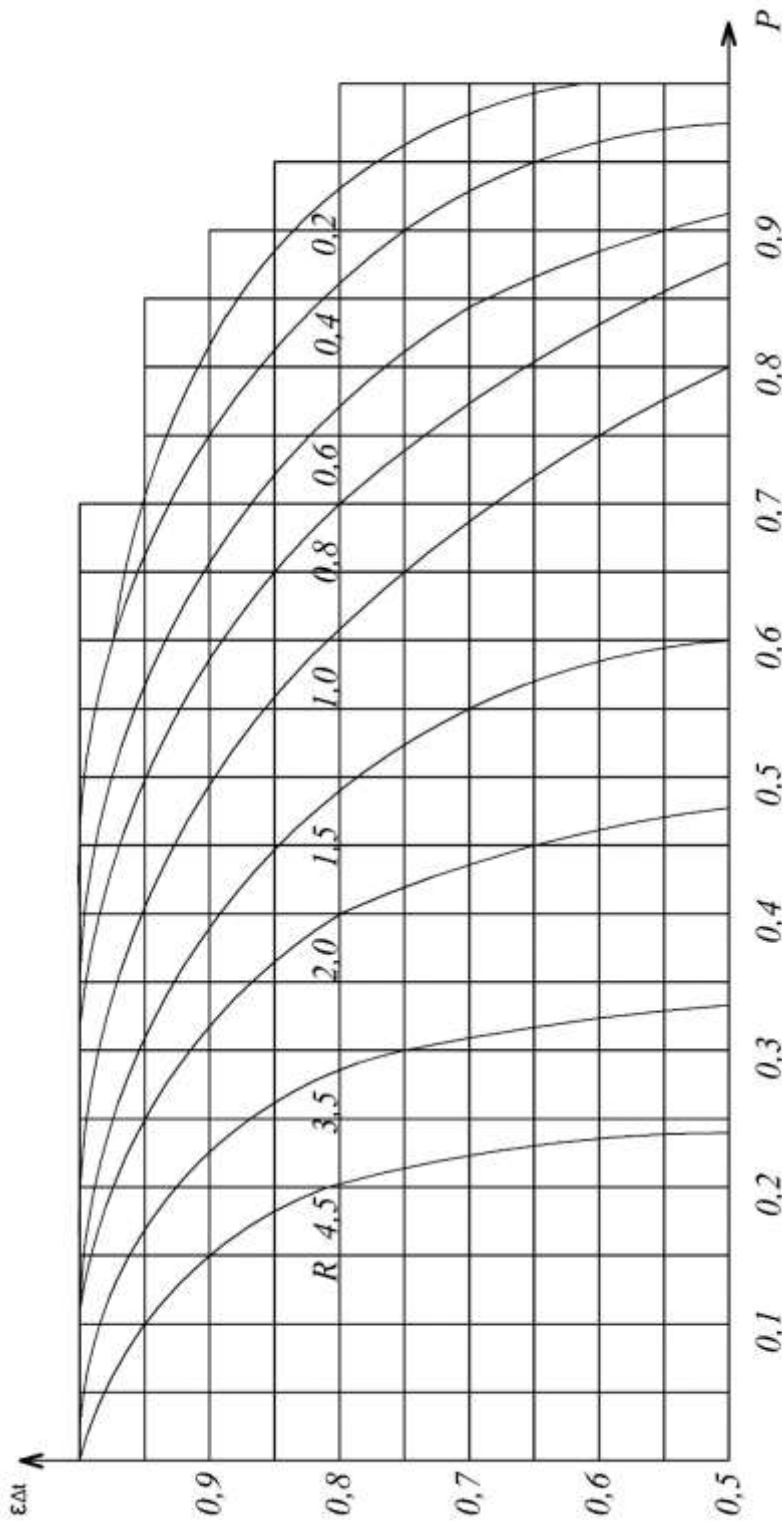
Тоді за формулою отримуємо:

$$\theta_{cp} = 20,87 \cdot 0,87 = 18,2 \text{ К},$$

Кількість АПО газу n ,

$$n = \frac{58032,76 \cdot 10^3}{25 \cdot 18,2 \cdot 9930} = 12,8,$$

Приймаємо кількість АПО, що дорівнює $n = 13$.



$\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочний коефіцієнт, що залежить від кількості ходів;

R , R – допоміжні величини

Рисунок 2.2 – Графік визначення поправного коефіцієнта $\varepsilon_{\Delta t}$

3. АПАРАТ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

Технологічна схема КС

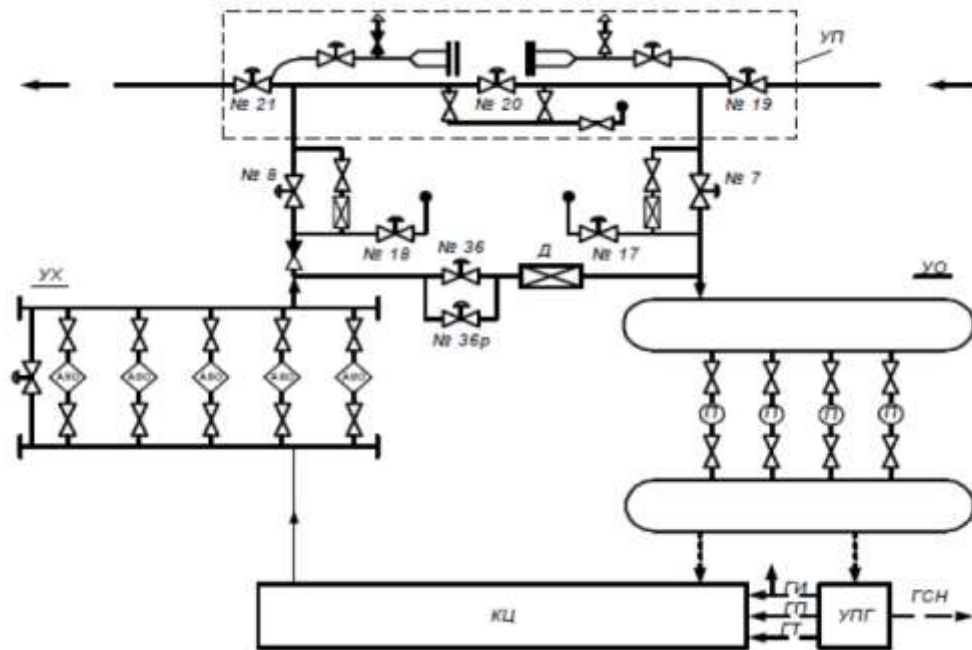


Рисунок 3.1 - Принципова технологічна схема КС із паралельною обв'язкою ГПА

Апарат повітряного охолодження (рис. 3.2) складається з однієї або кількох теплообмінних секцій, встановлених на металоконструкції, вентиляторів, які прокачують потоки повітря через теплообмінник та приводів вентиляторів (електромоторів). Вентилятори встановлюються у спеціальних дифузорах, які призначені для підвищення ефективності та спрямування повітряного потоку. Дифузор вентилятора є обичайкою циліндричної форми, всередині якої розміщений сам вентилятор. Теплообмінна секція складається з оребрених трубок, через які протікає середовище, що охолоджується, і колекторів, до яких підключаються подає і відвідний трубопроводи і які розподіляють охолоджуване

середовище рівномірно по трубках теплообмінника. Технологічне середовище, яке потрібно охолодити, надходить у трубки теплообмінника.



Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд апарату повітряного охолодження

Існує два виконання апаратів повітряного охолодження:

- апарати із природною конвекцією повітря через теплообмінник;
- апарати із примусовою циркуляцією повітря, що здійснюється за допомогою вентиляторів.

Апарати повітряного охолодження з примусовою циркуляцією повітря застосовують значно частіше, т.к. їх ефективність набагато вища.

Теплообмінники з природною конвекцією застосовуються у спеціальних випадках, де технологічні процеси вимагають забезпечення невеликих швидкостей повітря, наприклад, деяких типах холодильних камер.

3.1 Теплообмінні секції АПО

Апарати повітряного охолодження складаються з таких основних вузлів (Рис. 3.3):

1. теплообмінних секцій;
2. осьового вентилятора з приводом;
3. пристроїв для регулювання витрати охолоджуючого повітря;
4. опорних та огорожувальних конструкцій.

