

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетика

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри ЕСЕУ та ТЕ

 **Личко Б.М.**

“ ” 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти МАГІСТР

на тему: Проект газопоршневої електростанції потужністю 1000 кВт
дослідженням тригенераційних схем

Виконав: студент групи 6241м

 **Чорнозуб О.М.**
(підпис)

Керівник роботи

канд.техн.наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

 **Соломонюк Н.С.**
(підпис)

Миколаїв 2024 р.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Ступінь
Галузь знань
Спеціальність
Освітня програма

магістр
14 «Електрична інженерія»
144 «Теплоенергетика»
«Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри ЕСЕУ та ТЕ
Личко Б.М.
“ ” 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти МАГІСТР

Студенту Чорнозубу Олександр Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект газопоршневої електростанції потужністю 1000 кВт з дослідженням тригенераційних схем

(проект, реконструкція, модернізація енергетичної установки, інженерних систем та ін. з розробкою конструктивного елемента об'єкту)

керівник роботи Соломонюк Наталя Сергіївна, канд.техн.наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ

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

затверджені наказом ректора № _____ від “ ” 2024 року

2. Термін подання роботи _____

3. Вихідні дані по роботі _____

(призначення, умови експлуатації, технічні дані з потреб в енергії чи енергоносіях)

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів)

Вступ (Обґрунтування актуальності теми роботи. Мета роботи. Об'єкт і предмет дослідження)

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів (за необхідності)

1. Загальний розділ (Загальна характеристика об'єкту).

2. Теоретичний розділ (Опис теплової схеми установки. Вибір та обґрунтування початкової інформації для теплових розрахунків. Складання теплового балансу двигуна. Опис та розрахунок котла-утилізатора).

3. Розрахунковий розділ (Розробка системи охолодження установки та підбір обладнання. Гідрравлічний розрахунок системи охолодження. Опис, розрахунок та вибір градирні в системі. Опис та розрахунок системи змащення. Опис та розрахунок системи пускового стислого повітря).

4. Дослідницький розділ. Дослідження тригенераційних схем (Формулювання

мети дослідження. Схема роботи тригенераційної установки у складі компресорної станції. Підвищення економічності перекачування газу за рахунок когенерації та тригенерації. Розробка схеми тригенераційної установки).

5. Конструкторський розділ. Розробка охолоджувача води (Призначення, принципи дії охолоджувача води. Розрахунок охолоджувача води).

6. Заключний розділ (Висновки та заключення по роботі).

5. Перелік презентаційних матеріалів (Розташування установки в головний будівлі. Теплова схема установки. Котел-утилізатор. Аксонометрична схема системи охолодження. Конструкція ГРАД-90М. Система змащення. Розробка тригенераційної установки для КС. Розробка тригенераційної установки для КС. Теплова схема. Конструкція пластинчатого охолоджувача води).

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдань у керівника та консультантів	I-II	
2.	Вступ	III	
3.	Загальний розділ	IV	
4.	Теоретичний розділ	V- VI	
5.	Розрахунковий розділ	VII-X	
6.	Дослідницький розділ	X-XII	
7.	Конструкторський розділ	XIII-XIV	
8.	Заключний розділ	XV	
9.	Графічна частина	XVI	
10.	Підпис у керівника. Розглядання роботи на кафедрі	XVII	
11.	Захист роботи перед ЕК	XVIII	

Студент

Керівник роботи

(підпис)
(підпис)

Чорнозуб О.М.
(прізвище та ініціали)

Соломонюк Н.С.
(прізвище та ініціали)

Анотація

В кваліфікаційній роботі розроблений проєкт газопоршневої електростанції потужністю 1000 кВт.

Для енергетичної установки підібрано необхідне енергетичне обладнання. Обрана теплова схема та зроблено тепловий баланс двигуна, розрахований котел утилізатор.

Складена система охолодження установки та виконаний гідравлічний розрахунок.

Для зовнішньої системи охолодження була розрахована градирня та обраний промисловий зразок. Наведена схема для системи змащення.

Розроблена схема тригенераційної установки у складі компресорної станції для постачання КС електричною, тепловою енергією та холодом.

Розроблена конструкція пластинчатого охолоджувача води.

Ключові слова: газопоршнева електростанція, компресорна станція, тригенераційна установка, охолоджувач.

Abstract

In the qualification work, a project of a gas-piston power plant with a capacity of 1000 kW was developed.

The necessary energy equipment has been selected for the power plant. The thermal scheme is selected and the thermal balance of the engine is made, the heat recovery boiler is calculated.

The cooling system of the installation is assembled and the hydraulic calculation is performed. For the external cooling system, a cooling tower was calculated and an industrial sample was selected. The scheme for the lubrication system is given.

The scheme of the three-generation installation as part of the compressor station for supplying the CS with electricity, thermal energy and cold has been developed.

The design of the plate water cooler has been developed.

Key words: gas-piston power plant, compressor station, trigeneration plant, cooler.

ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Загальна характеристика об'єкта.....	
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Опис теплової схеми установки.....	
2.2. Вибір та обґрунтування початкової інформації для теплових розрахунків.....	
2.3. Складання теплового балансу двигуна.....	
2.4. Опис та розрахунок котла-утилізатора.....	
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ.....	
3.1. Розробка системи охолодження установки та підбір обладнання.....	
3.1.1. Гідравлічний розрахунок системи охолодження.....	
3.1.2. Опис, розрахунок та вибір градирні в системі.....	
3.2. Опис та розрахунок системи змащення.....	
3.2.1. Опис та розрахунок елементів системи змащення.....	
3.2.2. Опис та розрахунок системи пускового стислого повітря.....	
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ.	
4.1. Формулювання мети дослідження.....	
4.2. Схема роботи тригенераційної установки у складі компресорної станції	
4.3. Підвищення економічності перекачування газу за рахунок когенерації та тригенерації.....	
4.4. Розробка схеми тригенераційної установки.....	
РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. Розробка охолоджувача води	
5.1. Призначення, принцип дії охолоджувача води	

5.2. Розрахунок охолоджувача води.....

РОЗДІЛ 6. ЗАКЛЮЧНИЙ РОЗДІЛ.....

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

					КР.144.6241м.10.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Будь-яке виробництво електроенергії, що використовує технологію спалювання палива, супроводжується виділенням тепла. У газопоршневих агрегатах максимальний ККД по виробленню електроенергії становить близько 40%. Тепловий ККД таких установок становить 40...45%. Тобто корисно використовується лише половина енергії, що вивільняється, а інша половина йде з теплом в навколишнє середовище.

Ситуація змінюється, якщо використовувати технологію когенерації та тригенерації. Когенераційна установка, одночасно з виробництвом електроенергії корисно утилізує теплоту двигуна, виробляючи гарячу воду або пар. Це різко підвищує загальний ККД установки. У деяких випадках він досягає 90%. Ставлення електричної потужності до теплової становить 1: 1,2.

Використання технології тригенерації дозволяє зберегти високий ККД цілий рік. Тригенераційна установка до виробництва електроенергії і тепла додає ще й виробництво холоду по абсорбційної технології. Влітку, як правило, потреба в теплі значно знижується за рахунок відсутності потреби в опаленні та вентиляції. Але утилізувати тепло у великих обсягах можна для вироблення холоду, використовуючи установки на повну потужність в літню пору. Це можливо завдяки включенню в теплову схему компресорних або абсорбції кондиціонерів.

Виробляють холод абсорбційні охолоджувачі (чилери) використовують у своїй роботі гарячу воду, пар або газ. Це вигідно відрізняє їх від компресорних - працюють від електромотора. Вироблений в чилерах холод використовується в системах кондиціонування.

Іншим позитивним моментом для використання газопоршневих установок є можливість установки декількох агрегатів.

Секціонування когенераторні установок з декількох блоків, дозволяє досягти ефективності такої ж, як і у великої установки, при цьому отримуючи ряд значних переваг. Це точне управління потужністю (максимальний ККД досягається

					КР.144.6241м.10.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

при завантаженні на 100% - це означає, що в разі секціонування, в мінімальні годинник енергоспоживання, є можливість навантажити частина блоків, а частину залишити в неробочому стані). Це призводить до збільшення ресурсу всієї системи в цілому.

Мета роботи:

Метою роботи є розробка проєкту газопоршневої електростанції потужністю 1000 кВт для компресорної станції. Вибрати схему тригенераційної енергетичної установки у складі КС, яка постачає компресорну станцію електричною, тепловою енергією та холодом.

Об'єкт розробки: компресорна станція, яка призначена для компенсації зниження тиску в газопроводі.

Предмет розробки: газопоршнева електростанція потужністю 1000 кВт для забезпечення автономного енергопостачання компресорної станції.

Методи розробки: аналітичні методи вибору елементарного складу суміші ТПВ та осадів, прорахування варіантів установок для газифікації осадів разом з ТПВ; розрахункові методи вибору параметрів основного та допоміжного обладнання та комп'ютерні технології.

Одержані результати: В роботі розроблений варіант використання газопоршневої енергетичної установки для забезпечення автономного енергопостачання компресорної станції.

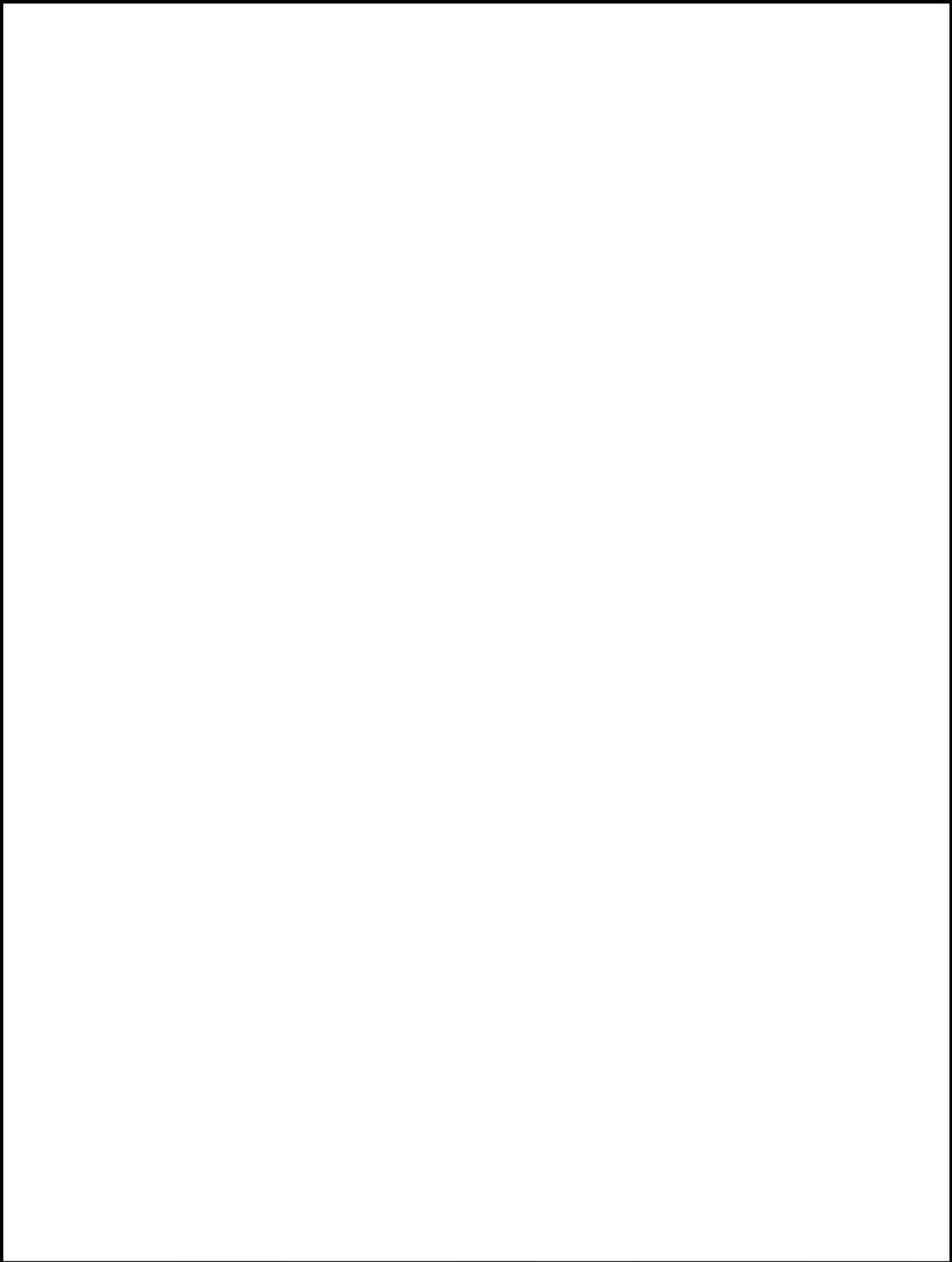
Виконані теплові та гідравлічні розрахунки елементів електростанції, визначені параметри основного обладнання, розроблені схеми допоміжних систем та підібране необхідне обладнання для установки.

Складена система охолодження установки та виконаний гідравлічний розрахунок. Для зовнішньої системи охолодження була розрахована градирня та обраний її промисловий зразок. Обрана схема системи змащення.

Проведене дослідження тригенераційної енергетичної установки для постачання компресорної станції електричною, тепловою енергією та холодом.

Розроблена конструкція пластинчастого теплообмінного апарата.

					КР.144.6241м.10.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					КР.144.6241м.10.01.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Загальний розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Чорнозуб О.М.										
Керівник	Соломонюк Н.С										
Консульт.									НУК		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Загальна характеристика об'єкта

Проект газопоршневої електростанції потужністю 1000 кВт розробляється для забезпечення автономного енергопостачання компресорної станції.

Компресорна станція (КС) призначена для компенсації зниження тиску в газопроводі шляхом підтримки його на розрахунковому рівні.

Ступінь стиску й потужність станції залежить від продуктивності та техніко-економічних показників компресорних установок і загальностанційного устаткування. Відстань до КС (75...150 км) і робочий тиск залежать від параметрів газопроводу й визначаються техніко-економічним розрахунком газопроводу в цілому.

Основні технологічні параметри КС: продуктивність, потужність, ступінь стиску газу, максимальний робочий тиск.

Діапазон робочих параметрів КС (в залежності від режиму роботи): ступінь стиску 1,25...1,7 робочий тиск 5,5...8 МПа; потужність 70...150 МВт; добова продуктивність до 100 млн. м³. Відкриття великих родовищ природного газу й висока ефективність магістральних газопроводів великою продуктивністю спричиняються тенденцією для подальшого збільшення потужності КС.

Для високоефективної роботи газопроводу при змінних режимах КС обладнують нагнітачами, які при послідовному з'єднанні забезпечують необхідні для станції розрахункові ступені підвищення тиску й продуктивність.

При великій продуктивності газопроводу здійснюють паралельне включення груп послідовно працюючих нагнітачів.

Витрата газу й ступінь підвищення тиску регулюють зміною частоти обертання нагнітачів. Коли продуктивність газопроводу зменшується до певної величини, один з нагнітачів вимикається, а інші працюють на режимах близьких до номінального.

					КР.144.6241м.10.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Все обладнання повинне надходити на площадку КС у вигляді окремих, закінчених і випробуваних блоків, які утворюють кілька комплексів: газоперекачувальний, виробничо-енергетичний, службово-експлуатаційний і ремонтний. Таке компонування істотно спрощує технічні рішення по взаємодії цих служб, поліпшує умови роботи персоналу, вимагає менших розмірів площадки КС, знижує довжину різних комунікацій, обсяг будівельних і монтажних робіт.