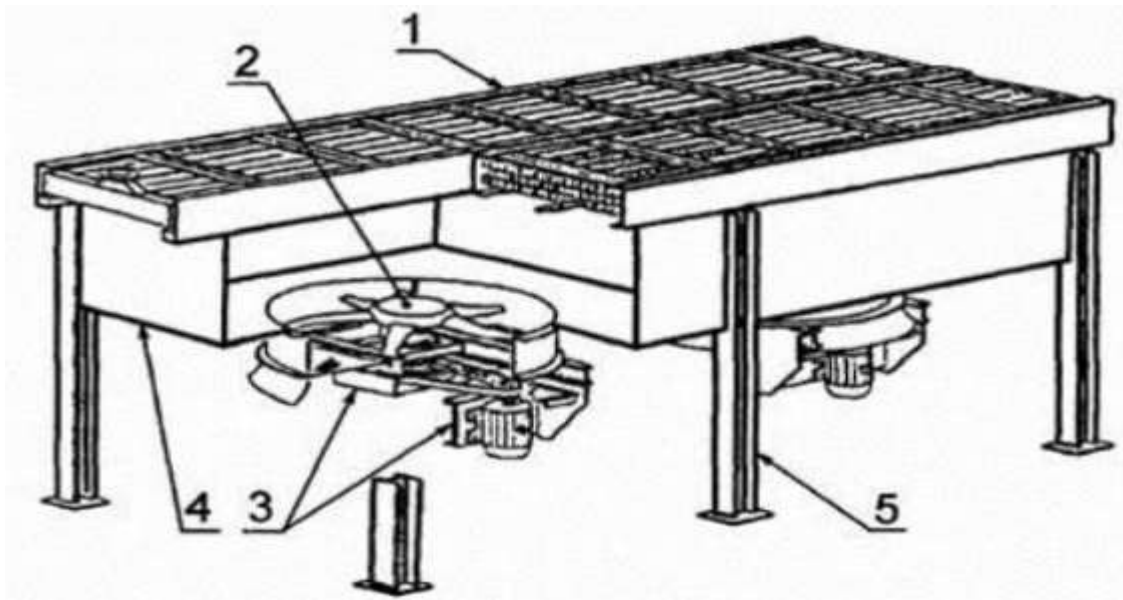


Рисунок 3.3 – Принципова схема апарату повітряного охолодження

3.2 Основні параметри апаратів повітряного охолодження

Основними параметрами при виборі та проектуванні АПО є:

- продуктивність,
- розрахунковий тиск,
- розрахункова температура,
- матеріал труб теплообмінника (залежить від теплоносія).

Також при виборі АПО значення мають такі параметри як:

- обсяг внутрішнього контуру (обсяг заправки),
- площа поверхні теплопередачі,
- діаметр та тип підключень теплоносія,
- масогабаритні характеристики.

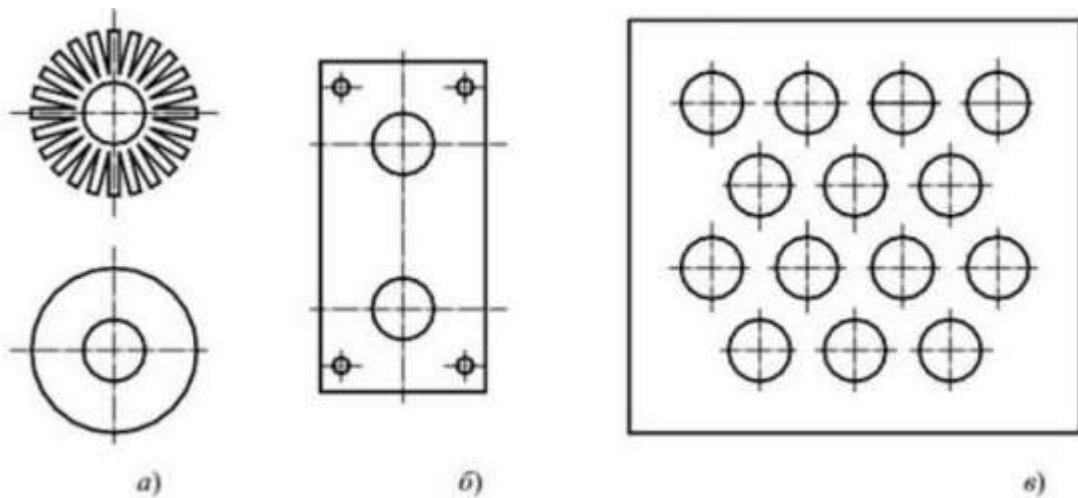


Рисунок 3.4 – Різна геометрія ребра: а – круглі ребра; б – прямокутні ребра;
в – прямокутні ребра для пучків труб

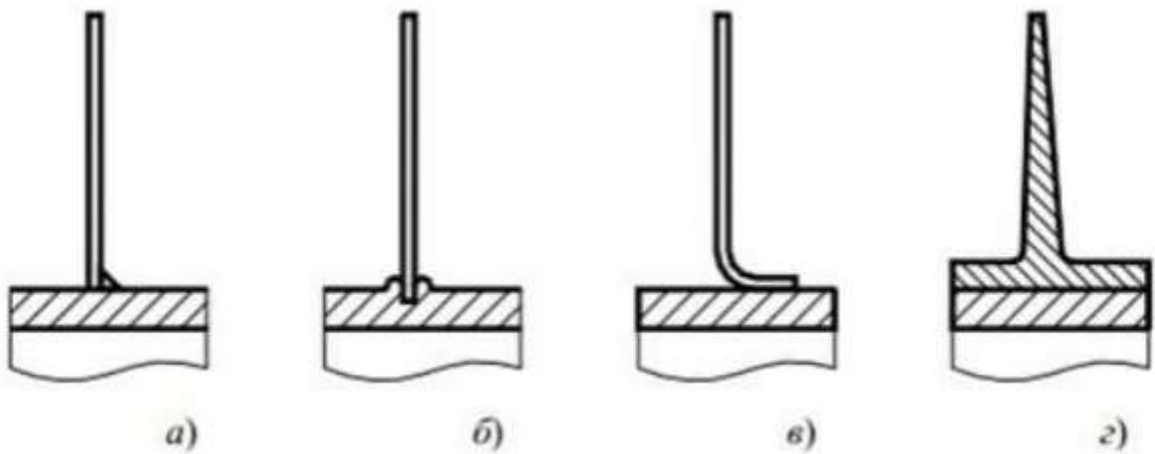


Рисунок 3.5 – Способи кріплення ребра на трубах:

а – приварювання та паяння плоских ребер; б – установка ребер у пази;
в – приварювання L – подібних ребер; г – видавлені або накатані ребра

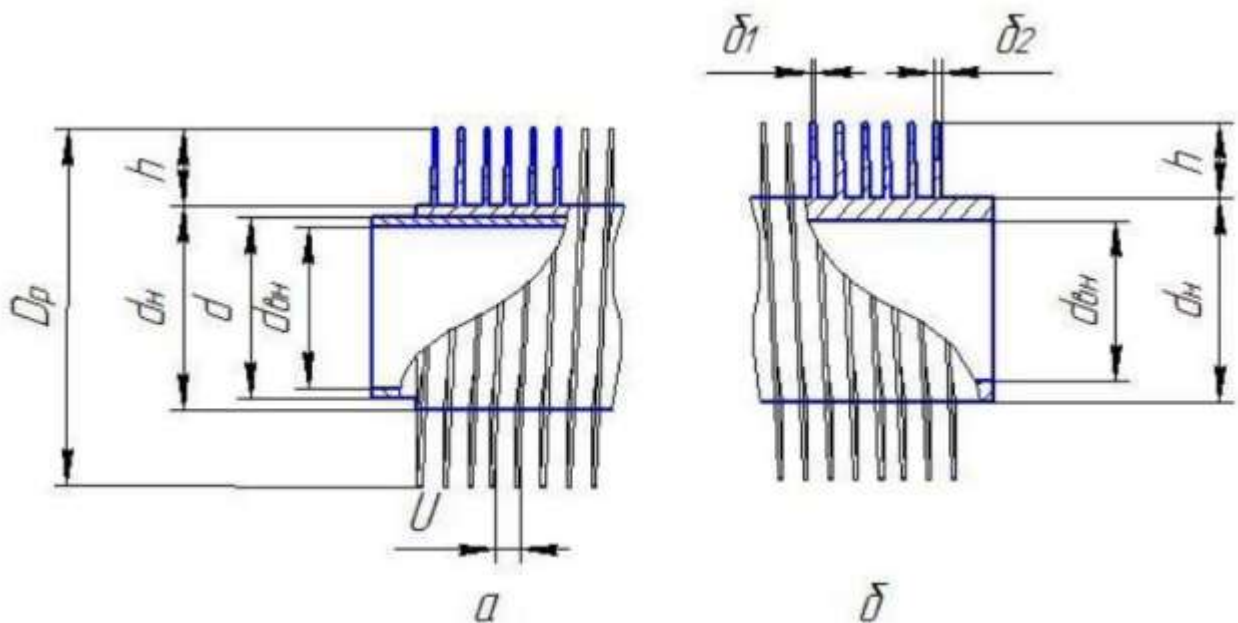


Рисунок 3.6 – Геометричні параметри ребрової труби:

а – біметалічна труба; б – монометалева труба.

3.3 Додаткові елементи АПО

Жалюзі. Апарати повітряного охолодження, за бажанням замовника, можуть бути додатково обладнані системою жалюзі. Жалюзі АПО (рисунок 3.11) випускають і з ручним регулюванням, і з пневмоприводом повороту заслінок. Апарати із системою рециркуляції, складаються з панелей, жалюзі верхніх, бічних та переточних. Також, залежно від апарату, жалюзі АПО можуть комплектуватися пристроями з ручним або пневматичним приводом повороту заслінок, а також зволожувачем та підігрівачем повітря.

Жалюзі призначені для регулювання роботи апаратів у режимі природної конвекції із застосуванням регулювання повороту лопаток.

Нерідко жалюзі АПО використовуються на об'єктах газовидобутку, де вологість газу залишається деякий час високою. Для захисту від гідратоутворення допомагає обладнання, що оснащене жалюзі АПО. Шляхом зміни положення жалюзі, а також частоти обертання вентиляторів здійснюється захист від гідратоутворення. Також жалюзі допомагають плавно та точно регулювати температуру газоподібних та інших речовин на виході.



Рисунок 3.7 – Вентилятор АПО

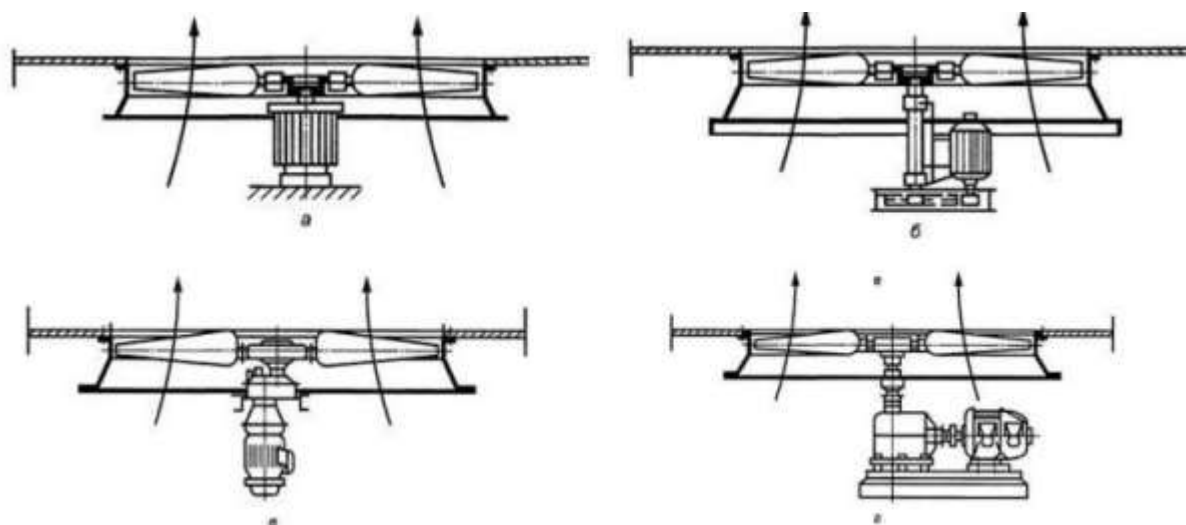


Рисунок 3.8 – приводи апаратів нагнітального вигляду:

а – безпосередній; б - клинопасовий; в - редуктор із паралельними валами;
г - редуктор з перпендикулярними валами

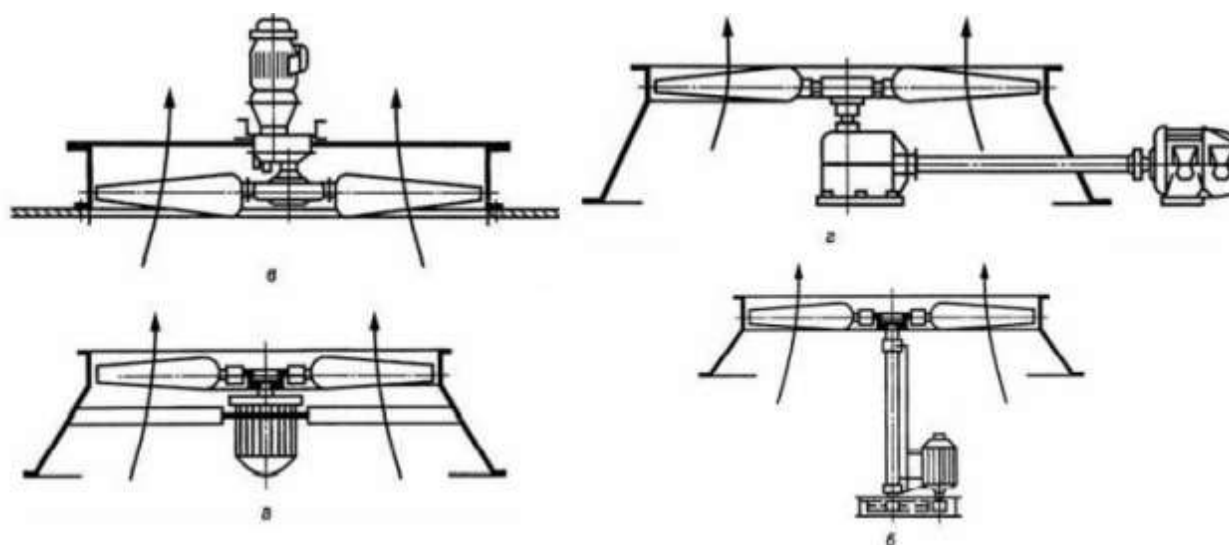


Рисунок 3.9 – приводи апаратів витяжного вигляду:

а – безпосередній; б – клинопасовий; в – редуктор із паралельними валами;
г – редуктор з перпендикулярними валами

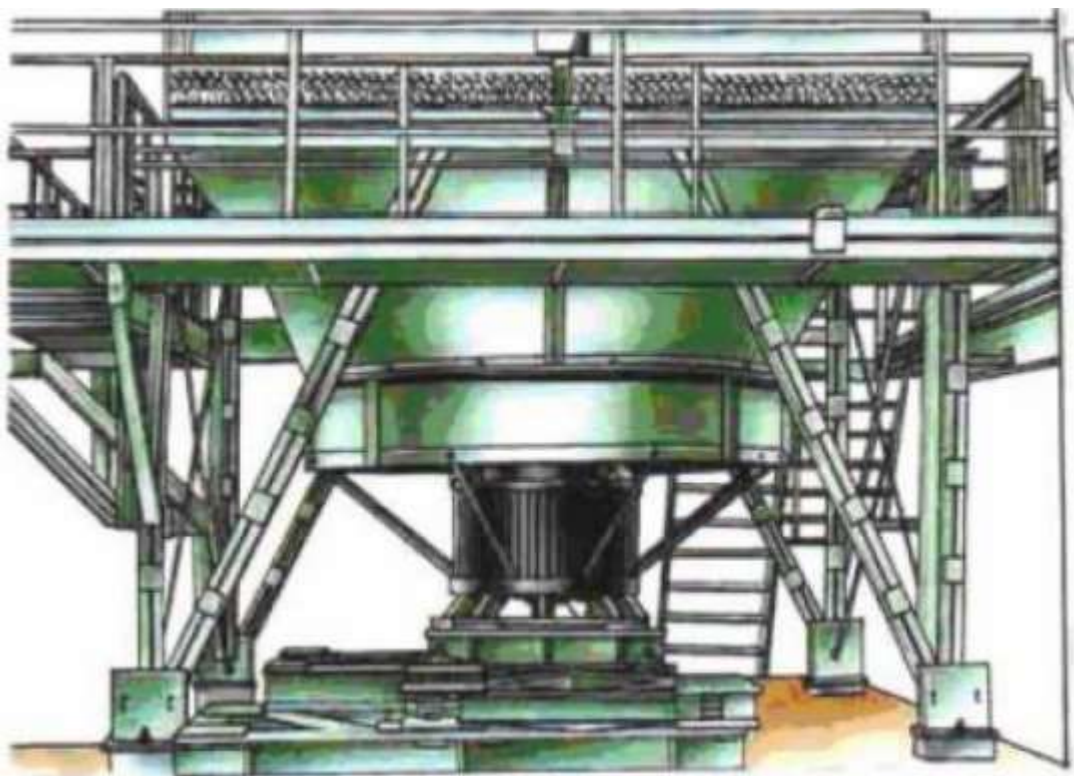


Рисунок 3.10 – Опорні металоконструкції АПО



Рисунок 3.11 – Жалюзі АПО

Алюмінієві жалюзійні пристрої апаратів повітряного охолодження (АПО) є металоконструкцією, виготовленою з алюмінію, що утримує лопатки жалюзі і забезпечує їх синхронне переміщення. Жалюзі не є вибухопожежонебезпечним виробом і не працюють під тиском, у процесі роботи не викликають іскроутворення.

Як переваги алюмінієвих жалюзійних пристроїв слід зазначити такі:

- повністю алюмінієва конструкція значно збільшує термін служби жалюзійних пристроїв, а також їхню безвідмовну роботу протягом усього терміну експлуатації;
- виготовлення каркасу та лопаток з пресованих алюмінієвих профілів забезпечує жорсткість усієї конструкції та дозволяє зберегти геометричні розміри, необхідні для ефективної роботи пристрою, навіть під впливом снігового навантаження та деформацій під час монтажу та експлуатації;
- на відміну від звичайних жалюзі, пропоновані алюмінієві жалюзі не вимагають фарбування і, крім естетичного ефекту, значно спрощують їх обслуговування під час експлуатації за рахунок економії коштів і часу на оновлення захисного лакофарбового покриття.

Система рециркуляції повітря (Р) призначена для регулювання потоків охолоджуючого повітря за допомогою примусової та природної конвекції повітря. Система рециркуляції повітря складається з рециркуляційних і переточних камер і жалюзійних решіток, що забезпечують організацію режимів циркуляції (руху) нагрітого в теплообмінних секціях повітря, і служить для запобігання переохолодженню продукту в зимовий час за допомогою зміни кута нахилу лопаток жалюзі.

Підігрівачі повітря призначені для попереднього підігріву повітря, що надходить у теплообмінні секції з метою запобігання переохолодженню продукту в апаратах АВГ, 2АВГ, АВГ-В. Підігрівачі продукту служать для підігріву продукту, що у трубах секції апаратів АВГ-ВВ.

Віброперетворювачі коливань призначені для перетворення механічних коливань на електричні та передачі електричних коливань на щит управління

апарату до датчика вібрації. Частотний перетворювач (ПП), призначений для дистанційного регулювання швидкості обертання коліс вентиляторів. Тип ЧП встановлюється залежно від технічних характеристик електродвигуна.