До складу компресорної станції входять компресорний цех з газоперекачувальними агрегатами, установки очищення й охолодження газу, а також газові трубопроводи.

Установка очищення газу розташована перед компресорним цехом на магістральному трубопроводі газу. Це необхідно тому, що після закінчення будівництва або ремонту в трубопроводі газової магістралі можуть залишатися будівельні шлаки або сміття, а також продукти корозії трубопроводу. Застосовуються циклонні пиловловлювачі, у яких відбувається одночасне очищення газу від механічних домішок і конденсату. Під установкою очищення перебуває ємність для збору конденсатів. На виході з установки газ доочищається, проходячи через фільтр-сепаратор.

Після очищення газ через колектор надходить до прийомних патрубків нагнітачів газоперекачувальних агрегатів.

Через кільцевий колектор відводу газу й трубопроводи ГПА пов'язані з апаратами повітряного охолодження. Вони розташовані після ГПА по ходу газу й призначені для охолодження газу, що перекачується, до температури трохи перевищуючи температуру зовнішнього повітря. До складу АВО входять повітряні охолоджувачі газу, вентилятори із приводними електродвигунами й колектори роздачі й збору газу від охолоджувачів. Колектор збору газу пов'язаний з магістральним газопроводом.

До виробничо-енергетичного комплексу входять електростанція власних потреб, компресорна стислого повітря, блок пожежного устаткування, маслогосподарство КС.

					КР.144.6241м.10.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Маслогосподарство КС повинно бути обладнане в окремому заглибленому блоці. На першому ярусі блоку розташований склад масла, на другому ярусі перебувають насоси, устаткування для регенерації масла, фільтри, різні ємності.

Електростанція власних потреб є основним або резервним джерелом електропостачання КС та розташована в окремому блоці. До її складу входять електрогенератори, приводні газотурбінні двигуни авіаційного типу, що працюють на перекачувальному газі, акумуляторний, а також розподільчий щит, що знаходяться в окремих ізольованих друг від друга приміщеннях.

Блок пожежного устаткування містить у собі ємності з рідиною, що гасить (вода), станцію вуглекислого гасіння для гасіння пожежі електрообладнання, пожежні насоси й елементи пожежної автоматики.

У компресорному блоці розташовані компресори, привідні електродвигуни, ресивери й обслуговуючі системи.

Для виробництва гарячої води для системи гарячого водопостачання й обігріву КС у холодний період року, а також для постачання теплом прилеглих промислових і сільськогосподарських об'єктів, обігріву відсіків агрегатів і підігріву циклового повітря в холодну пору року на компресорній станції встановлений підігрівник мережної води, що працює на газах, що відходять від двигуна. Устаткування для водопідготовки встановлено в блоці котельного устаткування.

У службово-експлуатаційний і ремонтний комплекс входять матеріальні склади, ремонтні майстерні, гараж автотракторної техніки, вузол зв'язку, пост керування КС, блок обчислювальної техніки.

Пост керування перебуває в блоці розташованому за компресорним цехом. У тім же блоці перебувають вузол зв'язку, обчислювальна техніка, а також комплекс засобів централізованого контролю й керування процесом транспортування газу, що включає пристрої зв'язку й системи телемеханіки.

Механічні майстерні мають у своєму складі ділянку універсального металорізального устаткування (токальні, фрезерні, свердлильні й інші верстати), слюсарна ділянка, ковальсько-зварювальна ділянка й ділянка для ремонту контро-

					КР.144.6241м.10.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

льно-вимірювальних приладів і іншої апаратури . Крім того там розміщене балансувальне обладнання.

Обладнання для монтажних робіт: лебідки (ручні й електричні), домкрати (гвинтові, рейкові й гідравлічні), пересувні вантажопідйомні механізми розташовані в складських приміщеннях, що перебувають в одному блоці з ремонтними майстернями.

Автокрани на колісному або гусеничному ході , застосовані для ремонту й обслуговування компресорного цеху, а також інша автотракторна техніка розміщена в гаражах, розташованих за блоком майстерень. У тім же блоці розміщені ремонтні бокси, мийка заправні колонки. Склад паливно-мастильних матеріалів для автотракторної техніки повинен розташовуватися на видаленні від гаражів у підземному приміщенні.

КС укомплектована ГПА із транспортними ГТД у блоковому виконанні. ГПА являє собою установку, що складається з окремих блоків, що стикаються між собою на місці експлуатації.

Біля кожного ГПА повинна знаходитися підземна дренажна ємність і ємність для збору газового конденсату. На площадці ГПА перебуває загальна для всіх установок ємність для збору промивної води .

Сучасні ГПА виконують у вигляді блокових конструкцій, що складаються з окремих поставних блоків, повністю закінчених виготовленням. Найпоширеніший розподіл на блоки: блок ГТУ на рамі-маслобаку; блок нагнітача на рамі; блок повітропідготовчого пристрою; блок охолоджувачів масла; блок систем автоматичного керування й регулювання; блок проміжного охолоджувача повітря; регенератор; утилізаційний казан або підігрівник мережної води.

Основною частиною агрегату є турбоблок призначений для розміщення двигуна, нагнітача на рамі, апаратів і систем їх обслуговуючих. Для підтримки у верхній частині відсіку двигуна припустимої температури повітря (90 °С) передбачається установка вентиляторів.

Блок систем забезпечення призначений для розміщення обладнання систем забезпечення роботи нагнітача й привідного двигуна.

					КР.144.6241м.10.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Очищення від пилу й забір атмосферного повітря для привідного двигуна здійснюється через блок повітропідготовчого пристрою, що містить інерційні фільтри для сепарації великих часток, фільтри тонкого очищення, панелі шумоглушіння. До складу повітропідготовчого пристрою входять: повітроочисна установка (ПОУ), шумоглушник, камера усмоктування й патрубков у блоці систем забезпечення.

Випускний газопровід призначений для глушіння шуму й подачі вихлопних газів від двигуна до повітропідігрівника.

Для підвищення надійності привідного двигуна до складу агрегату введений блок фільтрів паливного газу.

Для охолодження масла, що циркулює в системі маслопостачання агрегату й вентиляції відсіку двигуна, призначений блок маслоохолоджувачів, установлений на блоці систем забезпечення.

Стикування блоків здійснюється через гнучкі перехідники, що дозволяють компенсувати неточності установки агрегату при монтажі.

Було прийнято рішення про придбання для електростанції два газопоршневих агрегати електричною потужністю близько 1000 кВт. В послідуочій роботі підбираємо необхідне обладнання, яке буде використане для газопоршневого двигуна. Теплова потужність існуючої котельні використовується тільки в опалювальний період. Газопоршнева електростанція, яка проектується, повинна працювати цілорічно. Тепло від неї повинно видаватися всім споживачам: на опалення, гаряче водопостачання, технічні потреби.

Паливо, на якому працює газопоршневий двигун, – природний газ, який підводиться від місцевого газопроводу.

Два газопоршневих двигуна встановлюються в окремому одноповерховому проектуваному будинку розмірами 9 × 12 м. Категорія приміщення за вибухопожежонебезпекою - Г.

Відведення вихлопних газів від двигунів відбувається через котли- утилізатори, де утилізується тепло вихлопних газів в сталеву димову трубу.

					КР.144.6241м.10.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

На трубопроводах газовихлопу встановлені противибухові клапани і лінзові компенсатори для компенсації температурних розширень.

Глушники - іскрогасники і градирні встановлені зовні будівлі на майданчику.

Зовні будівлі передбачений майданчик під навісом для зберігання запасу мастила в тарі.

Розташування установки в головній будівлі показано на кресленні.

Газопоршнева електростанція з утилізацією тепла включає в себе таке обладнання:

- газопоршневий агрегат з шафою керування (блоком автоматики);
- система утилізації, яка складається з таких основних елементів:
- котел-утилізатор (КУ). У КУ відпрацьовані гази двигуна нагрівають рідкий теплоносій, який використовується для перенесення тепла в мережевій ТО;
- мережевий теплообмінник (МТО). У ньому нагрітий теплоносій віддає тепло мережевій воді, яка йде до споживачів;
- циркуляційний насос. Прокачує теплоносій по замкнутому трубопроводному контуру з послідовно включеними до нього КУ, МТО та системою рідинного охолодження двигуна;
- розподільник потоку газів між КУ і байпасним газоходом;
- трьохходовий клапан. Перерозподіляє потік рідкого теплоносія;
- регулятори температури (мережної води на виході МТО, охолоджуючої рідини на виході двигуна, теплоносія в замкнутому контурі);
- датчики контролю параметрів системи утилізації (температури і тиску теплоносіїв, кутів повороту регулюючих заслінок в газохідних магістралях);
- шафа контролю та управління системи утилізації з регулюючої, контрольно-вимірювальної, сигнальної апаратурою.

ККД поршневих машин становить 36...43%.

					КР.144.6241м.10.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Висновки:

В роботі проєктується автономна енергетична установка потужністю 1000 кВт, яка дозволить ефективно виробляти електричну та теплову енергію для споживачів компресорної станції; за результатами дослідження обирається схема тригенераційної енергетичної установки у складі КС, яка постачає компресорну станцію електричною, тепловою енергією та холодом.

					КР.144.6241м.10.01.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вихідні дані для розрахунку утилізаційного котла

Марка газопоршневого двигуна	SFGLD 560/4/55
Потужність газопоршневого двигуна, N_e , кВт	1000
Тип палива, що використовується ГПД	Газоподібне, Середня Азія – Центр
Питома витрата палива ГПД, g_e , $\text{нм}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	0,270
Витрата відпрацьованих газів, $G_{в.г.}$, кг/с	2,7525
Температура відпрацьованих газів ГПД, $\vartheta_{вг}^{дв}$, °C	336
Вид теплоносія, що виробляється	гаряча вода
Тиск теплоносія, що виробляється, p , МПа	0,198
Температура теплоносія, що виробляється, t , °C	90
Склад палива, %:	
CH_4	93,8
C_2H_6	3,6
C_3H_8	0,7
C_4H_{10}	0,2
C_5H_{12}	0,4
N_2	0,7
CO_2	0,6
H_2S	0
CO	0
O_2	0
H_2	0

Розрахунок складу відпрацьованих газів

№ з/п	Величина	Позначення, розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
	Теоретично необхідний об'єм сухого повітря	$V^0, \text{м}^3/\text{нм}^3$	$0,0476[0,5\text{CO}+0,5\text{H}_2+1,5\text{H}_2\text{S}+\sum(m+0,25n)\text{C}_m\text{H}_n-\text{O}_2]$	9,91
2.	Теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива	$L_0, \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$	$L_0 = \frac{V^0}{\rho_{\text{палн.у}}} \rho_{\text{повн.у}}$	17,2
3.	Коефіцієнт надлишку повітря газопоршневого двигуна	α	$\alpha = \frac{1}{L_0} \left(\frac{3600 \cdot G_{\text{в.г}}}{g_e N_e \cdot \rho_{\text{палн.у}}} - 1 \right) = \frac{1}{L_0} (BG_{\text{в.г}} - 1)$	3,086
4.	Теоретичний об'єм азоту	$V_{\text{N}_2}^0, \text{м}^3/\text{нм}^3$	$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + \frac{N_2}{100}$	7,836
5.	Об'єм трьохатомних газів	$V_{\text{RO}_2}, \text{м}^3/\text{нм}^3$	$V_{\text{RO}_2} = 0,01[\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m\text{C}_m\text{H}_n]$	1,065
6.	Теоретичний об'єм водяної пари	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0, \text{м}^3/\text{нм}^3$	$0,01[\text{H}_2\text{S}+\text{H}_2+\sum n/2\text{C}_m\text{H}_n+0,124d_{\text{г.пал}}]+0,0161V^0$	2,218
7.	Об'єм продуктів згоряння	$V_{\text{п.з}}, \text{м}^3/\text{нм}^3$	$V_{\text{п.з}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0$	11,452

№ з/п	Величина	Позначення, розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
8.	Об'єм відпрацьованих газів ГПД	$V_{\text{в.г}}, \text{м}^3/\text{нм}^3$	$V_{\text{г}} = V_{\text{п.з}} + (\alpha - 1)V^0$	32,125
9.	Об'ємні долі газів			
	для повітря	$r_{\text{пов}}$	$r_{\text{пов}} = \frac{(\alpha - 1)V^0}{V_{\text{г}}}$	0,644
	для трьохатомних газів	r_{RO_2}	$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{г}}}$	0,033
	для азоту	r_{N_2}	$r_{\text{N}_2} = \frac{V_{\text{N}_2}^0}{V_{\text{г}}}$	0,244
	для водяної пари	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}^0}{V_{\text{г}}}$	0,079
10.	Густина газів	$\rho_{\text{вг}}, \text{кг}/\text{м}^3$	$\rho = \frac{1 + 1,306\alpha V^0}{V_{\text{г}}} \left(\frac{273}{9 + 273} \right)$	1,268

Вибір геометричних параметрів поверхонь нагріву

№ з/п	Величина	Позначення розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
Теплообмінник - змістовиковий пакет із труб зі спірално-стрічковим оребренням, розміщення труб у пучку – шахове				
1.	Зовнішній діаметр труб	d_3 , м	табл. 2.2[13]	0,022
2.	Товщина стінки труб	$\delta_{тр}$, м	табл. 2.2[13]	0,003
3.	Внутрішній діаметр труб	$d_{вн}$, м	$d_{вн} = d_3 - 2\delta_{тр}$	0,016
4.	Товщина ребра	$\delta_{рб}$, м	табл. 2.3[13]	0,001
5.	Висота ребра	$h_{рб}$, м	табл. 2.3[13]	0,009
6.	Крок оребрення	$S_{рб}$, м	табл. 2.3[13]	0,005
7.	Кількість ребер на метр довжини труб	$z_{рб}$	$z_{рб} = 1 / S_{рб}$	200
8.	Діаметр труб з оребренням	$d_{рб}$, м	$d_{рб} = d_3 + 2\delta_{рб}$	0,024
9.	Відношення діаметру оребрення до діаметру труби		$d_{рб} / d_3$	1,091
10.	Умовна висота ребра,	h' , м	$h' = h \left[1 + \left(0,191 + 0,054 \frac{D}{d} \right) \ln \frac{D}{d} \right]$	0,011
11.	Крок труб у ряді (поперечний)	s_1 , м	прийнято	0,052
12.	Крок труб по висоті (повздовжній)	s_2 , м	прийнято	0,045

№ з/п	Величина	Позначення розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
13.	Діагональний крок (тільки для шахового пучка)	s_2' , м	$s_2' = \sqrt{0,25 \cdot s_1'^2 + s_1'^2}$	0,058
14.	Відносні кроки			
	поперечний	σ_1	s_1/d_3	2,364
	повздовжній	σ_2	s_2/d_3	2,045
	Відносний діагональний крок	$\sigma_{2д}$	$\sigma_{2д} := \sqrt{(\sigma_1)^2 \cdot 0,25 + \sigma_2^2}$	2,362
15.	Параметр, який враховує геометрію розташування труб у пучку (тільки для шахового пучка)	φ_σ	$\varphi_\sigma := \frac{(\sigma_1 - 1)}{(\sigma_{2д} - 1)}$	1,001
16.	Коефіцієнт теплопровідності металу ребер	$\lambda_{рб}$, Вт/(м·К)		45
17.	Коефіцієнт, який враховує нерівномірну тепловіддачу по поверхні ребра	$\phi_{рб}$	(для ребер з циліндричною основою)	0,9
18.	Коефіцієнт, який враховує вплив розширення ребра до основи	μ	рис. 2.7[13] (для ребер постійної товщини)	1
19.	Площа поверхні гладкої частини труби (без ребер) на метр довжини	$H_{гл}$, м ² /м	$H_{гл} = \pi \cdot d_3 \cdot (1 - z_{рб} \cdot \delta_{рб})$	0,055

Продовження табл.2.3

№ з/п	Величина	Позначення розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
20.	Площа поверхні ребер на метр довжини труби	$H_{рб}, \text{м}^2/\text{м}$	$H_{рб} = \frac{\pi \cdot (d_{рб}^2 - d_3^2)}{4} \cdot 2 \cdot z_{рб} + \pi \cdot d_{рб} \cdot z_{рб} \cdot \delta_{рб}$	0,376
21.	Повна площа поверхні нагріву з газової сторони на метр труби	$H, \text{м}^2/\text{м}$	$H = H_{гл} + H_{рб}$	0,431
22.	Площа поверхні нагріву з внутрішньої сторони на метр труби	$H_{вн}, \text{м}^2/\text{м}$	$H_{вн} = \pi \cdot d_{вн}$	0,05
23.	Відношення поверхні ребер до повної поверхні		$H_{рб} / H$	0,864
24.	Відношення гладкої поверхні до повної поверхні		$H_{гл} / H$	0,136
25.	Коефіцієнт вільного проходу газів	ω	$\omega = 1 - \frac{1}{s_1/d} \left(1 + 2 \frac{h_{рб}}{s_{рб}} \frac{\delta_{рб}}{d} \right)$	0,508

Визначення перерізу котла

Вибір геометричних параметрів поверхні нагріву приведено вище.

№ п/п	Величина	Позначен- нярозмір- ність	Формула чи обґрунтування	Значення
1.	Середня температура газів у котлі	$\vartheta_{\text{в.г}}^{\text{сер}}, ^\circ\text{C}$	$\vartheta_{\text{в.г}}^{\text{сер}} = 0,5 (\vartheta_{\text{в.г}}^{\text{дв}} + \vartheta_{\text{в.г}}^{\text{вих}})$	250,5
2.	Середня густина газів у котлі	$\rho_{\text{сер}}$	$\rho = \frac{1 + 1,306\alpha V^\circ}{V_{\text{г}}} \left(\frac{273}{\vartheta + 273} \right)$	0,661
3.	Середня швидкість газів у перерізі котла, що загромаджено поверхнею теплообміну	$w_{\text{в.г}}, \text{м/с}$	прийнято	10
4.	Площа живого перерізу для проходу газів	$F_{\text{в.г}}^{\text{ж}}, \text{м}^2$	$F_{\text{гж}} = \frac{V_{\text{г}}}{w_{\text{г}}} = \frac{G_{\text{дв}}}{w_{\text{г}} \cdot \rho_{\text{г}}}$	0,416
5.	Площа перерізу котла	$F_{\text{в.г}}, \text{м}^2$	$F_{\text{г}} = \frac{F_{\text{гж}}}{\omega}$	0,82
6.	Ширина газоходу (довжина теплообмінної трубки)	$a, \text{м}$	прийнято	0,906
7.	Довжина газоходу	$b, \text{м}$	$a = F_{\text{г}} / b$	0,906
8.	Кількість труб у одному ряді	$z_{1\text{р}}$	$z_{\text{п}} = \frac{b}{s_1}$ прийнято	17,416 17
9.	Площа поверхні нагріву одного ряду з газової сторони	$H_{1\text{р}}, \text{м}^2$	$H_{1\text{р}} = H \cdot a \cdot z_{1\text{р}}$	6,636

Таблиця 2.6

Розрахунок газових опорів котла

№ з/П	Найменування величини	Позначення, розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
1.	Швидкість газів у пакеті	$w_{в.г}, \text{ м/с}$	Таблиця 2.4, п. 3	10
2.	Середня температура газів у пакеті	$\vartheta_{сер}, ^\circ\text{C}$	Таблиця 2.4, п. 1	250,5
3.	Властивості відпрацьованих газів		Таблиця 2.5, п. 9	
	густина	$\rho_{в.г}, \text{ кг/м}^3$		0,661
	коефіцієнт кінематичної в'язкості	$\nu_{в.г}, \text{ м}^2/\text{с}$		$4,922 \cdot 10^{-5}$
Визначення опору трубних пучків				
4.	Кількість рядів труб у пакеті	z_2	Табл. 2.5, п. 25	11
5.	Зовнішній діаметр труб, м	$d_3, \text{ м}$	Табл. 2.3, п. 1	0,022
6.	Критерій Рейнольдса	Re	$\text{Re} = \frac{w s_{рб}}{\nu}$	1015,85
7.	Коефіцієнт опору пучка (для тісного розташування)	ζ	$\zeta = 2,0 z_2 \left(\frac{s_{рб}}{d} \right)^{-0,72} \text{Re}^{-0,24}$	12
8.	Опір пакету	$\Delta h_{пуч}, \text{ Па}$	$\Delta h_{пуч} = \zeta \left(\frac{w_{г}^2}{2} \right) \rho$	396,6
Вхід у трубний пучок – різке звуження				
9.	Відношення площин	F_1/F_2	$F_1/F_2 = \omega = F_{г.в}^{\text{ж}}/F_{в.г}$	0,507
10.	Коефіцієнт місцевого опору	$\zeta_{вх}$	Рис. 2.13 [13]	0,191
11.	Місцевий опір, Па	$\Delta h_{вх}, \text{ Па}$	$\Delta h_{пуч} = \zeta \left(\frac{w_{г}^2}{2} \right) \rho$	6,31

Вихід із трубного пучка – різке розширення				
№ з/п	Величина	Позначення розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
12.	Відношення площин	F_1/F_2	$F_1/F_2 = \omega = F_{г.в}^{ж}/F_{в.г}$ (таблиця 2.5)	0,508
13.	Коефіцієнт місцевого опору	$\zeta_{вих}$	Рис. 2.13 [13]	0,163
14.	Місцевий опір, Па	$\Delta h_{вх}$, Па	$\Delta h_{пуч} = \zeta \left(\frac{w_r^2}{2} \right) \rho$	5,39
15.	Втрати тиску в котлі	$\Delta h_{ек}$	$\Delta h_{ук} = \sum \Delta h_{пер} + \sum \Delta h_{м} + \sum \Delta h_{пуч}$	408,3

Розрахунок гідравлічних опорів котла

№ п/п	Найменування величини	Позначення, розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
1.	Внутрішній діаметр труб	$d_{\text{вн}}$, м	Таблиця 2.3, п. 3	0,016
2.	Середня температура потоку у пакеті	$t_{\text{сер}}$, °C	Таблиця 2.5, п. 10	81,95
3.	Густина середовища у пакеті	ρ_c , кг/м ³	Таблиця 2.5, п. 11	937
4.	Швидкість потоку у середині труб	w_c , м/с	Таблиця 2.5, п. 16	1,13
Втрата тиску на тертя у трубах				
5.	Абсолютна шорсткість труб	k	прийнято як для вуглецевих сталей	0,08
6.	Коефіцієнт тертя	λ	$\lambda = \frac{1}{4 \left(\lg \left(3,7 \frac{k}{d_{\text{вн}}} \right) \right)^2}$	0,156
7.	Приведений коефіцієнт тертя	λ_0	$\lambda_0 = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}}$	9,75
8.	Довжина труби	a , м	Таблиця 2.4, п.6	0,906
9.	Крок труб по висоті (повздовжній)	s_2 , м	Таблиця 2.3, п. 12	0,045
10.	Кількість рядів по ходу газу	z_2	Таблиця 2.5, п. 25	11
11.	Висота пакету	$h_{\text{пуч}}$	$h_{\text{пуч}} = S_2 z_2$	0,495
12.	Кількість паралельних рядів труб, по яких теплоносій тече у одному напрямку	n_p	Таблиця 2.5, п. 15	2
13.	Кількість ходів теплоносія у пакеті	n_x	$n_x = z_2 / n_p$	5,5

№ з/п	Величина	Позначення розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
14.	Загальна довжина ходу у середині труб	l_x , м	$l_x = a n_x + h$	5,478
15.	Втрата тиску від тертя	$\Delta p_{\text{тер}}$, Па,	$\Delta p_{\text{тер}} = \lambda_0 l \frac{w^2}{2\nu} = \lambda_0 l \frac{w^2 \rho}{2}$	272
Місцеві втрати тиску				
16.	Коефіцієнт опору виходу з труби в роздавальний колектор з торцевим підведенням (т.1)	$\zeta_{\text{м1}}$	Таблиця 2.6 [13]	0,8
17.	Діаметр колектору	d_k , м	$d_k = d_{\text{вн}} \sqrt{n_p \cdot z_1}$	0,093
18.	Відношення діаметру труби до діаметру колектора	$d_{\text{вн}} / d_k$		0,17
19.	Коефіцієнт опору виходу в трубу, що обігривається, з роздавального колектора з торцевим підведенням (т.2)	$\zeta_{\text{м2}}$	таблиця 2.5 [13]	0,7
20.	Відношення радіусу гибу труби до її діаметру	R/d	прийнято	2
21.	Коефіцієнт опору звичайних гибів 90° (т.4.)	$\zeta_{\text{м4}}$	Рис. 2.12, а [13]	0,28
22.	Коефіцієнт опору виходу з труби в збиральний колектор з торцевим відведенням (т.5)	$\zeta_{\text{м5}}$	Таблиця 2.6 [13]	0,8

№ з/п	Величина	Позначення розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
23.	Коефіцієнт опору виходу в відвідну трубу із збирального колектора з торцевим або боковим відведенням середовища (т.6)	$\zeta_{м6}$	Таблиця 2.5[13]	0,4
24.	Сумарний коефіцієнт опору	$\zeta_{м}$	$\zeta_{м} = \zeta_{м1} + \zeta_{м2} + \zeta_{м5} + \zeta_{м6} + (n_x - 1) \zeta_{м4}$	3,96
25.	Втрата тиску у місцевих опорах	$\Delta p_{м}, \text{Па}$	$\Delta p_{м} = \sum \zeta_{м} \cdot \frac{w_0^2}{2} \rho'$	130,9
Нівелірні втрати тиску				
26.	Нівелірний перепад тиску (рух середовища у трубах направлено зверху вниз, висота h береться з "-")	$\Delta p_{\text{нів}}, \text{Па}$	$\Delta p_{\text{нів}} = \sum h \cdot \rho_{\text{сер}}$	-468,6
27.	Сумарний гідравлічний опір пакету	$\Delta p_{\text{ск}}, \text{Па}$	$\Delta p = \Delta p_{\text{тер}} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{нів}}$	3 089

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Теоретичний розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Чорнозуб О.М.										
Керівник	Соломонюк Н.С										
Консульт.									НУК		

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Опис теплової схеми установки

Для утилізації тепла газопоршневого двигуна в систему включений котел-утилізатор, як показано на принциповій схемі креслення.

Вода подається в котел навісним водяним насосом двигуна. Котел-утилізатор з'єднаний з двигуном, як по газовому так і по водяному контуру. В системі з двоступеневим котлом-утилізатором при температурі води, що надходить від споживача близькою до 60°C утилізується тепло вихлопних газів. При цьому система виконується двоконтурною. В першому контурі, який складається із водяного насоса, двигуна, котла-утилізатора циркулює вода, що надходить від споживачів тепла для її підігріву, а в другий контур подається вода із градирні для охолодження газоповітряної суміші та масла. Робочий тиск води в двигуні та котлу не може перевищувати 0,3 МПа.

2.2 Вибір та обґрунтування початкової інформації для теплових розрахунків

В основі роботи газопоршневих установок лежить принцип дії двигуна внутрішнього згоряння. ДВЗ - це тип двигуна, в якому хімічна енергія палива, що згоряє в робочій зоні, перетворюється в механічну роботу.

Основна відмінність дизельного двигуна полягає в способі подачі паливо-повітряної суміші в циліндр і способі її займання. Через високий ступінь стиснення, коли повітря нагрівається до температури самозаймання палива (700...800 °C), воно вприскується в камери згоряння форсунками під великим тиском.

Основними параметрами стану є температура, тиск і питомий об'єм або щільність.

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для електростанції підбираємо два газопоршневих двигуна типу SFGLD 560/4/55, виробник яких Guascor Energy (Іспанія).

Початкові параметри робочого тіла газопоршневого двигуна Guascor SFGLD 560/4/55:

ККД тепловий	39,3%
КИТ	58,6%
Виробник двигуна	Guascor Energy
Частота обертання	1500 об/хв
Ступінь стиснення	11,8
Газорегулюючий клапан	TecJet-50 (Електронна регуляція)
Тип карбюрації	Електронна карбюрація TecJet-50
Тип наддуву	з турбонаддувом і охолодженням
Споживання повітря	84 м ³ /хв.

Система запалювання: Електронна комп'ютерна система запалювання Altronic CPU-95

Витрата газу на 100% навантаженні: 270 нм³/хв

Температура вихлопних газів 336 °С

Витрата масла на чад <0,35 г/кВт·год

Виробник генератора Leroy Somer

Напруга 400 В

Кількість фаз 3

ступінь автоматизації 3

Контроль за детонацією: Контрольна система DETCON

Розміри (L/ В/ Н) без кожуха: 4669/1693/2560 мм

Маса без кожуха 8425 кг

Режим роботи базовий

В якості допоміжного технологічного обладнання використовується система утилізації тепла.

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Складання теплового балансу двигуна [21]

Витрата газу на номінальній потужності дорівнює 270 нм³/год.

Визначимо потужність двигуна:

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{ел}} / \eta_{\text{г}} = 0,960 / 0,96 = 1000 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{г}} = 0,96$ – ККД генератора.

Кількість тепла, яке підведене з паливом:

$$Q_{\text{пал}} = \left(\frac{270}{3600} \cdot \rho \right) Q_{\text{р}}^{\text{н}} = \frac{270}{3600} \cdot 0,7 \cdot 50,05 = 2,628 \text{ МВт},$$

де $\rho = 0,68 \dots 0,72 \text{ кг/нм}^3$ - густина природного газу,

$$Q_{\text{р}}^{\text{н}} = 50,05 \text{ МДж}.$$

Секундна витрата палива:

$$G_{\text{пал}} = \frac{270}{3600} \cdot \rho = \frac{270}{3600} \cdot 0,7 = 0,0525 \text{ кг/с},$$

де $G_{\text{г}} = 270 \text{ нм}^3/\text{год}$.

Витрата повітря:

$$G_{\text{в}} = G_{\text{пал}} \cdot L_0 \cdot \alpha = 0,0525 \cdot 17,17 \cdot 3 = 2,7 \text{ кг/с},$$

де $L_0 = 17,17$;

$\alpha = 3 \dots 4$.