Таким чином, в результаті вивчення та оцінки існуючих конструкцій апаратів повітряного охолодження за навчальною, довідково-нормативною, науково-технічною та патентною документацією встановлено, що існуючі конструкції апаратів не забезпечують достатньо ефективного охолодження газу, особливо в умовах високих температур довкілля. Також актуальним завданням є зниження енерговитрат на охолодження газу АПО за одночасного збереження продуктивності при високих температурах навколишнього середовища. Тому одним із основних завдань роботи є модернізація конструкції апарату повітряного охолодження, а саме розробка найбільш ефективного варіанту ребра біметалічної труби для забезпечення енергоефективності.

4 ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ АПО

4.1 Вибір оптимального температурного режиму газопроводу

Головна причина розміщення апаратів повітряного охолодження природного газу на компресорній станції – збереження ізоляції антикорозійної трубопроводу, а також забезпечення його стійкості. Однак, якщо розглядати з іншого погляду, після охолодження середовища середня температура метану в ділянці знижується, внаслідок чого відбувається підвищення пропускної спроможності газопроводу, що здатне призвести в умовах постійної продуктивності значного зниження витрат енергії [8].

При недостатньому оснащенні станції АПО оцінюється необхідність закупівлі обладнання окупністю додаткових капіталовкладень:

$$T = \frac{K_A}{S_1 - S_2},$$

де: K_A - вартість витрат (капіталовкладення) на додаткове оснащення АПО КС;

S_1 та S_2 – вартість витрат на енергію до та після оснащення КС.

A_E – витрати електричної енергії на охолодження метану, кВт·год:

$$A_E = n_B \cdot N_B \cdot T_B,$$

де: n_B – кількість вентиляторів, включених усім апаратах повітряного охолодження, у якому відбувається охолодження до температури T_1 ;

N_B – потужність, що споживається одним електричним двигуном, що обертає вентилятор, кВт;

T_B – час роботи вентилятора, год.

Метан, який надходить на компресорну станцію з температурою T_2 , здатний нагріватися до деякої температури T_H :

$$T_H = T_2 \cdot \varepsilon_H^{\frac{k-1}{k-\eta_n}}$$

Після проходження апаратів повітряного охолодження метан знижує свою температуру до відповідного значення, що визначається:

$$T_1 = T_H - Q_0 \cdot K_{A2} \cdot \frac{n_2 + k_{A1} \cdot n_1 + k_{A0} \cdot n_0}{G \cdot c_{pm}},$$

де: Q_0 - теоретичний теплотіпання з одного апарату при двох працюючих вентиляторах, Вт;

K_{A2} , k_{A1} , k_{A0} - коефіцієнти теплової ефективності апарату при двох, одному і жодному працюючих вентиляторах відповідно;

n_2 , n_1 , n_0 - кількість апаратів, включених у роботу з двома, одним і жодним вентиляторам;

G - масова витрата метану через усі апарати повітряного охолодження, кг/с;

c_{pm} - теплоємність метану за умов охолодження, Дж/(кг·К) при $P = P_H$,

$T = 0,5 \cdot (T_H + T_1)$, тут T_1 - температура метану на виході вузла охолодження.

Як правило, теплотіпання визначається за номограмою теплового розрахунку апарату повітряного охолодження, при цьому важливо знати коефіцієнт ϕ . У цьому випадку $Q_0 = c_P \cdot G_1 \cdot (T_H - T_1)$ та $k_{A2} = 1$. Коефіцієнти k_{A2} і k_{A0} визначаються на основі практичної експлуатації вузла охолодження метану. В основному після першого наближення $k_{A1} = 0,55 - 0,60$; $k_{A0} = 0,18 - 0,20$.

Оскільки регулювання температури здійснюється на основі почергового відключення спочатку одного вентилятора на всіх апаратах, і тільки після цього відбувається відключення других вентиляторів; для того, щоб визначити схему доцільної експлуатації для максимальної зручності прийнято користуватися середнім коефіцієнтом ефективності:

$$k_{cp} = \frac{c_P \cdot G_1 \cdot (T_H + T_1)}{n \cdot Q_0},$$

де: n - кількість включених на компресорній станції апаратів повітряного охолодження.

Таким чином, величина k_{cp} визначає режим експлуатації:

$$k_{cp} \geq 1, \text{ тоді } n = n_2;$$

$$1 > k_{cp} > 0,6; \text{ тоді } n = n_1 + n_2;$$

$$0,6 > k_{cp} > 0,2; \text{ тоді } n = n_1 + n_0;$$

$$k_{cp} \leq 0,2; \text{ тоді } n = n_0.$$

Схема підключення апаратів в умови мінімізації витрачається електричної енергії для завдання оптимального температурного режиму компресорної станції передбачає наступну температуру природного газу на виході зі станції: не перевищує 50 °С, оскільки температура ґрунту, близька до 0°С при негативній температурі газу викликає промерзання.

4.2 Зміна кутів атаки лопат вентилятора

Одним із способів підвищення енергоефективності апарату повітряного охолодження є зміна кутів атаки лопат вентиляторів. Ця технологія дозволяє виставити кут атаки лопатей залежно від середньорічної температури. Регулювання лопат вентилятора забезпечує економію електроенергії до 10%. Але дана технологія досить небезпечна - безпосереднє виправлення положення лопатей є досить складним і травмонебезпечним заходом, тому застосування цієї технології вкрай небажане.

За допомогою зміни кутів атаки лопатей вентилятора скорочують електроенергію, що витрачається на електродвигунах секцій апарату повітряного охолодження. З метою узгодження потужності, яку споживає вентилятор, з наявною потужністю електродвигуна перебудовуються лопаті одні раз на півроку (сезонно) – навесні та восени. Крім того, що операція перебудови лопат вентилятора вкрай небезпечна, вона вимагає серйозної організації робіт, а також технічних заходів забезпечення безпеки життя та здоров'я співробітників.

4.3 Застосування частотно-регульованого приводу

Найважливішою частиною роботи установки охолодження газу є електропривод. Завдяки його роботі вентилятор на АПО працює, прокачуючи повітря для теплообміну. На виробництві в основному використовуються як приводи асинхронні двигуни (АТ) [9].

Оскільки електропривод споживає велику кількість енергії, впровадження передових технологій допоможе не лише скоротити енергоспоживання приводу, а й продовжити його термін служби.

Однією з таких технологій є впровадження приводу, що регулює швидкість обертання вентиляторів (частотно-регульованого приводу).

Дана технологія застосовується для підтримки точної температури газу на виході з вузла очищення станції. Принцип полягає у використанні термодатчика, здатного підтримувати оптимальну температуру частотним регулюванням – продуктивністю включених у систему вентиляторів. Частота регулюється з допомогою перетворювача частоти (ПЧ), створеного з урахуванням мікропроцесорного контролера [10]. Також при використанні цієї технології не потрібно виконувати складні та менш ефективні роботи з регулювання кута атаки лопат, так як лопаті налаштовуються на кут, при якому електродвигун працюватиме в номінальному режимі. Також з використанням частотного регулювання можна уникнути рециркуляції, тому що всі вентилятори працюють з необхідною величиною обертання. Частотне регулювання швидкості обертання вентилятора дає економію енергії в 20%, що дає підстави говорити про високу ефективність цієї технології.

4.4 Удосконалення системи очищення ореброваних поверхонь трубних пучків

Періодичне очищення зовнішніх поверхонь теплообмінних секцій є частиною робіт із технічного обслуговування апаратів повітряного охолодження газу. Періодичність та обсяг виконання цих операцій визначають відповідно до інструкції з експлуатації. Планове очищення поверхонь охолодження АПО газу на КС, як правило, проводиться один раз на рік перед початком теплого сезону.

Перевірка чистоти ребер повинна включати дати останнього і чергового промивання/пропарювання. Перевірка актів, оформлених за фактом останнього промивання/пропарювання, достовірності даних у зазначених актах, перевірка

наявності в актах розрахунків підвищення ефективності роботи АПОГ після очищення, після розрахунків. Візуальний огляд чистоти ребра секції.

Під час роботи АПО можливе забруднення трубного та міжтрубного простору, особливо в апаратах з високим коефіцієнтом ребра (від 20 до 23). Коефіцієнт теплопередачі за таких забруднень може знизитися вдвічі. Отже, для зниження температури газу на виході з КС до необхідної необхідно задіяти більше вентиляторів, що призводить до великих енерговитрат.

Поверхня трубних пучків переважно забруднюється пилом, пилком і насінням рослин. Можливі забруднення сольовими відкладеннями через випаровування вологи. Відкладення солей жорсткості (солей кальцію і магнію) на зовнішній поверхні труб виникають внаслідок випаровування вологи, що конденсується. Корозія металевих зовнішніх і внутрішніх поверхонь теплообмінників апаратів повітряного охолодження і як наслідок виникнення іржі також є проблемою, що перешкоджає ефективній працездатності апарату.

В даний час очищення міжтрубного простору проводять кількома способами:

- 1) Гідродинамічна очистка;
- 2) Пропарювання;
- 3) Піскоструминне очищення;
- 4) Хімічна очистка.