Витрата вихлопних газів:

$$G_{\text{г}} = G_{\text{пал}} + G_{\text{в}} = 0,0525 + 2,7 = 2,7525 \text{ кг/с}$$

Складені втрати через поверхню двигуна - 1%:

$$Q_{\text{пов дв}} = 0,01 \cdot 2,628 = 0,02628 \text{ МВт}$$

Втрати з маслом – 4%:

$$Q_{\text{м}} = 0,04 \cdot 2,628 = 0,105 \text{ МВт}$$

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Втрати з охолоджувальним середовищем – 22%:

$$Q_{\text{ох сер}} = 0,22 \cdot 2,628 = 0,578 \text{ МВт}$$

Втрати з надувним повітрям – 14%:

$$Q_{\text{над пов}} = 0,14 \cdot 2,628 = 0,368 \text{ МВт}$$

Втрати тепла з вихідними газами:

$$Q_{\text{уг}} = Q_{\text{пал}} - N_{\text{дв}} - Q_{\text{пов дв}} - Q_{\text{м}} - Q_{\text{ох сер}} - Q_{\text{над пов}}$$
$$Q_{\text{уг}} = 2,628 - 1 - 0,0263 - 0,105 - 0,578 - 0,368 = 0,576 \text{ МВт}$$

Температура газів на виході із двигуна:

$$t_{\text{ухг дв}} = t_{\text{ос}} + \frac{Q_{\text{уг}}}{C_{\text{рг}} \cdot G_{\text{г}}} = 15 + \frac{973}{1,1 \cdot 2,753} = 336 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $C_{\text{рг}} = 1,05 \dots 1,1$;

$t_{\text{ос}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Кількість тепла, що виділиться у генераторі:

$$Q_{\text{г}} = (1 - \eta_{\text{г}}) N_{\text{дв}} = (1 - 0,96)1 = 0,04 \text{ МВт}$$

Кількість тепла, що можна утилізувати:

$$\Sigma Q_{\text{ут}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{ох сер}} + Q_{\text{над пов}} + Q_{\text{уг}} \cdot \varepsilon + Q_{\text{г}}$$
$$\Sigma Q_{\text{ут}} = 0,105 + 0,578 + 0,368 + 0,576 \cdot 0,9 + 0,04 = 1,61 \text{ МВт},$$

де $\varepsilon = 0,9$ – ефективність котла.

Витрата води:

$$G_{\text{в}} = \frac{\Sigma Q_{\text{ут}}}{C_{\text{рв}} \cdot \Delta t_{\text{в}}} = \frac{1,61}{4,1868 \cdot 10^{-3} (90 - 40)} = 7,69 \text{ кг/с},$$

де $C_{\text{рв}} = 4,1868 \text{ кДж/кг}$.

Охолоджувач наддувного повітря:

$$\Delta t_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{нв}}}{C_{\text{рв}} \cdot G_{\text{в}}} = \frac{368}{4,1868 \cdot 7,69} = 11,4 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$t_{\text{ОНВ Вых}} = t_{\text{В Вых}} + \Delta t = 40 + 11,4 = 51,4 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $Q_{\text{НВ}} = 0,368 \text{ МВт}$;

$$t_{\text{В Вых}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Маслоохолоджувач:

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{М}}}{C_{\text{рв}} \cdot G_{\text{В}}} = \frac{105}{4,1868 \cdot 7,69} = 3,3^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\text{М Вых}} = t_{\text{ОНВ Вых}} + \Delta t = 51,4 + 3,3 = 54,7 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $Q_{\text{М}} = 0,105 \text{ МВт}$.

Охолоджувач води:

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{ОХВ}}}{C_{\text{рв}} \cdot G_{\text{В}}} = \frac{578}{4,1868 \cdot 7,69} = 18^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\text{ОХВ Вых}} = t_{\text{М Вых}} + \Delta t = 54,7 + 18 = 72,7^{\circ}\text{C},$$

де $Q_{\text{ОХВ}} = 0,578 \text{ МВт}$.

Маслоохолоджувач генератора:

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{М}}}{C_{\text{рв}} \cdot G_{\text{В}}} = \frac{39}{4,1868 \cdot 7,69} = 1,2^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\text{МОГ Вых}} = t_{\text{ОХВ Вых}} + \Delta t = 72,7 + 1,2 = 73,9 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

де $Q_{\text{М}} = 0,105 \text{ МВт}$.

Котел утилізатор:

Температура води на вході в котел:

$$t_{\text{ВХ К}} = 73,9 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Температура води на виході:

$$t_{\text{В Вых}} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Кількість тепла, що утилізовано у котлу:

$$Q_{\text{К}} = G_{\text{В}} \cdot C_{\text{р}} (t_{\text{Вых}} - t_{\text{ВХ}}) = 7,69 \cdot 4,1868 (90 - 73,9) = 518,4 \text{ кВт}.$$

Температура газів на виході котла:

$$t_{\text{УХ К}} = t_{\text{УХ ДВ}} - \frac{Q_{\text{К}}}{C_{\text{рг}} \cdot G_{\text{Г}}} = 336 - \frac{518,4}{1,1 \cdot 2,753} = 165 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунки теплоенергетичних показників роботи установки

$$\text{ККД} = \frac{N_{\Gamma}}{G_{\text{пал}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}}} = \frac{960}{0,0525 \cdot 50,05 \cdot 10^3} = 0,356 \cdot 100\% = 35,6\%,$$

де $N_{\Gamma} = 960$ кВт – потужність на клеммах генераторів (дві установки);

$$Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 50,05 \text{ МДж};$$

$G_{\text{пал}} = 0,0525$ кг/с – витрата палива на обидва двигуни;

$Q_{\text{в}} = 518,4$ кВт – тепло, що отримано у водогрійних котлах.

Визначаємо коефіцієнт використання тепла палива:

$$\text{КВТ} = \frac{N_{\Gamma} + Q_{\text{в}}}{G_{\text{пал}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}}} = \frac{960 + 518,4}{0,0525 \cdot 50,05 \cdot 10^3} = 0,586.$$

2.4 Опис та розрахунок котла-утилізатора

Котел-утилізатор водогрійний двоступеневий (КУВ).

Котел встановлюється на випускному трубопроводі двигуна для утилізації тепла випускних газів і служить для отримання гарячої води, використовуваної для побутових і господарських потреб, включаючи опалення приміщень.

Конструкція котла, яка показана на кресленні, складається з двох ступенів, підставки, заслінки і трійника.

I ступінь складається з корпусу, проміжної камери і нижньої камери. У нижній камері є пробка для зливу гудрону і нижня кришка для очищення внутрішніх поверхонь трубок (при необхідності). До пробці приєднана контрольна трубка для зливу конденсату. Контрольна трубка є також індикатором наявності води в нижній камері у разі течії.

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

З'єднання трубок та трубних дошок виконано за допомогою зварювання, тобто верхня і нижня трубні дошки нерухомі. Проміжна камера має перегородку, яка забезпечує два ходи випускних газів.

II ступінь складається з двох нагрівальних секцій, з'єднаних поміж собою. За рахунок застосування оребрених сталевалюмінієвих трубок нагрівальні секції мають велику поверхню теплообміну.

Нагрівальна секція складається з тепловіддаючих елементів, трубних решіток, колекторів, знімних щитів. Тепловіддаючий елемент виконаний із сталеві труби діаметром 22 мм і алюмінієвого накатного оребрення.

У верхній частині котла встановлена заслінка, що має два положення "ЗИМА" - "ЛІТО", що дозволяє направляти весь потік випускних газів до котла або повз нього.

Циркуляція води в котлі примусова, подача води може здійснюватися від окремого водяного насоса, або від водяного насоса, що навішений на газовий двигун.

Конструкція котла передбачає відключення його заслінкою від випускного трубопроводу у разі відсутності потреби в тепловій енергії. [11]

Розрахунок котла-утилізатора

Проектування утилізаційних котлів, як і будь-яких технічних об'єктів – це процес розробки технічної та конструкторської документації для виготовлення промислових виробів, які відповідатимуть заданим технічним умовам.

Для стаціонарних енергетичних установок цей процес підпорядкований міждержавному стандарту ДСТУ 2.601:2006. [7]

Основні дані для проектування утилізаційних котлів знаходяться в таблиці 2.1.

Розрахунок $I-Q$ діаграми зводимо до таблиці 2.2. Для розрахунку теплообміну між продуктами згоряння й теплоносієм утилізаційного котла необхідно визначити склад та ентальпії відпрацьованих газів.

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Згідно з нормативним методом теплового розрахунку котельних агрегатів [25] об'єми продуктів згоряння та їх складових частин і ентальпії розраховуються на одиницю спаленого палива: на 1 м^3 для газоподібних палив.

В результаті розрахунків можна побачити залежність ентальпії газів від температури *I-9* Діаграма 2.1.

Вибір геометричних параметрів поверхонь нагріву зведено до таблиці 2.3 та 2.4.

Цей етап має на меті прийняття діаметрів труб змійовиків, їх кроків та, виходячи з цього, оцінку габаритних розмірів утилізаційного котла.

Зазвичай крок та діаметр труб змійовиків виконують однаковими по всій теплообмінній поверхні. Але в разі необхідності ці параметри можуть змінюватися щодо кожної з поверхонь.

Основні вимоги до будови, складу та конструктивного забезпечення безпечної експлуатації утилізаційних установок висуваються:

для утилізаційних котлів, сепараторів пари та інших судів, що можуть входити до складу котельної установки, у НПАОП 0.00-1.81-18 «Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском»;

для трубопроводів у НПАОП 0.00-1.59-87 «Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

Конструктивний розрахунок котла наведений у таблиці 2.5.

В результаті розрахунків для котла приймається 11 рядів труб за ходом газів. Вся поверхня нагріву поділяється на дві частини – низькотемпературну (6 рядів) та високотемпературну (5 рядів).

Аеродинамічний розрахунок утилізаційного котла наведений у таблицях 2.6 та 2.7.

Основною метою аеродинамічного розрахунку є визначення всіх видів опору руху відпрацьованих газів ГПД. Опір руху газів усувається за рахунок надлишкового тиску газів на виході з двигуна. Різниця надлишкового та атмосферного тисків витрачається на подолання опору всього газоходу, більша части-

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

на якого приходиться на утилізаційний котел. У цьому випадку підвищення аеродинамічного опору, наприклад з метою інтенсифікації теплообміну, може призвести до зростання протитиску випуску двигуна до неприпустимої величини, що у свою чергу призведе до падіння потужності двигуна.

Аеродинамічний опір УК є одним з тих основних показників, за величиною якого можна судити про придатність прийнятого компоновання конвективних поверхонь нагріву, тобто про правильність обраних конструктивних параметрів діаметрів труб, крокових відстаней, розмірів газоходів та ін.

В результаті розрахунків визначаємо, що компоновання утилізаційного котла можна визнати раціональним. Воно забезпечує одержання заданої теплової потужності при мінімальній поверхні нагріву, а аеродинамічний опір при цьому не перевищує припустимої величини.

					КР.144.6241м.10.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

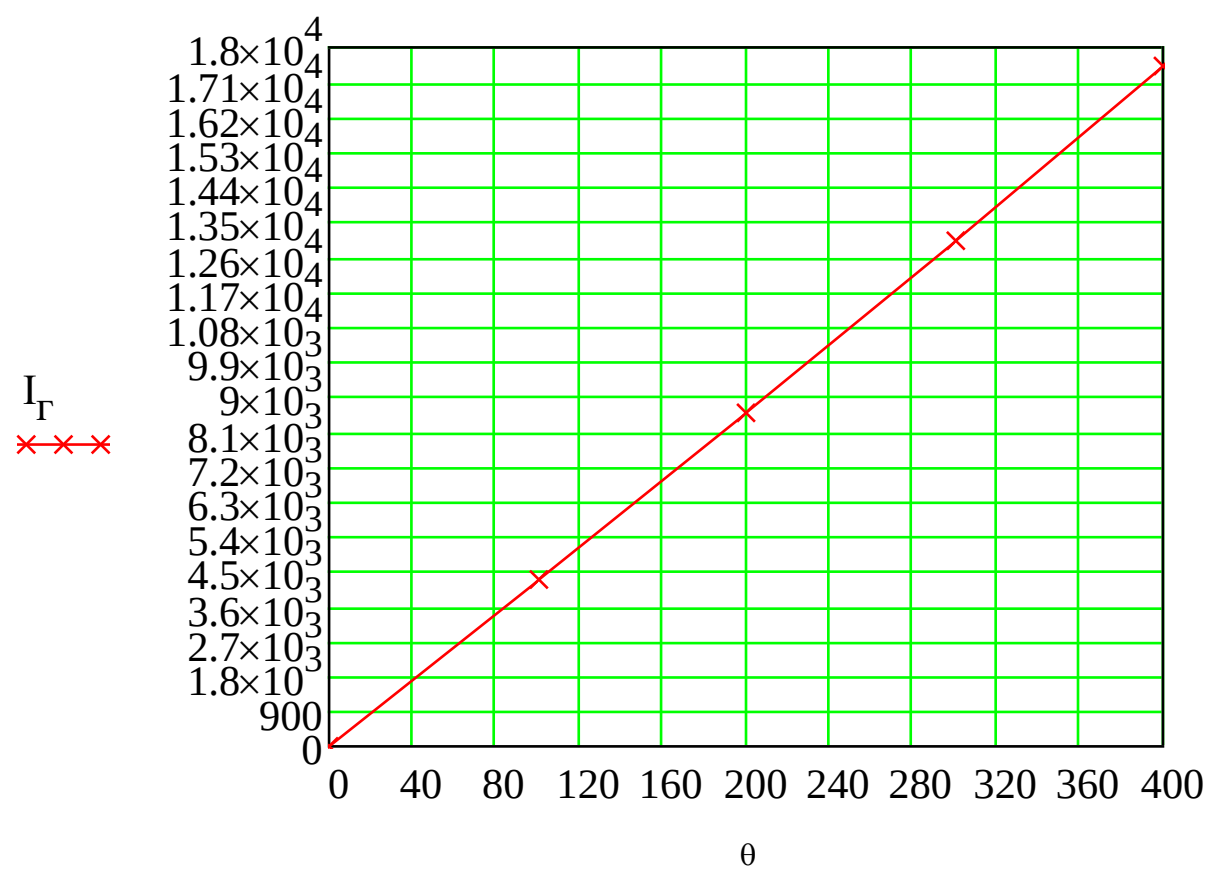
№ з/п	Величина	Позначення, розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення				
11	Розрахункова температура	θ, °C	прийнято	0	100	200	300	400
12	Середні в інтервалі температур від 0°С до θ ізобарні об'ємні теплоємності	кДж/(нм³·К)	інтерполяція таблиці Додатку 5[11]					
	c _{RO₂} , трьохатомних газів			1,60	1,70	1,79	1,86	1,93
	c _{N₂} , азоту			1,30	1,30	1,30	1,31	1,32
	c _{H₂O} , водяної пари			1,50	1,51	1,52	1,55	1,57
	c _{пов} , вологого повітря			1,32	1,32	1,33	1,34	1,35
13	Ентальпія теоретично необхідної кількості повітря	$I_{\text{пов}}^{\text{пал0}}$, МДж/(нм³)	$I_{\text{пов}}^{\text{п0}} = c_{\text{пов}} V^0 \theta$	0	1,308	2,636	3,984	5,352
14	Ентальпія продуктів повного згоряння	$I_{\text{п.з}}^{\text{пал0}}$, МДж/(нм³)	$(V_{\text{RO2CRO2}} + V_{\text{N2CN2}}^0 + V_{\text{H2OCH2O}}^0) \theta$	0	1,535	3,093	4,705	6,352
15	Ентальпія дійсного об'єму газів	$I_{\text{в.г}}$, МДж/(нм³)	$I_{\text{в.г}}^{\text{п}} = V_{\text{п.з}} \cdot I_{\text{г}}^{\text{п0}} + (\alpha - 1) \cdot I_{\text{п0}}^{\text{п0}}$	$I_{\text{п0}}^{\text{п0}}$	4,263	8,592	13,02	17,52

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.144.6241м.10.02. ПЗ

Арк.