Всі зазначені способи очищення мають один великий недолік, а саме безпосередня участь людини при проведенні даної роботи, оскільки очищення проводиться вручну із зупинкою апарату. Гідродинамічна очистка забезпечує від 20 до 50% відмивання пилу і практично не допомагає від пилку та рослинності. Пропарювання призводить до спікання та ущільнення забруднень міжтрубного простору. Високі тиски при проведенні гідродинамічного очищення та пропарювання є небезпечними для людини та ребра пучків. Хімічна очистка відрізняється дорожнечою та трудомісткістю. При проведенні всіх перерахованих вище способів очищення велика ймовірність пошкодження ребра

трубних пучків, так як занадто сильний струмінь або торкання розпилювачем призводить до деформації ребра.

Як альтернатива ручного очищення трубних секцій існують прототипи, патенти автоматизованих систем очищення без участі людини та виведення апарату повітряного охолодження з роботи.

Пропонується спосіб очищення зовнішньої поверхні теплообмінних труб апаратів повітряного охолодження. Пропонується під теплообмінними секціями розміщувати секції труб із розпилювальними форсунками. За допомогою додаткової очищувальної секції, встановленої вертикально вздовж довгої сторони теплообмінної секції апарату, здійснюють подачу очищувача в горизонтальному напрямку перпендикулярно сполучним трубним ґратам. Через додаткову очисну секцію здійснюють диференційоване за температурою нагрівання регулювання ступеня зволоження повітря по рядах оребрених теплообмінних труб апарату повітряного охолодження за допомогою керованих форсунок, встановлених на трубах додаткової очищувальної секції. На рисунках 4.1 та 4.2 представлена дана система.

Як очищувач у запропонованому способі використовується гаряча вода або пара. При цьому вода із системи водопостачання підігрівається в теплообміннику теплом вихлопних газів газотурбінного або газопоршневого агрегату, що перекачує. Пар, що вийшов, або гаряча вода через систему трубопроводів подається в очисні секції 1 і через розпилювальні форсунки 2 омиває оребрені теплообмінні труби 4 з двох сторін знизу і збоку у вертикальному і в горизонтальному напрямках, або по черзі, або одночасно. У процесі двосторонньої обробки підвищується ефективність і якість очищення оребрених теплообмінних труб 4, причому дана процедура очищення проводиться без зупинки АПО, що також свідчить про ефективність запропонованої технології очищення. Разом з тим, при реалізації способу є можливість вибору параметрів чищення та її періодичності за допомогою програми залежно від параметрів АПО, температури газу, навколишнього середовища.

Чищення міжтрубного простору вручну є трудомістким процесом і має дуже низьку ефективність, а також є травмонебезпечним процесом, тому вдосконалення системи очищення ореброваних поверхонь трубних пучків є актуальним питанням.

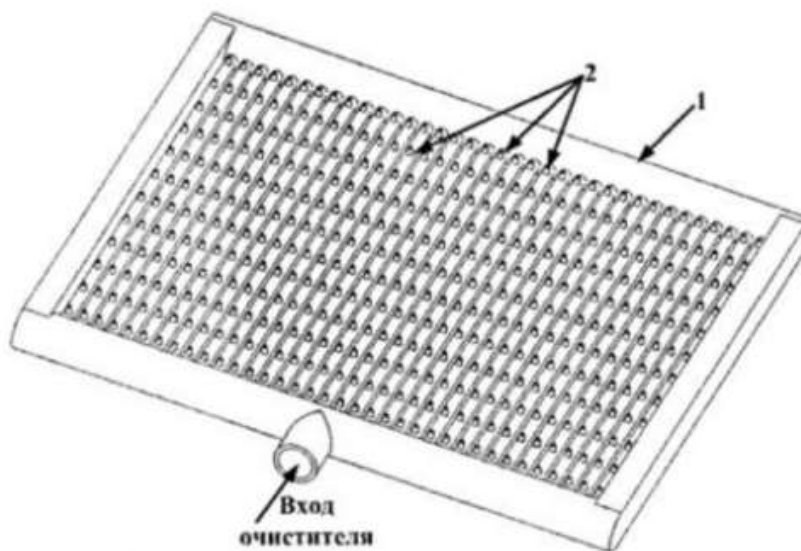


Рисунок 4.1 – Очисна секція із труб із форсунками:

1 – очисна секція; 2 – форсунки.

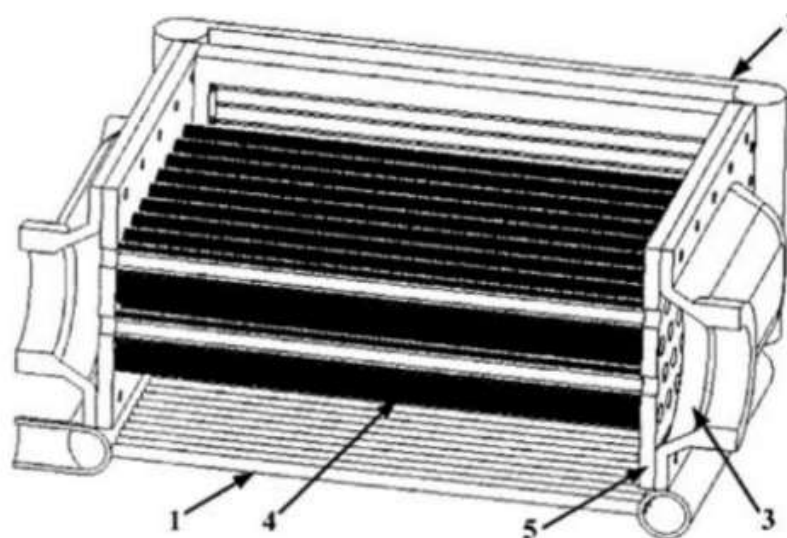


Рисунок 4.2 – Додаткова очисна секція:

1 – очисна секція; 3 – теплообмінні секції; 4 – теплообмінні труби;

5 – сполучні трубні решітки

5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК АПО ГАЗУ

Вихідні дані теплового розрахунку АПО наведено у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 - Вихідні дані теплового розрахунку АПО

Назва характеристики	Одиниці вимірювання	Значення
Масова витрата M_1	кг/с	120
Температура газу на вході до АПО t_1	°C	33
Тиск газу P_1	МПа	10,0
Температура повітря на вході в апарат τ_1	°C	7,8
Витрата повітря (продуктивність вентилятора)	м³/с	44,44
Коефіцієнт ребра ϕ	-	25
Діаметр ребра D_{op}	мм	55
Зовнішній діаметр трубок d_n	мм	25
Внутрішній діаметр трубок $d_{вн}$	мм	21
Висота ребра h	мм	15
Товщина ребра δ	мм	0,33
Крок ребер t	мм	2,5
Теплопровідність ребер	Вт/(м·К)	156

Для розрахунку АПО було прийнято апарат повітряного охолодження горизонтального типу АВГ. У ньому: число секцій – 2 шт., у кожній секції 2 ряди трубок завдовжки 12 м, які утворюють один хід із боку газу. Поверхня теплообміну $N_{сек} = 8307 \text{ м}^2$; $N_{ап} = 16614 \text{ м}^2$. Число вентиляторів на один апарат – 6 шт.

Завдання теплового розрахунку: визначити поверхню охолодження АПО та порівняти її з фактичною.

Тепловий розрахунок зводиться до спільного рішення рівняння теплового балансу та рівняння теплопередачі [4]:

$$Q = W_1 \cdot \Delta t \cdot \eta = W_2 \cdot \Delta \tau = k \cdot H \cdot \Delta t_{cp}^{лог},$$

де: W_1 , W_2 – відповідно водяні еквіваленти гарячого та холодного теплоносіїв, кДж/с

$$(W_1 = M_1 \cdot C_{p1}^{cp}; W_2 = M_2 \cdot C_{p2}^{cp});$$

C_{p1}^{cp} , C_{p2}^{cp} - питомі теплоємності гарячого та холодного теплоносіїв, кДж/(кг·°C);

$\Delta t, \Delta \tau$ – різниці температур гарячого та холодного теплоносіїв, °C;

$$\Delta t = t_1 - t_2; \quad \Delta \tau = \tau_2 - \tau_1;$$

t_1, τ_1 – початкові температури гарячого та холодного теплоносіїв, °C;

t_2, τ_2 – кінцеві температури гарячого та холодного теплоносіїв, °C;

η – коефіцієнт корисної дії теплообмінного апарату (як правило, у розрахунках приймається рівним одиниці);

КН – водяний еквівалент поверхні теплообміну, кВт/°C;

К – коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м²·°C);

Н – поверхня теплообміну, м²;

$\Delta t_{cp}^{лог}$ – середня різниця температур процесу теплопередачі, °C.