I_{Γ} кДж/м³



$I_{\text{в.г}}$ – θ діаграма (ентальпія розрахована на 1 м³ спаленого газоподібного палива)

Діаграма 2.1 I- θ діаграма для продуктів згоряння газоподібного палива

Таблиця 2.5

Конструктивний розрахунок котла

з/п	Величина	Позначення, розмірність	Формула чи обґрунтування	Значення
	2	3	4	5
1.	Температура відпрацьованих газів на входу до котла	$\vartheta_{\text{вх}}, ^\circ\text{C}$	$\vartheta_{\text{вх}} = \vartheta_{\text{в.г}}^{\text{вп}}$	336
2.	Температура відпрацьованих газів за котлом	$\vartheta_{\text{вих}}, ^\circ\text{C}$	$\vartheta_{\text{вих}} = \vartheta_{\text{в.г}}^{\text{вих}}$	165
3.	Температура води на входу до котла	$t_{\text{вх}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вх}} = t_{\text{ж.в}}$	73,9
4.	Температура води на виході із котла	$t_{\text{вих}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вих}} = t_{\text{ск}}$	90
Схема руху теплоносіїв у котлі – протитечія				
5.	Більший температурний напір при протитечії	Δt_6	$\Delta t_6 = \vartheta_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}$	90,9
6.	Менший температурний напір при протитечії	$\Delta t_{\text{м}}$	$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}$	246

КР.144.6241м.10.02. ПЗ

Змн.

Арк.

№ докum.

Підпис

Дата

Арк.

Продовження табл.2.5

	2	3	4	5
7.	Температурний напір у пакеті	Δt	$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \left(\frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}$	155,8
8.	Середня температура газів у пакеті	$\vartheta_{\text{сеп}}, ^\circ\text{C}$	$\vartheta_{\text{сеп}} = 0,5 (\vartheta_{\text{вх}} + \vartheta_{\text{вих}})$	250,5
9.	Фізичні характеристики газів при середній температурі			
	коефіцієнт теплопровідності	$\lambda_{\text{в.г}}^{\text{сеп}},$ Вт/(м·К)	Додаток 5 [11]	0,052
	коефіцієнт кінематичної в'язкості	$\nu_{\text{в.г}}^{\text{сеп}},$ м²/с	Додаток 5 [11]	$4,922 \cdot 10^{-5}$
	критерій Прандтля	$Pr_{\text{в.г}}^{\text{сеп}}$	Додаток 5 [11]	0,648
	густина	$\rho_{\text{в.г}}, \text{кг/м}^3$	$\rho = \frac{1 + 1,306 \alpha V^{\circ}}{V_{\text{г}}} \left(\frac{273}{\vartheta + 273} \right)$	0,661

КР.144.6241м.10.02. ПЗ

Змн.

Арк.

№ докум.

Підпис

Дата

Арк.

Продовження табл.2.5				
	2	3	4	5
10.	Середня температура води у пакеті	$t_{\text{сер}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{сер}} = 0,5 (t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}})$	81,95
11.	Густина робочого середовища	$\rho_{\text{с}}, \text{кг/м}^3$	Додаток 6 [11]	937
12.	Швидкість газів	$w_{\text{в.г}}, \text{м/с}$	$w_{\text{в.г}} = \frac{G_{\text{в.г}}}{F_{\text{в.г}}^{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{в.г}}}$	10
13.	Коефіцієнт забруднення труб ззовні (для природного газу)	$\varepsilon, (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт},$	рис. 2.4 [11]	0
14.	Швидкість води в економайзері	$w_{\text{с}}, \text{м/с},$	прийнято	1
15.	Кількість паралельних рядів труб, по яких теплоносій тече у одному напрямку	$n_{\text{р}}$	$n_{\text{р}} = \frac{G_{\text{ж.в}}}{\rho_{\text{ж.в}} \cdot w_{\text{с}} \left(\pi d_{\text{вн}}^2 / 4 \right) z_1}$	2,3 прийнято 2
16	Швидкість води в економайзері (уточнення)	$w_{\text{с}}, \text{м/с},$	із формули $n_{\text{р}}$	1,13
17	Кількість рядів у пакеті за рухом газів	z_2	прийнято	17

КР.144.6241м.10.02. ПЗ

Арк.

Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата
КР.144.6241м.10.02. ПЗ				
	Арк.			

Продовження табл.2.5

	2	3	4	5
18	Коефіцієнт, який враховує вплив кількості поперечних рядів у пучку	C_z	$C_z = 1,036 \cdot th(1,031 \cdot z_2^{0,298})$	1,0
19	Коефіцієнт тепловіддачі для газів	α_1 Вт/(м ² ·К)	$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda}{S_{p6}} \cdot \left(\frac{d}{S_{p6}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{p6}}{S_{p6}} \right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_r \cdot S_{p6}}{v} \right)^{0,65}$	60,616
20	Параметр оребрення	m, 1/м	$m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta_{p6} \lambda_{p6}}}$	49,241
21	Коефіцієнт ефективності ребра	E	рис. 2.5 [11]	0,8
22	Приведений коефіцієнт тепловіддачі з газової сторони	α'_{1np} Вт/(м ² ·К)	$\alpha'_{1np} = \left[\frac{H_{p6}}{H} E \mu + \frac{H_{гз}}{H} \right] \frac{\phi_{p6} \alpha_k}{1 + \varepsilon \phi_{p6} \alpha_k}$	45,13
23	Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до повної поверхні з газової сторони	k Вт/(м ² ·К)	$k = \alpha'_{1np}$	45,13
24	Поверхня нагріву пакету	H, м ²	$H = \frac{Q}{k \Delta t}$	73,7
25	Кількість рядів за ходом газу	z2	$z2 = H / H_{1p}$	11

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Чорнозуб О.М.				Розрахунковий розділ	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник	Соломонюк Н.С							
Консульт.						НУК		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розробка системи охолодження установки та підбір обладнання

3.1.1 Гідравлічний розрахунок системи охолодження

Система охолодження призначена для охолодження деталей двигуна, що нагріваються в результаті його роботи, і для підтримки найбільш вигідного теплового режиму.

Система охолодження, крім основної функції, виконує ряд інших функцій, у тому числі: охолодження мастила в системі змащення; охолодження відпрацьованих газів у системі рециркуляції відпрацьованих газів.

В системі рідинного охолодження тепло від нагрітих частин двигуна відводиться потоком рідини.

В даному проєкті розробляється водяна система охолодження двигуна. Система замкнутого типу працює по двом контурам. Перший контур: вода проходить через охолоджувач наддувного повітря, маслоохолоджувач, охолоджувач води двигуна, маслоохолоджувач генератора, щоб запобігти перегріву установки. Потім вода потрапляє до охолоджувача та градирень, втрачає тепло до потрібної температури та повертається до системи. Другий контур: вода після маслоохолоджувача генератора, надходить до котла-утилізатора підігрівається до 90 °С та подається споживачам: на опалення, гаряче водопостачання. Зворотна вода через охолоджувач води повертається до системи.

Аксометрична схема системи охолодження показана на кресленні.

Зробимо гідравлічний розрахунок системи.

Розрахунок системи охолодження двигуна SFGLD560/4/55.

Для визначення подачі нагнітачів виконуємо розрахунок найбільш довгої ділянки системи.

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вимоги до розрахунку системи охолодження:

тиск води на вході $p_0=0,6$ МПа;

витрати охолоджувальної води $G_v=7,69$ кг/с;

температура води на вході $t_0=40$ °С.

Для розрахунку першої ділянки 0-1 приймаємо:

Швидкість охолоджувальної води $w=2,5$ м/с;

щільність води $\rho=1000$ кг/м³;

довжина ділянки 0-1: $l=9500$ мм.

Зробимо розрахунок ділянки 0-1. Решту розрахунків зведемо в таблицю 3.1.

Знайдемо площу трубопроводу за формулою:

$$S = \frac{G}{\rho \cdot w} = \frac{7,69}{1000 \cdot 2,5} = 0,003 \text{ м}^2.$$

Розрахуємо діаметр:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003}{3,14}} = 0,06 \text{ м},$$

Приймаються умовний діаметр 60 мм. Відповідно підбираємо потрібну трубу 60×3 мм.

Робимо перерахунок швидкості води:

$$S = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,06^2 \cdot 3,14}{4} = 0,0028 \text{ м}^2;$$

$$w = \frac{G}{\rho \cdot S} = \frac{7,69}{1000 \cdot 0,0028} = 2,7 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{d \cdot w}{\vartheta} = \frac{0,06 \cdot 2,7}{0,504 \cdot 10^{-6}} = 0,3214 \cdot 10^6,$$

де $\vartheta=0,504 \cdot 10^{-6}$ м²/с- в'язкість води. [17]

Коефіцієнт тертя знаходимо з залежності:

$$\varepsilon_{тр} = f(Re, \Delta) = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{(0,3214 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,013.$$

$$P_{дим} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{1000 \cdot 2,7^2}{2} = 3645 \text{ Па}$$

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахуємо втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{l}{d} \varepsilon_{\text{тр}} \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{9,5}{0,06} 0,015 \frac{1000 \cdot 2,7^2}{2} = 8657 \text{ Па.}$$

Місцеві опори:

- поворот на 90° $\zeta_{\text{м}} = 1,5 \cdot 6 = 9$

- трійник $\zeta_{\text{м}} = 1,5$

$$\sum \zeta_{\text{м}} = 9 + 1,5 = 10,5$$

Витрати на місцеві опори:

$$\Delta P_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = 10,5 \frac{1000 \cdot 2,7^2}{2} = 38272 \text{ Па.}$$

Знайдемо гідравлічні втрати тиску:

$$\Delta P_h = -\rho g h = -1000 \cdot 9,8 \cdot 1,425 = -13965 \text{ Па.}$$

Сумарні витрати тиску становлять:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_h = 8657 + 38272 - 13965 = 32964 \text{ Па.}$$

Тиск на виході:

$$\Delta P_{\text{вих.}} = p_0 - \Delta P_{\Sigma} = 600 - 32,964 = 567 \text{ кПа.}$$

Подальші розрахунки зводимо до таблиці 3.1.

За результатами гідравлічних розрахунків в системі підбираємо нагнітач.

Циркуляційний безсальниковий насос GRUNDFOS UP-B серія 100

Технічні дані

Подача до $10 \text{ м}^3/\text{год}$

Напір до 8 м

Температура перекачуваної рідини від -25°C до $+110^\circ\text{C}$

Максимальний тиск 10 бар

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок системи охолодження

№ ділянки	Тиск на вході p_0 , кПа	Довжина ділянки, l_m	Витрати на тертя, $P_{тр}$, Па	Коефіцієнт місцевого опору, ζ_m	Витрати на місцеві опори, ΔP_m , Па	Витрати, ΔP_h , Па	Сумарні витрати, ΔP_{Σ} , Па	Тиск на виході, $\Delta P_{вих.}$, кПа
0-1	600	9,5	8657	10,5	38272	-13965	32964	567
1-2	536,6	3,311	3018	9,5	34627	13965 -19727	31885	504,7
2-3	476	2,042	1861,6	13	47385		49246	427
3-4	400	1,757	1601	11,5	41917		43518	356,5
4-5	331,3	4,607	4198	12,5	45562	1171,2	50931	280
5-6	256,5	12,014	10952	8	29160	-1171,2 19727	58667	197,8

3.1.2 Опис, розрахунок та вибір градирні в системі

Для зовнішньої системи охолодження робимо підбір градирні.

Вентиляторна градирня - це пристрій, призначений для охолодження циркулюючої води атмосферним повітрям під напором вентиляторів.

Вентиляторна градирня використовується для охолодження в водооборотних системах енергоспоживаючого обладнання. Водооборотні системи, що діють на основі вентиляторних градирень, дозволяють практично звести до мінімуму підживлення водою.

Вентиляторні градирні знаходять своє застосування в самих різних галузях промисловості, особливо там, де використовується енергоспоживаюче обладнання.

Компактні вентиляторні градирні серії ГРАД призначені для охолодження технологічної води в системах оборотного водопостачання енергоспоживаючого обладнання.

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата			

Умови експлуатації:

Кліматичне виконання У1 по ДСТУ 8280:2015

Граничні робочі температури повітря від +45 до -50 °С;

Відносна вологість повітря в найбільш теплий і вологий період 80 % при 20°С протягом шести місяців;

Вміст пилу в повітрі не більше 0,01 г/м²;

Присутність у повітрі дрібних і волокнистих речовин не допускається.

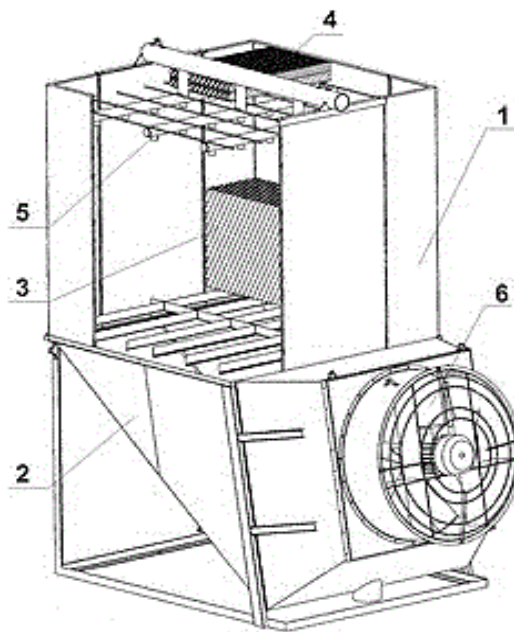


Рис. 3.1 Градирня

Градирні складаються з блоку 1 і бака 2 з вентилятором 6, як показано на рис. 3.1. У нижній частині блоку розташований зрошувач 3, у верхній каплевідділювач 4, між ними розташований колектор з форсунками 5.

Вода розбризкується суцільно факельними форсунками і стікає у вигляді плівки по поверхні зрошувача в бак назустріч потоку повітря, що нагнітається вентилятором.

Охолодження відбувається за рахунок випаровування приблизно 1 % води, що циркулює через градирню.

Ефективний каплевідділювач забезпечує при номінальній витраті води через градирню уловлювання крапельної вологи не менше 99,9 %.

Розрахунок градирні

Необхідно провести підбір градирень для охолодження газопоршневої електростанції. До складу електростанції входять газопоршневий двигун потужністю близько 1000 кВт і утилізаційний котел.

Тепловий потік на градирню розраховуються згідно ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 [22] по першій категорії водоспоживання із забезпеченістю метеоумов на літній період протягом одного дня.

Визначаємо сумарний відводиться тепловий потік:

$Q = Q_M + Q_{охл} + Q_{ген} + Q_{над.п} = 0,105 + 0,578 + 0,368 + 0,039 = 1,09$ МВт - тепловий потік, (кількість тепла), який необхідно відвести в навколишнє середовище за допомогою градирні.

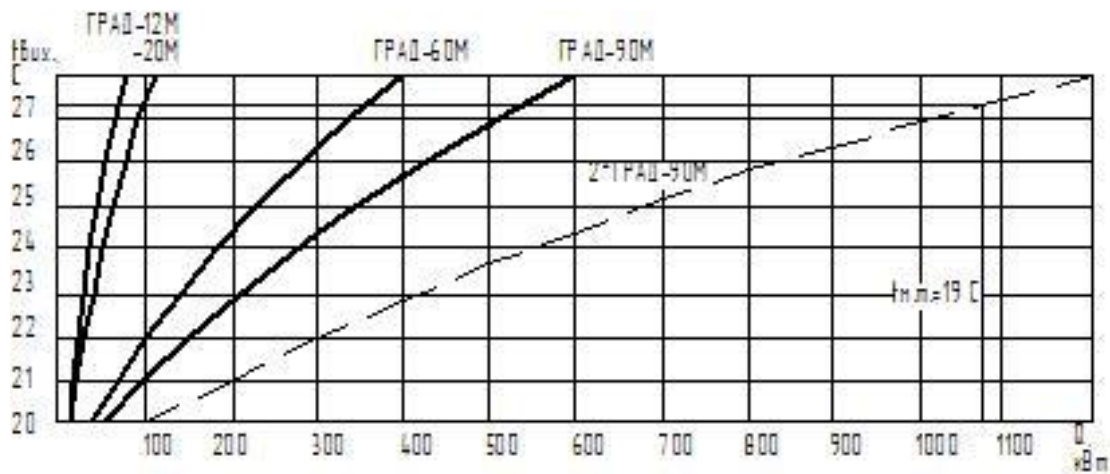
За табл. 1 [17] для визначаємо температуру мокрого термометра:

$t_{мт} = 19,5$ °С - температура мокрого термометра в найбільш спекотний час, характерна для даного регіону.