У разі природного газу, за який приймаємо метан, приймаємо наступні коефіцієнти:

При $P_1 = 10,0$ МПа, $t_{га}^{cp} = 303$ К;

Теплофізичні характеристики відповідно дорівнюють:

$$C_{p1}^{cp} = 2,53 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$\nu_{газ} = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_{газ} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\rho_{газ} = 38 \text{ кг/м}^3.$$

У разі повітря приймаємо такі коефіцієнти:

При $T_{возд\ ср} = 276,7$ К;

Теплофізичні характеристики відповідно дорівнюють:

$$C_{p2}^{cp} = 1,005 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$\nu_{воз} = 13,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_{воз} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\rho_{воз} = 38 \text{ кг/м}^3.$$

$$Pr = 0,705.$$

Коефіцієнт теплопровідності визначається за значенням коефіцієнта Прандтля:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} - \lambda = \frac{\mu \cdot C_p}{P_2} = \frac{p \cdot V \cdot C_p}{P_2}.$$

На основі даних охолодження охолоджений газ на виході приймаємо $t_2 = 10,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розрахунок

1) Спочатку визначався тепловий потік, який передається від метану в апарат повітряного охолодження відповідно до рівняння:

$$Q = M_1 \cdot C_{p1}^{cp} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \eta = 120 \cdot 2,53 \cdot (33 - 10,2) \cdot 1 = 6922 \text{ кВт}$$

2) Далі розрахована температура повітря, що виходить з апарату, за цим рівнянням:

$$t_2 = t_1 + \frac{M_1 \cdot C_{p1}^{cp} \cdot (t_1 - t_2)}{M_2 \cdot C_{p2}^{cp}} = 0 + \frac{6922}{449,6 \cdot 1,005} = 15,32\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

3) При цьому середня температура метану порахована, як:

$$t_{\text{газ}}^{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{33 + 10,2}{2} = 21,6\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

4) У той же час середня температура повітря визначена відповідно до:

$$t_{\text{воз}}^{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{0 + 15,32}{2} = 7,66\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5) На наступному етапі важливим було визначитися із середньою швидкістю метану в апараті повітряного охолодження:

$$\omega_{\text{газ}} = \frac{M_1}{p_{\text{газ}} \cdot F_{\text{п.с}}} = \frac{120}{38 \cdot 0,053} = 59,58 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

де: $F_{\text{п.с}}$ – площа поперечного перерізу з боку метану, м^2 .

6) Критерій Рейнольдса під час руху метану також пораховано:

$$Re_{\text{газ}} = \frac{\omega_{\text{газ}} \cdot d_{\text{вн}}}{V_{\text{газ}}} = \frac{59,58 \cdot 0,021}{14 \cdot 10^{-6}} = 89370.$$

Оскільки $Re > 10^4$ то середній довжині трубок коефіцієнт тепловіддачі розраховується з рівняння подоби в такий спосіб.

7) Для початку, розібралися з критерієм Нуссельта для метану:

$$Nu_{\text{газ}} = 0,021 \cdot Re_{\text{газ}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{газ}}^{0,43} = 0,021 \cdot 89370^{0,8} \cdot 0,72^{0,43} = 166.$$

8) А коефіцієнт тепловіддачі з боку метану порахований, як:

$$a_{\text{газ}}^{cp} = \frac{Nu_{\text{газ}} \cdot \lambda_{\text{газ}}^{cp}}{d_{\text{вн}}} = \frac{166 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{0,021} = 316,2 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$

9) Зі швидкістю повітря у вузькому перерізі секції апарату аналогічно:

$$\omega_{\text{возд}} = \frac{A \cdot V \cdot k_{\text{ж}}}{p_{\text{возд}}} = \frac{0,105 \cdot 960 \cdot 0,94}{1,28} = 74 \frac{\text{м}}{(\text{с})}.$$

де: A – коефіцієнт, який залежить від типу АПО та коефіцієнта ребра трубок;

V – об'ємна витрата повітря на апараті, $\text{м}^3/\text{год}$ (переведено з $\text{м}^3/\text{с}$ та помножено на кількість вентиляторів);

$k_{\text{ж}}$ – коефіцієнт, який враховує вплив жалюзі та приймається у всіх апаратів рівним 0,94.

10) Також, розуміємось з критерієм Рейнольдса при русі вже повітря:

$$Re_{\text{возд}} = \frac{\omega_{\text{возд}} \cdot d_{\text{н}}}{V_{\text{возд}}} = \frac{74 \cdot 0,025}{13,65 \cdot 10^{-6}} = 135531.$$

11) На завершальному етапі став підрахунок критерію Нуссельта для повітря:

$$\begin{aligned} Nu_{\text{возд}} &= 0,223 Re_{\text{возд}}^{0,65} \cdot \left(\frac{d_{\text{вн}}}{b} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_p}{b} \right)^{-0,14} \\ &= 0,223 \cdot 135531^{0,65} \cdot \left(\frac{0,025}{0,0025} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,0025} \right)^{-0,14} = 108,44; \end{aligned}$$

де: $d_{\text{н}}$ – зовнішній діаметр трубок, м;

h_p – висота ребра, м;

b – крок ребер, м.

12) Так, коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$a_{\text{возд}}^{\text{ср}} = \frac{Nu_{\text{возд}} \cdot \lambda_{\text{возд}}^{\text{ср}}}{d_{\text{н}}} = \frac{108,44 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{0,025} = 108,44 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

13) Середню різницю температур теплоносія розраховали відповідно до методики Н.І. Білоконя за формулою:

$$\Theta_m = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}},$$

де: Θ_1 і Θ_2 – найбільша та найменша різниці температур відповідно, що визначалися відповідно до рівнянь:

$$\Theta_1 = \Theta_{cp}^{ap} + 0,5 \cdot \Delta T; \quad \Theta_2 = \Theta_{cp}^{ap} - 0,5 \cdot \Delta T.$$

Середньорифметична різниця температур розрахована як:

$$\Theta_{cp}^{ap} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) \cdot 0,5 \cdot (\tau_1 + \tau_2)$$

$$\Theta_{cp}^{ap} = 0,5 \cdot (33 + 10,2) \cdot 0,5 \cdot (0 + 15,32) = 13,94 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Характеристичну різницю температур визначено:

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4 \cdot P \cdot \Delta t \cdot \Delta \tau},$$

де $P = 0,5869$ - індекс протиточності схеми теплообмінного апарату, який був прийнятий при числі перетину $n = 1$ і відношенні

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{M_1 \cdot C_{P1}^{cp}}{M_2 \cdot C_{P2}^{cp}} = \frac{M_1 \cdot C_{P1}^{cp}}{V \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot C_{P2}^{cp}} = \frac{120 \cdot 2,53}{44,44 \cdot 1,28 \cdot 1,005} = 0,53.$$

Після підстановки значень маємо:

$$\Delta T = \sqrt{(22,8 + 15,32)^2 - 4 \cdot 0,5869 \cdot 22,8 \cdot 15,32} = 25,16 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Початкова різниця температур:

$$\Theta_1 = 13,94 + 0,5 \cdot 25,16 = 26,52 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Кінцева різниця температур:

$$\Theta_2 = 13,94 - 0,5 \cdot 25,16 = 1,36 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня різниця температур теплоносіїв:

$$\Delta t_{cp}^{\text{лог}} = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}} = \frac{26,52 - 1,36}{\ln \frac{26,52}{1,36}} = 16,94 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

14) Коефіцієнт ефективності ребра розрахований, як:

$$E = \frac{th(\frac{l}{\delta} \cdot \sqrt{2 \cdot Bi})}{\frac{l}{\delta} \cdot \sqrt{2 \cdot Bi}} = \frac{th(\frac{0,015}{0,00033} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{108,44 \cdot 0,00033}{156}})}{\frac{0,015}{0,00033} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{108,44 \cdot 0,00033}{156}}} = 0,71;$$

де: $\frac{th(\frac{l}{\delta} \cdot \sqrt{2 \cdot Bi})}{\frac{l}{\delta} \cdot \sqrt{2 \cdot Bi}}$ – гіперболічний тангенс.

l – висота ребра (0,015 м);

δ – товщина ребра (0,00033 м);

Bi – критерій Біо, $Bi = \frac{a_p \cdot \delta}{\lambda}$ – характеристика процесу теплообміну на кордоні тверда поверхня – доквілля. Є ставленням внутрішнього

термічного опору теплопровідності δ/λ до зовнішнього термічного опору тепловіддачі ($1/\alpha_p$).

15) Розрахунок наведеного коефіцієнта тепловіддачі від ребристої поверхні до повітря, яка віднесена до зовнішньої поверхні нагріву та враховує нерівномірність теплообміну по поверхні ребра, здійснювався за відповідним рівнянням:

$$\alpha_{2np} = \alpha_2^{\text{возд}} \cdot \left(E \cdot \frac{H_p}{H_{p.c}} + \frac{H_c}{H_{p.c}} \right) = 108,44 \cdot \left(0,77 \cdot \frac{15900}{16600} + \frac{700}{16600} \right) = 84,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

16) Коефіцієнт теплопередачі для чистої ребристої трубки, яка віднесена до ребристої поверхні, порахований за рівнянням:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right) \cdot \varphi + \frac{1}{\alpha_{2np}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{316,2} + \frac{0,002}{156} \right) \cdot 25 + \frac{1}{84,6}} = 24,96 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

де: $\alpha_{\text{газ}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від метану до стінки трубок, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

δ_c, λ_c – товщина і коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки трубки;

$$\varphi = \frac{H_{p.c.}}{H_c}$$

α_{2np} – наведений коефіцієнт тепловіддачі від ребристої поверхні до повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

17) Визначення необхідної (розрахункової) поверхні теплообміну апарату:

$$H_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}^{\text{лог}}} = \frac{6,922 \cdot 10^6}{24,96 \cdot 16,94} = 16371 \text{ м}^2.$$

Фактична поверхня теплообміну у існуючого апарату становить 16614 м^2 розбіжність розрахункового значення з фактичним становить 2%.

18) Розрахунок ефективності теплообмінного апарата.

Ефективність теплообмінного апарату (відповідно до рівняння теплового балансу водяні еквіваленти відповідно рівні $W_1 = 30,36 \text{ кДж/с}$; $W_2 = 57,16 \text{ кДж/с}$. $W_2 > W_1$), розрахована як:

$$E = \frac{W_2 \cdot (\tau_2 - \tau_1)}{W_1 \cdot (t_2 - \tau_1)} = \frac{57,16 \cdot (15,32 - 0)}{30,36 \cdot (33 - 0)} = 0,87.$$

З метою перевірки правильності проведеного розрахунку необхідно було скористатися наступним рівнянням

$$E = \frac{1 - \exp \left[-\frac{k \cdot H}{W_{min}} \cdot \left(1 + \frac{W_{min}}{W_{max}} \right) \right]}{1 + \frac{W_{min}}{W_{max}}} =$$

$$= \frac{1 - \exp \left[-\frac{24,96 \cdot 16370}{30,36} \cdot \left(1 + \frac{30,36}{57,16} \right) \right]}{1 + 30,36/57,16} = 0,85.$$

Отже, розрахунок було проведено правильно. У ході вибору магнієвого сплаву як матеріалу виготовлення ребра трубок теплообмінної секції розрахунок виправдав теплообмін нагрітого природного газу з повітрям, що подається шістьма вентиляторами апарату повітряного охолодження. Правильно підібрано величину коефіцієнта теплопередачі (25 проти розрахункових 24,96 Вт/(м²·К). Розрахунки підтверджують достатню ефективність охолодження газу магнієвим ребранням з достатньою ефективністю (порядку 85-87%).

6. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1 Завдання в галузі охорони праці

Основною метою розділу є розгляд оптимальних норм для покращення умов праці, забезпечення виробничої безпеки людини, підвищення її продуктивності, збереження працездатності у процесі діяльності. Соціальна відповідальність - відповідальність організації перед співробітниками, яка враховує їх інтереси та питання безпеки, а також перед суспільством - у питаннях екології.

Трудове законодавство України визначає правові та технічні стандарти у сфері охорони праці, а також визначає систему громадського контролю і нагляду за коректним виконанням закону.

Відповідно політика держави в цій сфері ґрунтується на Конституції України і Законі України "Про охорону праці". [11, 12]

Робота в області видобутку нафти й газу вкрай небезпечна як для робітників, так і для довкілля, тому в нафтогазовій сфері треба дотримуватися певних специфічних вимог і норм. [13]

6.2 Виробнича безпека

У процесі трудової діяльності на людину можуть впливати шкідливі та небезпечні виробничі фактори. До шкідливих відносять фактори, що спричиняють захворювання, до небезпечних – травми.

У таблиці 6.1 подано небезпечні та шкідливі фактори при веденні робіт в апараті повітряного охолодження компресорної станції. На підготовчому етапі виконується доставка та підготовка необхідного обладнання та спеціалістів.

Ідентифікація потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів (ОВПФ) проводилася з використанням нормативних документів.

6.3 Розрахунок системи штучного освітлення

Робоче освітлення нормується залежно від розряду зорової роботи, контрасту об'єкта з фоном та характеристикою фону. Робоче освітлення створює рівномірну освітленість, виключає можливість утворення різких тіней, блискоті, забезпечує правильну перенесення кольорів, є економічним, надійним і зручним в експлуатації, [18].

Аварійне освітлення передбачено у разі відключення робочого висвітлення для продовження робіт чи евакуації людей. Освітленість у першому випадку становить не менше 2 лк, у другому – не менше 0,5 лк. Для охоронного освітлення (не менше 0,5 лк) використовують частину світильників робочого освітлення.

Розраховуємо систему загального люмінесцентного освітлення. Висота робочої поверхні $h_{rp} = 0,7$ м; потрібна норма освітленості 300 лк. Коефіцієнт відбиття стін $R_c = 50\%$, стелі $R_n = 50\%$.

Вибираємо світильники типу ШОД потужністю 40 Вт, $\lambda = 1,144$. Приймаючи відстань світильників від перекриття $h_c = 0,5$ м (звіс), отримуємо:

$$h = H - h_{rp} - h_c = 3 - 0,7 - 0,5 = 1,8 \text{ м}$$

$$L = \lambda \cdot h = 1,144 \cdot 1,8 = 2,0592 \text{ м}$$

$$\frac{L}{3} = \frac{2,0592}{3} = 0,6864 \text{ м}$$

де: h_{rp} – висота робочої поверхні над підлогою, м;

L – відстань між сусідніми світильниками чи рядами, м;

h – розрахункова висота, висота світильника над робочою поверхнею, м.

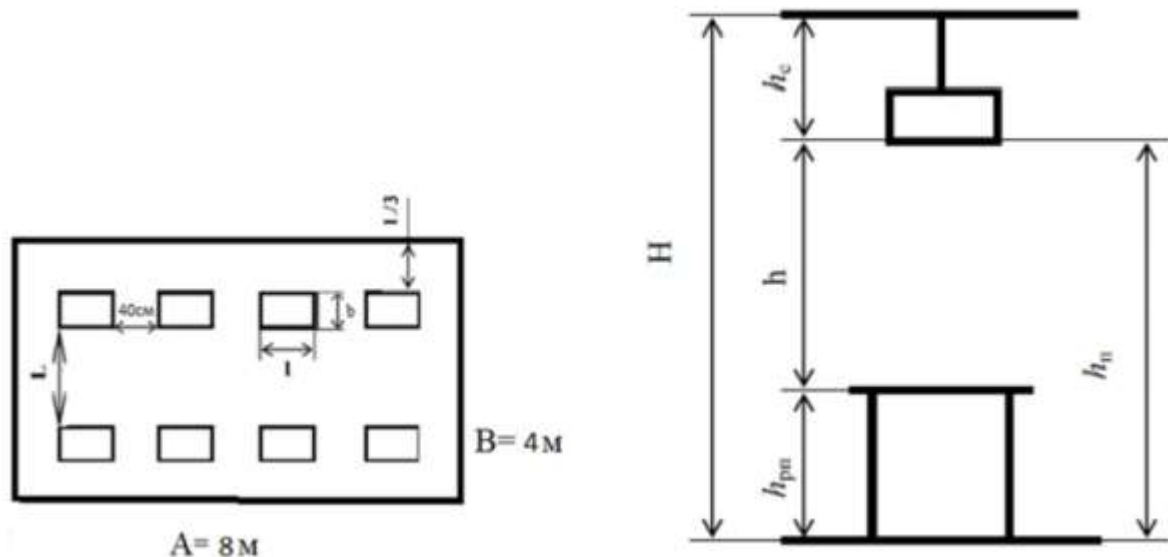


Рисунок 6.1 – Схема освітлення робочої зони

Розміщуємо світильники у два ряди. У кожному ряду можна встановити 4 світильники типу ШОД потужністю 40 Вт (з довжиною $l = 1228$ м; шириною $b = 0284$ м), при цьому розриви між світильниками в ряду складуть 40 см.

Враховуючи, що в кожному світильнику встановлено дві лампи, загальна кількість ламп у приміщенні N дорівнює:

$$N = n_{\text{ряд}} \cdot n_{\text{св}} = 2 \cdot 8 = 16$$

Перевіряємо відповідність розмірів

$$A = 3 \cdot 0,4 + 2 \cdot \frac{L}{3} + 4 \cdot l$$

$$A = 3 \cdot 0,4 + 2 \cdot 0,6864 + 4 \cdot 1.228 = 7,4848$$

$$B = L + 2 \cdot \frac{L}{3} + 2 \cdot b$$

$$B = 2,0592 + 2 \cdot 0,6864 + 2 \cdot 0,284 = 4$$

Знаходимо індекс приміщення:

$$i = \frac{S}{h \cdot (A + B)} = \frac{8 \cdot 4}{1,8 \cdot (8 + 4)} = 1,48 \approx 1,5$$

За таблицею з посібника «Коефіцієнти використання світлового потоку світильників із люмінесцентними лампами» визначаємо:

$$\eta = 42\% \text{ або } \eta = 0,42;$$

Визначаємо світловий потік лампи:

$$\Phi = \frac{E \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{N_{\text{л}} \cdot \eta}$$

K_3 – коефіцієнт запасу, що враховує забруднення світильника, дорівнює 1,5;

Z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, для люмінесцентних ламп під час розрахунків береться рівним 1,1.

$$\Phi = \frac{300 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{16 \cdot 0,42} = 2357,143 \text{ Лм}$$

З посібника «Основні характеристики люмінесцентних ламп» обираємо найближчу стандартну лампу – ЛД 40 Вт із потоком 2300 Лм.

Робимо перевірку виконання умови:

$$-10\% \leq \frac{\Phi_{\text{л.станд.}} - \Phi_{\text{л.расч.}}}{\Phi_{\text{л.станд.}}} \cdot 100\% \leq +20\%$$

$$-10\% \leq \frac{2300 - 2357,143}{2300} \cdot 100\% = -2,48\% \leq +20\%$$

що входить у діапазон

Визначаємо електричну потужність освітлювальної установки:

$$P = 40 \cdot 16 = 640 \text{ Вт.}$$

Колективні засоби захисту (КСЗ)

1. Наявність світильників (вибухозахищених).
2. Постійна у часі освітленість
3. Яскравість світильників (відсутність прямої та відбитої блискості).

6.4 Екологічна безпека

При виконанні всіх видів робіт на компресорній станції необхідно дотримуватись вимог захисту навколишнього середовища, які встановлені законодавством.

Вплив на атмосферу

На компресорній станції стискається природний газ на 98%, що складається з метану. Внаслідок витоків чи технологічних скидів метан потрапляє в атмосферу.