У паспортних даних знаходимо температуру на вході в систему охолодження рівну температурі на виході з градирні:

$t_{вих} = 27$ °С - температура води, яка повинна бути отримана в кінці процесу охолодження.

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



Діаграма 3.1

Використовуючи криві охолодження за діаграмою 3.1 для $t_{\text{MT}} = 19,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, знаходимо точки перетину ліній, відповідних $Q = 1090 \text{ кВт}$ і $t_{\text{вих}} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ з кривими охолодження. З побудови видно, що для $t_{\text{вих}} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ дві градирні ГРАД-90М забезпечать тепловий потік рівний 1000 кВт , а для $Q = 1090 \text{ кВт}$ вище $t_{\text{вих}} = 27,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Зображення градирень представлено на кресленні.

Витрата води через градирню визначаємо з формули:

Витрата води:

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{тепл}}}{C_{\text{рв}} \cdot (t_{\text{гр вих}} - t_{\text{гр вх}})} = \frac{1,09}{4,1868 \cdot 10^{-3} (27 - 20)} = 37,2 \text{ кг/с},$$

де $C_{\text{рв}} = 4,1868 \text{ кДж/кг}$ – теплоємність води; [17]

$t_{\text{вх}} = 20$ - температура води на вході в градирню, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{вих}} = 27$ - температура води на виході з градирні, $^{\circ}\text{C}$.

Кількість води, яку необхідно додавати в систему для компенсації випаровування, визначається виходячи з витрати води і різниці температур води на вході і на виході з градирні:

$$\Delta G_{\text{вип}} = 1,67 G_{\text{в}} C_{\text{р}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}) = 1,67 \cdot 37,2 \cdot 4,1868 \cdot 10^{-3} (27 - 20) = 1,82 \text{ кг/с}$$

Величина крапельного виносу становить 0,1% від кількості води, що проходить через градирню при номінальному режимі. Зниження витрати води через градирню зменшує величину краплинного виносу до 0,05%. Збільшення витрати води вище номінального не рекомендується.

$$G_{\text{крап}} = 0,1/100 \cdot G_w = 0,001 \cdot 37,2 = 0,0372, \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{підживлення}} = G_{\text{вип}} + G_{\text{крап}} = 1,82 + 0,0372 = 1,86, \text{ кг/с}$$

3.2 Опис та розрахунок системи змащення

3.2.1 Опис та розрахунок елементів системи змащення

Система змащення призначена для прийому, перекачування, зберігання і подачі мастила до місць змащення тертьових деталей головних і допоміжних машин і механізмів.

Відповідно з принциповою схемою системи змащення, яка показана на кресленні, циркуляційний насос перекачує мастило з маслозбірного бака і нагнітає його в двигун. Із двигуна мастило через маслоохолоджувач потрапляє назад в бак мастила.

До маслозбірного бака масло подається з ємності за допомогою насоса перекачування резервного мастила. Відпрацьоване мастило видаляється з двигуна та нагнітається в ємність нагнітачем перекачування відпрацьованого мастила.

Нагнітаючий насос також вмикається під час подачі команди пуску на роботу двигуна. У цьому разі він працює 2,5 хвилин, що забезпечує додаткове змащення при запуску газопоршневого двигуна, з ціллю полегшення двигуну взяття навантаження.

Для автономного поповнювання бака циркуляційного мастила (БЦМ) з баку запасу мастила, на БЦМ встановлено два датчика котрі відкривають та замикають

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

електропровідний вентиль. А також є третій датчик, який вмикає аварійно – попереджувальну сигналізацію.

Розрахунок елементів системи змащення

Кількість тепла, що виділилось за рахунок тертя у двигуні:

$$Q_{тр} = 3600 \cdot N_e \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot a_{тр} = 3600 \cdot 975 \left(\frac{1}{0,96} - 1 \right) \cdot 0,42 = 377811 \text{ кДж / год},$$

де $\eta_m = 0,96$ – механічний ККД;

$a_{тр} = 0,4 \dots 0,45$ – доля тепла тертя, що сприймається мастилом; [1]

$N_e = 975$ кВт - потужність газопоршениого двигуна,

$$Q_{тр} = 0,105 \text{ МВт}.$$

Кількість необхідного мастила:

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{C_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m} = \frac{377811}{1,9 \cdot 900 \cdot 7} = 31,56 \text{ м}^3 / \text{год},$$

де $C_m = 1,7 \dots 2,1$ кДж / (кг·К) - питома теплоємність мастила; [17]

$\rho_m = 900$ кг/м³ – щільність мастила; [17]

$$\Delta t_m = 5 \dots 8^\circ \text{C}.$$

Подача циркуляційного масляного нагнітача:

$$W_{цмн} = K_v \cdot W_1 = 1,3 \cdot 31,56 = 41 \text{ м}^3 / \text{год},$$

де $K_v = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу нагнітача. [1]

Потужність, спожита масляним нагнітачем:

$$N_{цмн} = 0,272 \cdot \frac{W_{цн} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \cdot 10^{-5} = 0,272 \cdot \frac{41 \cdot 35 \cdot 900}{0,75} \cdot 10^{-5} = 4,7 \text{ кВт},$$

де $H = 30 \dots 40$ м – напір нагнітача;

$\eta_n = 0,75$ – ККД нагнітача.

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубого очищення (ФГО):

$$F_{ГО} = W_{цмн} / (3600 \cdot V_m \cdot K_{жс}) = 41 / (3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25) = 1,5 \text{ м}^2,$$

де $V_m = 0,02 \dots 0,04$ м/с – допустима швидкість мастила;

$K_{жс} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого живлення.

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Площа поверхні проточного фільтра тонкого очищення (ФТО):

$$F_{TO} = W_{\text{цмн}} / q_{\text{ц}} = 41 / 1,1 = 37,3 \text{ м}^2,$$

де $q_{\text{ц}} = 1,0 \dots 1,2$ – питома пропускна здібність матеріалу, з якого виготовлено фільтруючий елемент.[18]

Продуктивність відкачуючого нагнітача:

$$W_{\text{від}} = (2 \div 2,5) \cdot W_{\text{цм}} = 2,2 \cdot 41 = 90,2 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Потужність відкачуючого нагнітача:

$$N_{\text{в}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{від}} \cdot 2 \cdot \rho_{\text{м}}}{\eta_{\text{н}}} = 0,272 \frac{90,2 \cdot 2 \cdot 900}{0,75} = 58,9 \text{ МВт}$$

Витрата води у системі охолодження:

$$G = 7,69 \text{ кг} / \text{с}$$

Площа тепло передаючої поверхні маслоохолоджувача:

$$F_{\text{м}} = \frac{K_{\text{з}} \cdot Q_{\text{мп}}}{K \cdot \Delta t} = \frac{1,17 \cdot 377811}{3500 \cdot 2} = 63 \text{ м}^2,$$

де $K_{\text{з}} = 1,15 \dots 1,2$ – коефіцієнт забруднення холодильного агенту [17];

$K = 3500 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot \text{год})$ – коефіцієнт тепловіддачі;

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1^1 + t_2^1}{2} = \frac{50 + 60}{2} - \frac{51,4 + 54,7}{2} = 2^\circ \text{C} - \text{температурний напір},$$

де t_1, t_2 - температура мастила;

t_1^1, t_2^1 - температура води.

Кількість мастила у системі:

$$C = \frac{W_{\text{цмн}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{41}{30} = 1,4 \text{ м}^3,$$

де $K_{\text{ц}} = 30$ – кратність циркуляції.

Потужність ТЕНу для підтримання температури мастила при стоянці, кВт:

$$N_{\text{тм}} = C \cdot N_1 = 1,4 \cdot 2,2 = 3 \text{ кВт},$$

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$N_1 = 2,2$ – потужність ТЕНу необхідна для підтримання робочої температури 1 м^3 мастила.

Згідно розрахунків підібраний промисловий зразок нагнітача типу НМШ 5-25-4.0/4-1.

3.2.2 Опис та розрахунок системи пускового стислого повітря

Опис системи пускового стислого повітря

Система стислого повітря з балону надходить до розширювального пускового клапану. Після його відкриття його основна частина повітря прямує до пускових клапанів у залежності від порядку роботи циліндрів.

Попадаючи у верхню порожнину пускового клапану, керуюче повітря відкриває його, забезпечуючи цим вхід у циліндр пускового повітря, який надходить із внутрішнього енергетичного контуру.

З метою охорони системи пускового стислого повітря від розриву трубопроводів при підвищенні тиску, у ВЕК передбачений охоронний пристрій.

Розрахунок системи пускового стислого повітря.

Робочій об'єм циліндрів двигуна:

$$\sum V_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot i = \frac{3.14 \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.20 \cdot 16 = 0,057 \text{ м}^3,$$

де $D = 0,15$ м – діаметр циліндру;

$S = 0,20$ м – довжина циліндру;

$i = 16$ – кількість циліндрів.

Кількість вільного повітря на z пусків.

$$V_0 = z \cdot V \cdot \sum V_s = 12 \cdot 7 \cdot 0,057 = 4,79 \text{ м}^3,$$

де $z = 12$ – кількість пусків для двигуна.

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$V = 6 \div 8 \frac{м^3, \text{повітря}}{м^3, \text{об'єму, циліндру}}$ - питома витрата вільного повітря.

Сумарний об'єм балонів:

$$\sum V_{\phi} = \frac{V_0 P_0}{P_p - P_{\min}} = \frac{4,79 \cdot 0,1}{3 - 1,2} = 0,266 м^3,$$

де $P_0 = 0,1$ МПа – тиск навколишнього середовища;

$P_p = 3$ МПа – робочій тиск;

$P_{\min} = 1,2$ МПа – мінімальний тиск, при якому можливо запустити двигун.

Для запуску двигуна приймаємо 1 балон пускового повітря ємністю $1 м^3$, при $p = 3$ МПа.

					КР.144.6241м.10.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Дослідницький розділ	Літ.		Арк.	Аркушів		
Студент	Чорнозуб О.М.										
Керівник	Соломонюк Н.С					НУК					
Консульт.											

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

4.1 Формулювання мети дослідження

Існує велика кількість промислових об'єктів, які потребують одночасного забезпечення холодом, тепловою та електричною енергією. Особливо гостро така задача постає для газової промисловості, коли в періоди незапланованих відключень постачання енергетичних ресурсів компресорних станцій, виникають порушення в роботі апаратів повітряного охолодження, осушення та інших систем автоматизованого керування виробничим процесом транспортування газу в цілому.

Найбільш поширені газоперекачувальні компресорні станції складаються з газотурбінного двигуна з компресором природного газу, блока очистки газу, блока підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, установки для охолодження природного газу, блока вентиляції та допоміжного обладнання

Під час незапланованих відключень постачання енергетичних ресурсів відповідальних об'єктів газотранспортної системи, зокрема компресорних станцій, виникають порушення роботи блоків очистки, підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, установки для охолодження природного газу та інших - систем автоматизованого керування виробничим процесом транспортування природного газу в цілому.

Проте в традиційних схемах газоперекачувальних компресорних станцій не використовують установки для аварійного забезпечення холодом, тепловою та електричною енергією, що призводить у випадку незапланованих відключень постачання енергетичних ресурсів до роботи в аварійному режимі основних вузлів компресорної станції та зменшення їх надійності.

Для уникнення цього необхідно поєднати переваги тригенераційних установок та можливості застосування природного газу на технологічні потреби компресорної станції шляхом створення комбінованої компресорної станції.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, формулюємо *мету дослідження*: розробку тригенераційної енергетичної установки для постачання компресорної станції електричною, тепловою енергією та холодом.

4.2 Схема роботи тригенераційної установки у складі компресорної станції

Вплив поєднання роботи компресорної станції з тригенераційною установкою на отримання зазначеного технічного результату полягає в тому, що продукти роботи тригенераційної установки [1]:

- теплова енергія використовується для опалення побутових приміщень та безперебійної роботи блока підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, який призначений для підтримання належної температури газу та уникнення імовірності утворення гідратів),

- електрична енергія - для забезпечення безвідмовної роботи блока автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення,

- холод - для установок охолодження природного газу

У [1, 2, 3] запропоноване технічне рішення, в якому за рахунок використання тригенераційної установки на базі двигуна внутрішнього згорання забезпечити у компресорній станції зменшення кількості відповідального обладнання установки для одночасної генерації холоду, теплової та електричної енергії.

Поставлена задача вирішується тим, що компресорна станція, яка має газотурбінний двигун з компресором природного газу, блок очистки газу, блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, установку для охолодження природного газу, електрогенератор, згідно з винаходом, додатково включає ділянки магістральних газопроводів з пониженим та підвищеним тиском, кранові вузли, тригенераційну установку, пристрій обліку паливного газу, блок автоматизованого керування виробничим процесом, освітлення, передачі даних, побутові приміщення з системою опалення, причому тригенераційна установка через пристрій обліку паливного газу, блоки підготовки паливного, пускового та імпульсного га-

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

зів і очистки газу, з'єднана із магістральним газопроводом з пониженим тиском, а установка для охолодження природного газу розташована на магістральному газопроводі з підвищеним тиском та підключена до холодопроводу тригенераційної установки, блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів і система опалення побутових приміщень підключені до теплопроводу тригенераційної установки, тригенераційна установка містить у своєму складі електрогенератор, який підключений до блока автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення. Технічний результат, який можна досягти при використанні винаходу, полягає в тому, що забезпечується зменшення кількості необхідного обладнання установки для одночасної генерації холоду, теплової та електричної енергії, за рахунок використання тригенераційної установки на базі двигуна внутрішнього згорання.

Тригенераційна установка через пристрій обліку паливного газу, блоки підготовки паливного, пускового та імпульсного газів і очистки газу з'єднана із магістральним газопроводом з пониженим тиском а установка для охолодження природного газу розташована на магістральному газопроводі з підвищеним тиском та підключена до холодопроводу тригенераційної установки, блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів і система опалення побутових приміщень підключені до теплопроводу тригенераційної установки. Тригенераційна установка містить у своєму складі електрогенератор, який підключений до блока автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення.

За рахунок використання продуктів роботи тригенераційної установки, а саме теплової енергії для опалення побутових приміщень та безперебійної роботи блоку підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, електричної енергії для безвідмовної роботи блоку автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення і холоду для установок для охолодження природного газу забезпечується безперебійна та ефективна робота компресорної станції та зменшується кількість відповідального обладнання установки для одночасної генерації холоду, теплової та електричної енергії.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На рис. 4.1 зображено принципову схему компресорної станції з системою автономного забезпечення енергетичними ресурсами, яка складається з магістрального газопроводу з пониженим тиском 1, кранових вузлів 2,5,6,7,14, блоку очищення газу 3, блоку підготовки паливного, пускового та імпульсного газів 4, пристрою обліку газу 8, тригенераційної установки 9, системи опалення побутових приміщень 10, блока автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення 11, газотурбінного двигуна з компресором природного газу 12, магістрального газопроводу з підвищеним тиском 13, установок для охолодження природного газу 15.

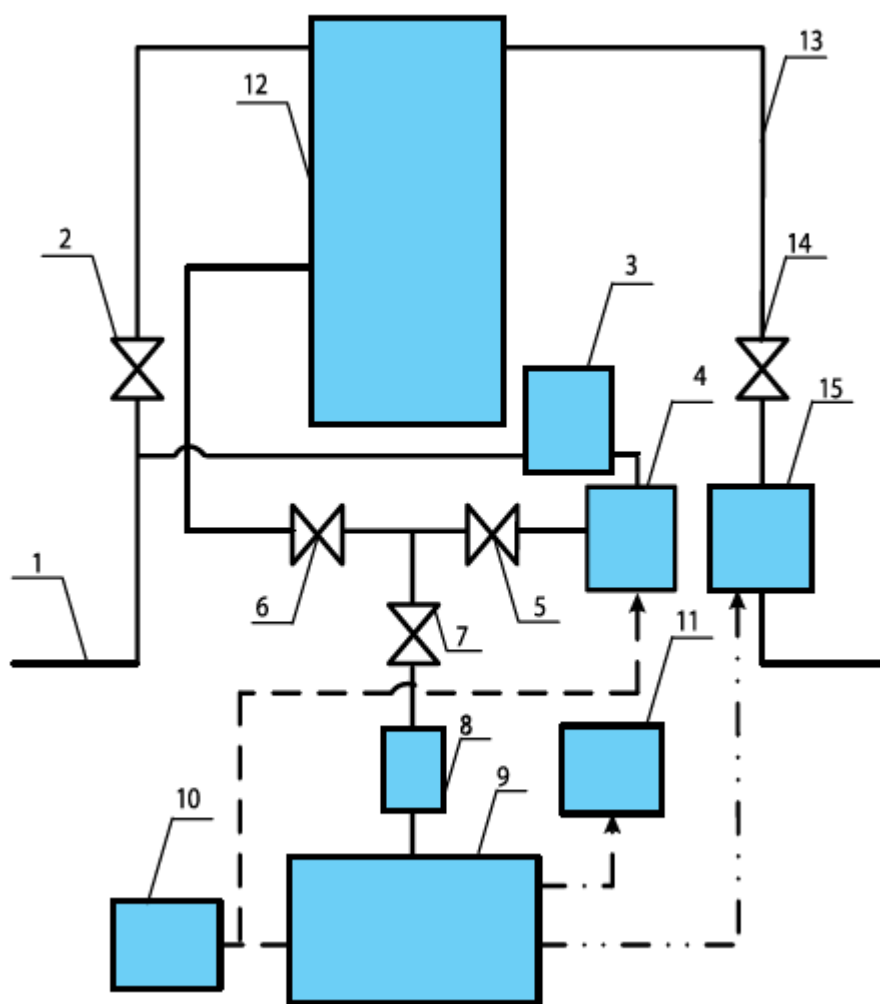


Рис. 4.1 Принципова схема компресорної станції з системою автономного забезпечення енергетичними ресурсами від тригенераційної установки

До магістрального газопроводу з пониженим тиском 1, перед крановим вузлом 2 підключені послідовно блок очистки газу 3 та блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів 4 та кранові вузли 5 і 6, між якими підключений крановий вузол 7, пристрій обліку газу 8 та тригенераційна установка 9. Теплопровід тригенераційної установки 9 підключений до системи опалення побутових приміщень 10 та блока підготовки паливного, пускового та імпульсного газів 4. Крім того, тригенераційна установка 9 з'єднана із блоком автоматизованого керування виробничим процесом та освітленням 11.

На магістральному газопроводі з пониженим тиском 1, після кранового вузла 2 розташовується газотурбінний двигун з компресором природного газу 12, до якого підключений магістральний газопровід з підвищеним тиском 13, крановий вузол 14 та установки для охолодження природного газу 15.

Компресорна станція працює наступним чином: природний газ, призначений для технологічних потреб, поступає з ділянки магістрального газопроводу з пониженим тиском 1 до кранового вузла 2 у блок очистки газу 3, після чого у блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів 4 і через кранові вузли 5,6,7 і пристрій обліку газу 8 надходить у тригенераційну установку 9. У процесі роботи тригенераційної установки 9 виробляється холод, тепла та електрична енергії. Вироблена електрична енергія тригенераційною установкою 9 надходить до блоку автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення 11. Вироблена тепла енергія поступає у систему опалення побутових приміщень 10 та блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів 4 відповідно для опалення приміщення та підігріву газу.

Транзитний природний газ через крановий вузол 2 надходить до газотурбінного двигуна з компресором природного газу 12, де відбувається підвищення робочого тиску та температури транзитного природного газу. Після цього природний газ надходить у магістральний газопровід з підвищеним тиском 13 і через крановий вузол 14 до установок охолодження природного газу 15, які з'єднані із холодопроводом тригенераційної установки.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Підвищення економічності перекачування газу за рахунок когенерації та тригенерації

Питання підвищення ефективності процесів перекачування газу постійно піднімаються у літературі.

Так у [4] наведена газоперекачувальна компресорна станція магістрального газопроводу, що містить у своєму складі газотурбінний двигун з компресором природного газу, блок очистки, блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, установки для охолодження природного газу, блок вентиляції. Однак, у ній не використовуються установки для аварійного забезпечення тепловою та електричною енергією, що призводить до зменшення надійності роботи основних вузлів компресорної станції в аварійних режимах.

А у [5] описується газоперекачувальна компресорна станція магістрального газопроводу, яка містить газотурбінний двигун з компресором природного газу, блок очистки газу, блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, установки для охолодження природного газу, блок вентиляції, допоміжне обладнання, котел-утилізатор, парову турбіну, електрогенератор, установку для одержання рідкої вуглекислоти з димових газів.

Відомі різні когенераційні установки, у яких утилізація тепла димових газів двигунів-генераторів здійснюється з використанням як поверхневих, так і контактних теплообмінних апаратів [6, 7]. У цих апаратах відбувається нагрівання мережної води системи теплопостачання або води, що витрачається на підживлення теплової мережі або на гаряче водопостачання.

Особливістю таких установок є те, що через низький температурний потенціал не вдається повністю використати теплову енергію димових газів газопоршневих двигунів.

Теплоенергетична установка [7] для комбінованого вироблення теплової й електричної енергії містить тепловий двигун з електрогенератором, охолоджувачами наддувочної газоповітряної суміші, мастила й води внутрішнього контуру двигуна, теплообмінник-утилізатор теплоти димових газів двигуна, систему тру-

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

бопроводів і газоходів, тепловий насос, контур циркуляції мережної води системи теплопостачання, що включає мережні насоси, конденсатор теплового насоса і теплообмінник-утилізатор теплоти димових газів двигуна, а також контур циркуляції проміжного теплоносія, що включає циркуляційний насос, випарник теплового насоса, охолоджувачі наддувочної газоповітряної суміші, мастила й води внутрішнього контуру двигуна.

Недоліком такої установки є неповне використання теплової енергії димових газів і підвищена потужність теплового насоса, оскільки з використанням його відбувається охолодження й утилізація тепла мастила й води внутрішнього контуру двигуна, хоча вони мають достатній температурний потенціал для утилізації їхнього тепла в охолоджувачах з використанням мережної води.

У [8] запропонована схема когенераційної установки, яка складається з газопоршневого двигуна з електрогенератором, охолоджувачами наддувної газоповітряної суміші, мастила й води внутрішнього контуру двигуна, теплового насоса, теплообмінника-утилізатора теплоти відпрацьованих газів двигуна, системи трубопроводів і газоходів. Дана когенераційна установка містить у своєму складі тепловий насос.

В основі корисної моделі лежить завдання підвищення ефективності роботи когенераційної установки.

Для вирішення цього завдання когенераційна установка, що містить газопоршневий двигун з електрогенератором, охолоджувачами наддувної газоповітряної суміші, мастила й води внутрішнього контуру двигуна, тепловий насос з приводом від того ж двигуна або з електроприводом, теплообмінник-утилізатор теплоти димових газів двигуна, систему трубопроводів і газоходів, контур циркуляції мережної води системи теплопостачання, що включає мережні насоси, конденсатор теплового насоса, теплообмінник-утилізатор теплоти димових газів двигуна, та контур циркуляції проміжного теплоносія, що включає циркуляційний насос, охолоджувач наддувочної газоповітряної суміші двигуна і випарник теплового насоса, додатково має конденсаційний теплообмінник глибокого охолодження димових газів двигуна, який встановлено у газоході за теплообмінником-

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

утилізатором теплоти димових газів двигуна за рухом димових газів і підключено до контуру циркуляції проміжного теплоносія перед випарником теплового насоса, а охолоджувачі мастила й води внутрішнього контуру двигуна підключені до контуру мережної води системи теплопостачання.

Для недопущення конденсації вологи в димовій трубі когенераційна установка може додатково мати теплообмінник-підігрівач димових газів двигуна, який встановлено у газоході за конденсаційним теплообмінником по руху димових газів і підключено до контуру мережної води системи теплопостачання.

Внаслідок застосування конденсаційного теплообмінника глибокого охолодження димових газів відбувається утилізація теплової енергії димових газів, у тому числі і теплоти конденсації водяних парів, що містяться в них. За допомогою контуру проміжного теплоносія, утилізована теплова енергія передається від конденсаційного теплообмінника до випарника теплового насоса. Тепловий насос забезпечує охолодження проміжного теплоносія для отримання необхідного температурного напору в конденсаційному теплообміннику глибокого охолодження димових газів та підвищує температурний потенціал утилізованої теплової енергії, що дає можливість використати її в системах теплопостачання із загальноприйнятими температурними графіками. Таким чином, підвищується загальний ККД установки. Використання мережної води для охолодження мастила й води внутрішнього контуру двигуна в охолоджувачах дозволяє зменшити кількість тепла, що отримує проміжний теплоносій при роботі установки, і внаслідок цього зменшується потужність теплового насоса необхідна для охолодження проміжного теплоносія.

Застосування теплообмінника-підігрівача димових газів дозволяє отримати необхідні параметри димових газів на вході в димову трубу для її тривалої й надійної експлуатації.

На рис. 4.2 зображена принципова схема когенераційної установки, що має конденсаційний теплообмінник глибокого охолодження димових газів двигуна і теплообмінник-підігрівач димових газів.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

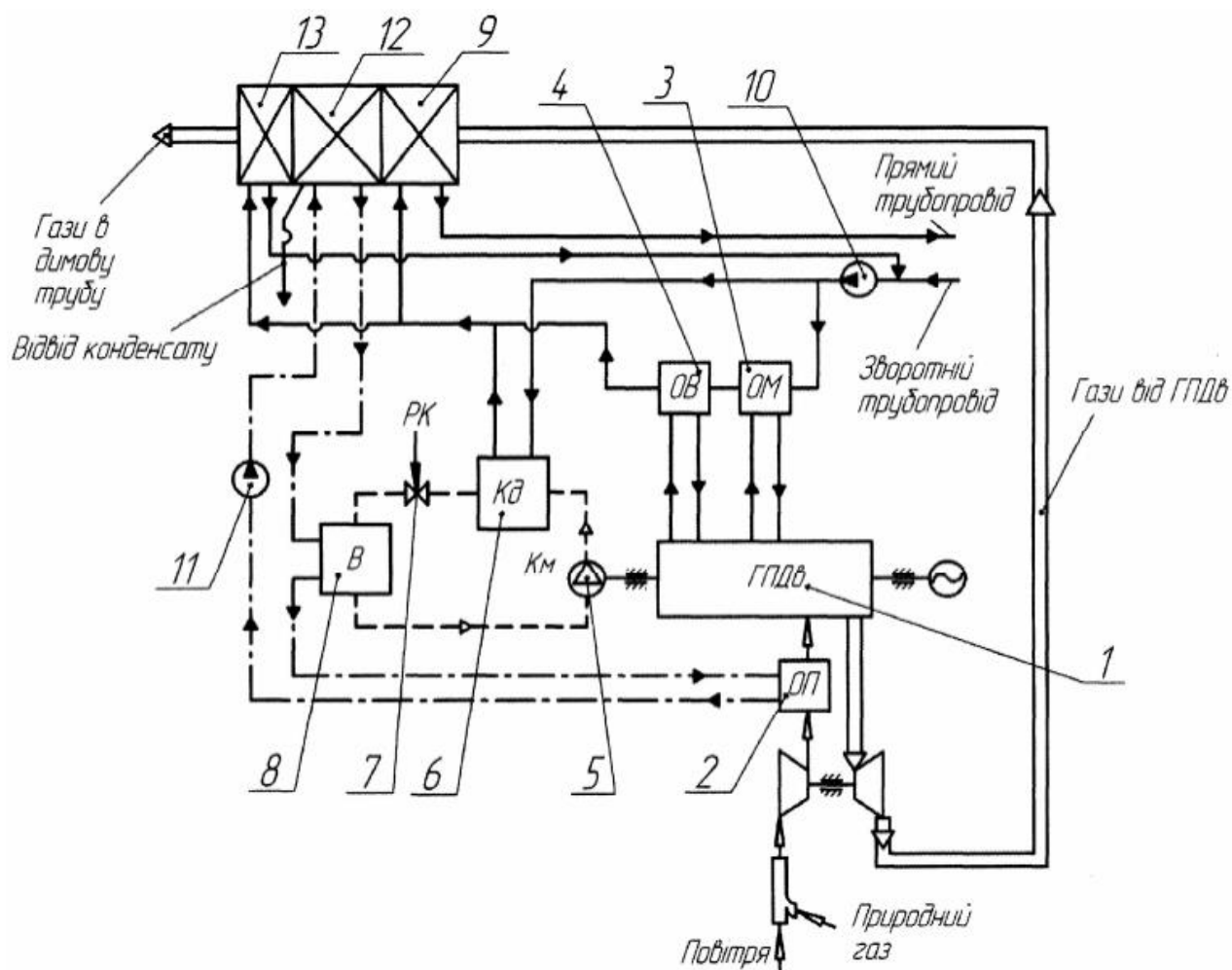


Рис. 4.2 Когенераційна установка з тепловим насосом

Когенераційна установка містить: газопоршневий двигун 7 з електрогенератором, охолоджувачами наддувочного повітря 2, мастила 3 і води 4 внутрішнього контуру двигуна; тепловий насос, що включає компресор 5, конденсатор 6, редукційний клапан 7, випарник 8; теплообмінник-утилізатор 9 теплоти димових газів; мережний насос 10; насос 11 для циркуляції проміжного теплоносія; конденсаційний теплообмінник 12 глибокого охолодження димових газів; теплообмінник-підігрівач 13 димових газів. Привод компресора 5 теплового насоса здійснюється від газопоршневого двигуна 1.

Когенераційна установка працює в такий спосіб.

При роботі газопоршневого двигуна 1 димові гази з високою температурою від нього надходять по димоходу послідовно в теплообмінник-утилізатор 9 теплоти димових газів, конденсаційний теплообмінник 12 глибокого охолодження

димових газів, теплообмінник-підігрівач 13 димових газів, а потім викидаються через димову трубу в атмосферу.

У теплообміннику-утилізаторі 9 відбувається часткове охолодження димових газів мережною водою, що циркулює через нього. У конденсаційному теплообміннику 12 відбувається подальше охолодження димових газів теплоносієм проміжного контуру з утилізацією теплоти конденсації парів води, що містяться в димових газах. У теплообміннику-підігрівачі 13 відбувається підігрів димових газів до необхідної температури шляхом підведення тепла від мережної води.

Нагрітий від димових газів у конденсаційному теплообміннику 12 проміжний теплоносій надходить у випарник 8 теплового насоса, де охолоджується, віддаючи теплову енергію холодоагентові теплового насоса. Після випарника 8 теплового насоса проміжний теплоносій направляється в охолоджувач 2 наддувочного повітря двигуна 1, де охолоджує газоповітряну суміш, а потім знову надходить у конденсаційний теплообмінник 12. Циркуляцію проміжного теплоносія здійснює насос 11.