Метан є основним винуватцем «парникового ефекту», оскільки його присутність сприяє утриманню тепла в атмосфері та впливає на клімат Землі. Метан стоїть на другому місці після окису вуглецю в ряду парникових газів, що виділяються в результаті діяльності людини. Метан у 23 рази ефективніше утримує тепло в атмосфері Землі, ніж вуглекислий газ.

Багато з наявних в даний час можливостей зниження викидів метану включають його регенерацію та використання як паливо для виробництва електроенергії, застосування на місцях та його постачання на продаж.

Вплив на літосферу та гідросферу.

На компресорній станції періодично проводяться земляні роботи з метою візуального огляду технологічного газопроводу, проведення ремонтних робіт та робіт із встановлення нового обладнання. При проведенні земляних робіт може порушуватися рослинний шар за рахунок руху техніки та безпосереднього зрізу ґрунту.

Тимчасові автомобільні дороги та проїзди повинні влаштовуватися з урахуванням вимог щодо запобігання пошкодженню родючого шару та деревно-чагарникової рослинності. Втрати рослинного шару при прокладанні тимчасових доріг мають бути мінімальними, не рекомендується вирубувати низькі чагарники вздовж смуги відведення. Вони зберігають стійкість ґрунту і служать як осадовий фільтр вздовж водойм. Для зниження впливу на довкілля та витрат на їх відшкодування під час проведення робіт на компресорній станції необхідно виконання наступних заходів:

1. Використання ємностей для збору відпрацьованих ПММ, господарських та виробничих відходів;

2. Обладнання пересувних ємностей пристроями, що виключають розлив ПММ під час їх транспортування та заправлення техніки;
3. Суворе дотримання правил роботи у водоохоронній зоні;
4. Озеленення водоохоронних зон;
5. Ліквідація відходів виробництва та госпобутових відходів на місцях роботи ремонтної бригади;
6. Дотримання правил пожежної безпеки у безсніжний період;
7. Рекультивація земель після закінчення робіт.

6.5 Безпека у надзвичайних ситуаціях

Компресорна станція знаходиться поза територією населених пунктів з урахуванням зони мінімальних відстаней.

У робочій зоні працівників можуть виникнути надзвичайні ситуації як природного, і техногенного характеру.

Надзвичайними ситуаціями природного характеру можуть бути лісові пожежі та повені.

Одним із найбільш ймовірних та руйнівних видів надзвичайних ситуацій є пожежа або вибух на робочому місці. Вміст у повітрі метану більш ніж 4,4 % у суміші з повітрям може призвести до вибуху. Для забезпечення безпеки повітря у місці проведення робіт перевіряється на вміст метану за допомогою газоаналізатора. Для забезпечення безпеки повітря у місці проведення робіт перевіряється на вміст метану за допомогою газоаналізатора. Зміст метану у повітрі робочої зони має перевищувати 1 %. Заміри здійснюються постійно в різних точках із записом максимального значення загазованості не рідше 1 разу на 30 хвилин.

За наявності ознак аварійної ситуації роботи необхідно призупинити, людей вивести з небезпечної зони.

Персонал в аварійних ситуаціях зобов'язаний:

- діяти відповідно до «Плану заходів щодо локалізації та ліквідації наслідків аварій на ОПЗ»
- вимкнути обладнання станції;
- надати першу медичну допомогу потерпілому;
- викликати швидку медичну допомогу

З метою попередження аварійних ситуацій (загоряння, вибуху тощо) необхідно:

- не допускати умов утворення вибухопожежонебезпечних концентрацій газоповітряної суміші;
- не допускати можливості появи іскри чи вогню (удар, несправність електроустаткування, відкритий вогонь);
- вживати негайно заходів щодо усунення причин загазованості;
- не працювати при грозі, дощі, тумані та снігопаді, що ускладнюють видимість, а також при температурі навколишнього середовища нижче за мінімальну робочу температуру засобів вимірювання, дефектоскопічних матеріалів та пристроїв;
- не працювати при недостатньому освітленні;
- не працювати без виставлення поста для спостереження та контролю робочого місця та без припинення інших робіт у небезпечній зоні у випадках проведення робіт в умовах одночасного виконання даного виду робіт з іншими.

Висновок до розділу

Забезпечення охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях є важливим розділом бакалаврської роботи, що відображає питання промислової безпеки, охорони праці та екології.

Аналіз проведений у розділі показав, що роботи з впровадження нових технологій на апаратах повітряного охолодження компресорних станцій є типом діяльності, за якого виникає безліч небезпечних та шкідливих факторів.

Компресорна станція є небезпечним виробничим об'єктом, здатним завдати шкоди як людині, так і природі, внаслідок чого працівник підприємства зобов'язаний використовувати засоби індивідуального та колективного захисту та бути соціально застрахованим, дотримуватись встановлених заходів безпеки, проходити навчання безпечним прийомам та методам праці. Після проведення робіт проводяться заходи щодо мінімізації збитків навколишньому середовищу.

У разі виникнення надзвичайних ситуацій необхідно слідувати плану ліквідації аварій, що розробляється на підприємстві.

ВИСНОВКИ

На охолодження компримованого газу витрачається значна частина споживання електроенергії компресорною станцією: 60-70% загального обсягу, таким чином питання доцільності користування енергоресурсами є актуальним. Одним із вирішення цієї проблеми є удосконалення технологічного обладнання компресорної станції.

Апарати повітряного охолодження є невід'ємною частиною газотранспортного виробництва. Модернізація теплообмінного обладнання підвищить ефективність роботи АПОГ КС.

В ході теплового розрахунку біметалічних труб був розрахований коефіцієнт теплопередачі K рівний $24,96 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ отриманий результат близький до фактичного, $K_{\phi} = 25 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$. Розрахунки підтверджують достатню ефективність охолодження газу магнієвим ребра з достатньою ефективністю (порядку 85-87%).

Порівнюючи два варіанти ребра, приходимо до висновку, що найбільш ефективним варіантом є LL - образне ребра труби, магнієвим сплавом.

Таким чином, при виборі LL образного ребра труби, магнієвим сплавом (максимальний питомий тепловий потік склав $86,61 \text{ (кВт/м}^2 \text{)}$) по відношенню до L образного ребра труби, магнієвим сплавом (Максимальний питомий тепловий потік склав $68,92 \text{ (кВт/м}^2 \text{)}$) ефективність теплоперенесення буде вищою на 25,6 %, і температура розподілятиметься на 3 % ефективніше.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бондаренко Г. А., Кирик Г. В. Компресорні станції: підручник. Суми: СумДУ, 2016. 385 с.
2. Газова інфраструктура. Якість газу. Група Н (EN 16726:2015 + A1:2018, IDT): ДСТУ EN 16726:2019. — [Чинний від 2020-01-01]. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 25 с.
3. Бондаренко Г. А., Кирик Г. В. Компресорні станції: підручник. Суми: СумДУ, 2016. 385 с.
4. Розрахунки тепломасообмінних апаратів»: навч. посібник / В. П. Чепурний. — Вінниця: ВНТУ, 2006. — 130 с.
5. Теплові й масообмінні процеси та обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв» / уклад.: Я. М. Корнієнко, А. М. Степанюк. — Київ: НТУУ «КПІ».
6. Довідник з теплообмінних апаратів хімічних виробництв / Н. Г. Гутиря. - Харків: Основа, 1993. - 448 с.
7. Обладнання газо- та нафтопереробних виробництв: навч. посібник / В. І. Склабінський, А. Є. Артюхов, О. О. Ляпощенко, І. І. Шостаківський. — Суми: Сумський державний університет, 2015. — 343 с.
8. Трубопровідний транспорт газу / М. П. Ковалко, В. Я. Грудз, В. Б. Михалків [та ін.]. — Київ: Арена-ЕКО, 2002. — 600 с.
9. Шарапов С. О. Енергозбереження в компресорних системах: навч. посіб. Суми: Сумський державний університет, 2020. 147 с.
10. Автоматизація технологічних процесів у нафтогазовій промисловості: навч. посібник / О. М. Карпаш, І. Р. Олійник, В. В. Кісіль. — Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2011. — 284 с.
11. Конституція України. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/254к/96-вр#Text>
12. Закон України «Про охорону праці» від 14.10.1992 № 2694-XII. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/2694-12>.
13. Про затвердження Правил безпеки в нафтогазодобувній промисловості України [Електронний ресурс]: Наказ Держ. ком. України з пром. безпеки,

охорони пр. та гірн. нагляду від 06.05.2008 р. № 95. – Режим доступу:
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0497-08#Text>

14. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку: ДСН 3.3.6.037-99: затверджено Постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01 грудня 1999 р. № 37. URL: rada.gov.ua (дата звернення: 20.06.2026).
15. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень: ДСН 3.3.6.042-99: затверджено Постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01 грудня 1999 р. № 42. Київ: МОЗ України, 1999. 26 с.
16. Правила технічної експлуатації магістральних газопроводів: СОУ 60.3-30019801-050:2008. – [Чинні від 2008-01-18]. – К.: Укртрансгаз, 2008. – 197 с.
17. Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги: ДБН В.1.1-7:2016: чинний від 2017-06-01. Київ : Мінрегіон України, 2017. 43 с.
18. Державні санітарні правила і норми проектування штучного освітлення [Текст]: ДСанПіН 3.3.2007. – Введ. 2008–07–01. – К.: Вид-во стандартів України, 2008. – 30 с.