Холодоагент теплового насоса, що одержав теплову енергію від проміжного теплоносія у випарнику 8 теплового насоса, випаровується і надходить в компресор 5 теплового насоса, в якому стискається, і далі направляється в конденсатор 6 теплового насоса. В конденсаторі 6 відбувається конденсація і охолодження холодоагенту мережною водою. Після конденсатора 6 холодоагент надходить у редукційний клапан 7, де він дроселюється, і потім зі зниженим тиском направляється знову у випарник 8 теплового насоса.

Мережна вода з нагнітаючого трубопроводу мережного насоса 10 розділяється на два потоки, один із яких направляється в конденсатор 6 теплового насоса, де вона нагрівається за рахунок конденсації холодоагенту, а інший потік направляється послідовно в охолоджувач 3 мастила і охолоджувач 4 води внутрішнього контуру газопоршневого двигуна 1, де нагрівається за рахунок теплоти мастила і води внутрішнього контуру двигуна 1. Після об'єднання потоків основна частина мережної води направляється в теплообмінник утилізатор 9 теплоти димових га-

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

зів, де нагрівається за рахунок охолодження димових газів, і потім надходить у прямий трубопровід теплової мережі.

Інша частина мережної води направляється в теплообмінник-підігрівач 13 димових газів, і після нього - в зворотній трубопровід теплової мережі. Циркуляцію мережної води здійснює мережний насос.

Таким чином, здійснюється глибоке охолодження димових газів газопоршневого двигуна з утилізацією теплоти конденсації парів води і наступне підвищення температурного потенціалу утилізованої теплової енергії в тепловому насосі, що дає можливість використати її в системах тепlopостачання із загальноприйнятими температурними графіками.

Однак тепловий насос когенераційної установки розміщений поза двигуном внутрішнього згорання, що збільшує втрати теплової енергії, як робочого тіла когенераційної установки, яке приймає безпосередню участь у процесі виробництва енергетичних ресурсів, що зменшує ефективність когенераційної установки по критерію виробництва теплової та електричної енергії.

В основу винаходу [9] поставлене завдання створення когенераційної установки, яка за рахунок використання двох циліндрів двигуна внутрішнього згорання в якості теплового насосу та зміни конструкції випускної системи значно підвищує коефіцієнт корисної дії роботи, спрощує конструкцію та здешевлює когенераційну установку, а також підвищує її надійність.

Поставлене завдання вирішується тим, що когенераційна установка з тепловим насосом, що містить двигун внутрішнього згорання, електрогенератор, утилізатор-охолоджувач газоповітряної суміші продуктів згорання з системою трубопроводів і газоходів, сорочки охолодження внутрішнього контуру мастила й охолоджувальної рідини двигуна, теплообмінник-утилізатор розв'язки рідинних потоків, контурів системи охолодження двигуна та води мережі системи тепlopостачання, вирішується тим, що замість газопоршневого двигуна застосовано чотирициліндровий чотиритактний двигун внутрішнього згорання, два циліндри якого працюють у режимі компресора теплового насоса, в якому робочим тілом слугують гарячі відпрацьовані гази двигуна.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У даній когенераційній установці тепло відпрацьованих газів є робочим тілом теплового насоса компресора, яким є два циліндри двигуна внутрішнього згорання. У процесі випуску гарячі відпрацьовані гази потрапляють у проміжний теплообмінник де віддають енергію охолоджувальній рідині, після чого, охолоджені до певної температури гази засмоктуються компресором. У циліндрах компресора, під час стиску, гази розігріваються до високої температури де одночасно відають теплову енергію сорочці охолодження двигуна. Після виходу газів з компресора, у фазі розширення, температура газів різко знижується у зв'язку з проходженням ізотермічного процесу. У результаті компресування відпрацьованих газів знижується температура відпрацьованих газів, що викидаються в атмосферу, що підвищує коефіцієнт корисної дії установки по теплу.

Надлишок потужності механічної енергії двигуна внутрішнього згорання за допомогою електро-генератора використовується для виробництва електроенергії.

Завдяки простоті та універсальності конструкції установка може працювати на метані.

Когенераційна установка (рис. 4.3) складається із двигуна внутрішнього згорання 1, електрогенератора 2, теплоутилізатора 3, теплообмінника-утилізатора 4, пристрою підготовки паливної суміші 5, трьохходового клапана-термостата 6, циркуляційних насосів 7 і 8, патрубків 9 і 10, патрубка вихлопних газів 11.

Когенераційна установка працює наступним чином.

У чотирициліндровий двигун внутрішнього згорання 1 по трубопроводу пристрою підготовки паливної суміші 5 паливо надходить у два циліндри, які перетворюючи теплову енергію палива виробляють механічну енергію, що передається по валу до електрогенератора 2 для виробництва електроенергії.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

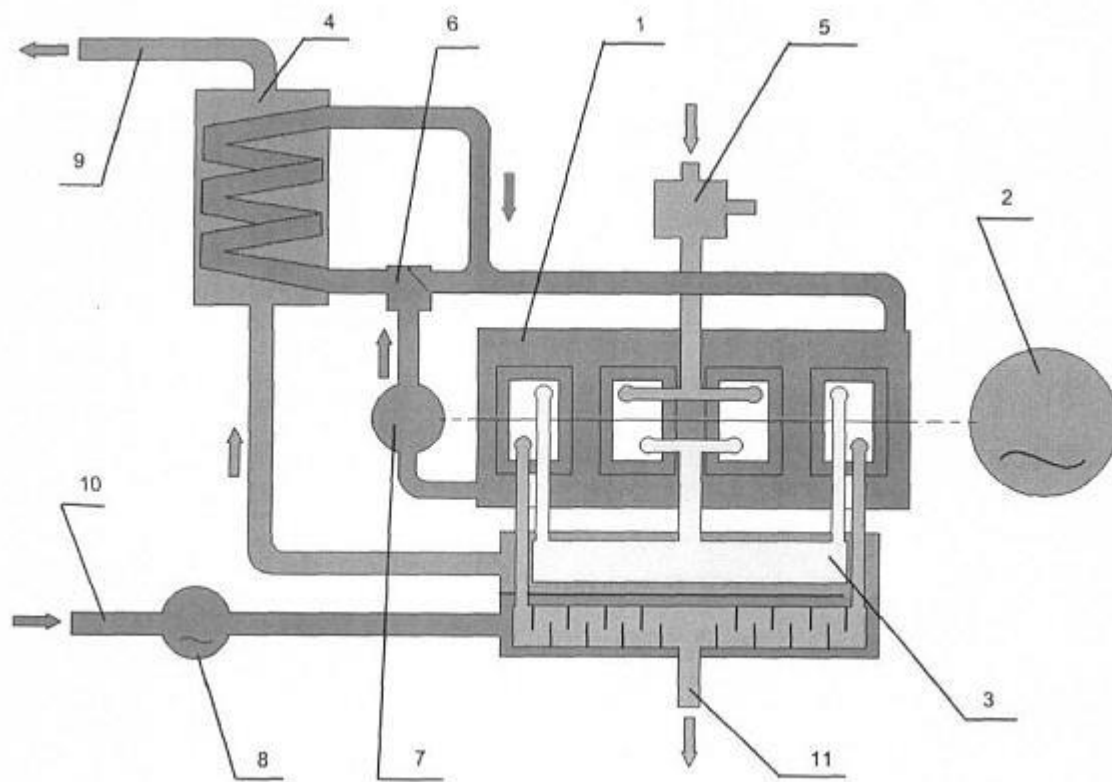


Рис. 4.3 Когенераційна установка на базі газопоршневого двигуна, два циліндра якого працюють як тепловий насос

У процесі роботи двох циліндрів двигуна утворюється теплова енергія, що відводиться охолоджувальною рідиною системи охолодження циркуляційним насосом 7. Через трьохходовий клапан-термостат 6 нагріта до 85 °С охолоджувальна рідина потрапляє у теплообмінник-утилізатор 4, де передає теплову енергію рідині контуру системи тепломережі патрубками 9 і 10. Циркуляцію рідини забезпечує циркуляційний насос 8 з електроприводом.

Гарячі відпрацьовані гази, що вивільнюються з циліндрів по трубопроводу потрапляють у теплоутилізатор 3, де втрачають більшу частину теплової енергії з 700 °С до 100 °С, засмоктуються по трубопроводах іншими циліндрами, що працюють у компресорному режимі. Відпрацьовані гази через патрубок 11 виходять назовні.

Надлишкова механічна енергія, що виробляється у процесі роботи двигуна 1, передається електрогенератору 2, який забезпечує роботу систем життєзабезпечення.

чення установки, а також для використання електроенергії зовнішніми споживачами.

Однак у данній установці відсутні пристрої для виробництва холоду, що не дає можливість одночасно виробляти холод, теплову та електричну енергію.

Тригенераційна установка (рис. 4.4) [1, 3] складається з пристрою підготовки паливної суміші 1, пристрою підігріву паливної суміші 2, чотирициліндрового чотиритактного двигуна внутрішнього згорання 3, електрогенератора 4, теплоутилізатора 5, патрубків 6,8,9,13,15, вихрової труби 7, теплоутилізатора відпрацьованих газів 10, циркуляційних насосів 11,17, патрубка відпрацьованих газів 12, теплообмінника–утилізатора 14, трьохходового клапана-термостата 16.

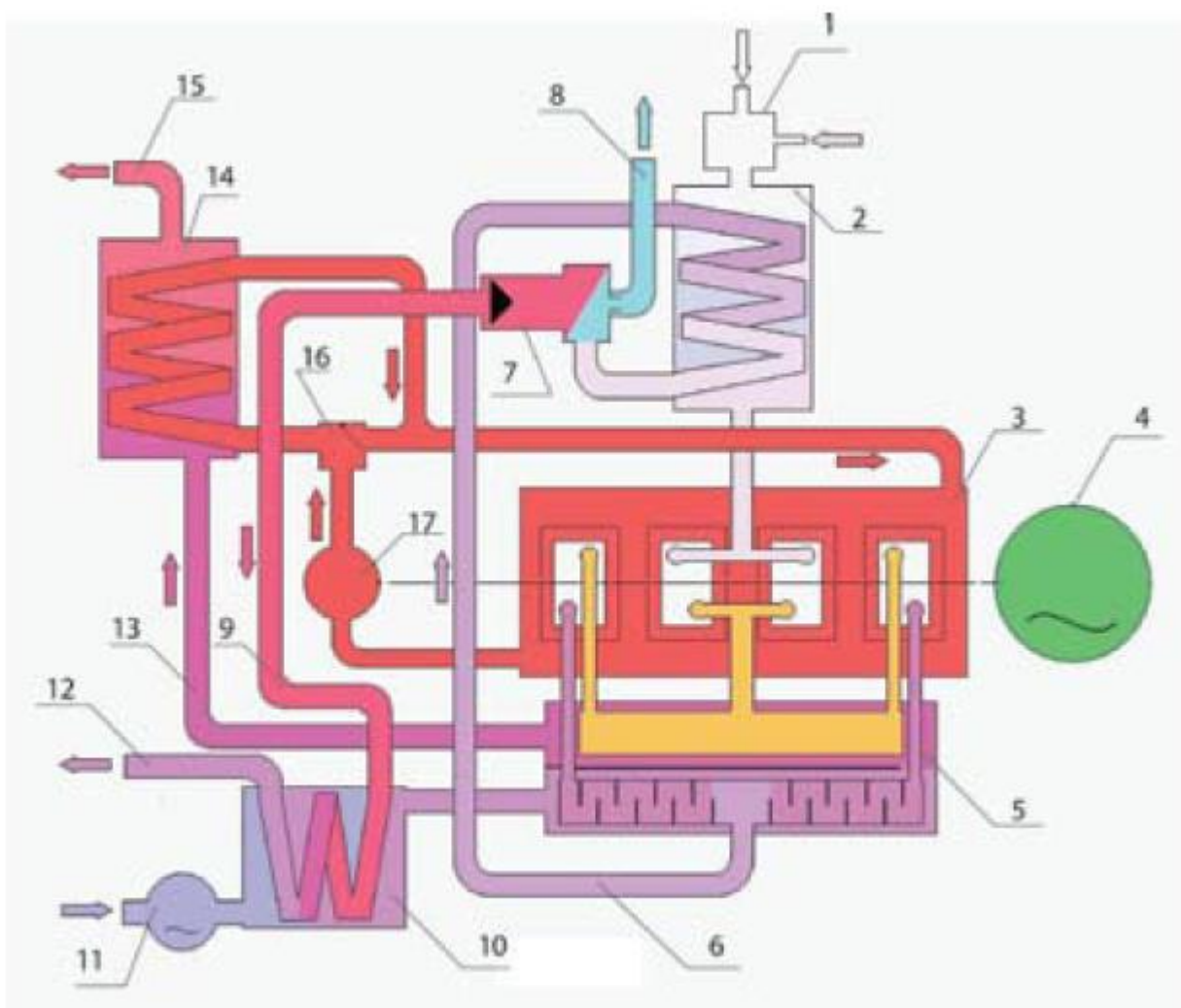


Рис. 4.4 Тригенераційна установка на базі газопоршневого двигуна

Пристрій підготовки паливної суміші 1 з'єднаний послідовно з пристроєм підігріву паливної суміші 2 та чотирициліндровим чотиритактним двигуном внутрішнього згорання 3, до якого підключений електрогенератор 4 та теплоутилізатор 5. Теплоутилізатор 5 через патрубок 6 послідовно з'єднаний з пристроєм підігріву паливної суміші 2 та вихровою трубою 7. Вихрова труба 7 з'єднана через патрубок 8 з установкою для охолодження природного газу, а через 5 патрубок 9 з теплоутилізатором відпрацьованих газів 10. Теплоутилізатор відпрацьованих газів 10 з'єднаний з теплоутилізатором 5, циркуляційним насосом 11 та патрубком відпрацьованих газів 12. Теплоутилізатор 5 через патрубок 13 з'єднаний з теплообмінником-утилізатором 14, який через патрубок 15 з'єднаний з блоком підготовки паливного, пускового та імпульсного газів і системою опалення побутових приміщень. Теплообмінник-утилізатор 14 з'єднаний послідовно 10 з трьохходовим клапаном термостата 16, циркуляційним насосом 17 та системою охолодження двигуна внутрішнього згорання 3.

Тригенераційна установка працює наступним чином.

У пристрої підготовки паливної суміші 1 відбувається формування паливної суміші з наступним її осушенням у пристрої підігріву паливної суміші 2, після чого по трубопроводу паливна суміш подається у два циліндри чотирициліндрового чотиритактного двигуна внутрішнього згорання 3.

Вироблена механічна енергія чотирициліндровим чотиритактним двигуном внутрішнього згорання 3 передається по валу до електрогенератора 4 для виробництва електроенергії та передачі її до пристрою обліку паливного газу, блока автоматизованого керування виробничим процесом, освітлення.

Гарячі відпрацьовані гази, що вивільнюються з циліндрів, по трубопроводу потрапляють у теплоутилізатор 5, де втрачають більшу частину теплової енергії з 700°C до 100°C, засмоктуються по трубопроводах іншими циліндрами, що працюють у компресорному режимі.

Відпрацьовані гази через патрубок 6 надходять у пристрій підігріву паливної суміші 2, де віддають частину теплової енергії і поступають у вихрову трубу 7, де відбувається розподіл охолоджених відпрацьованих газів на холодний та теплий

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

потоки, які відводяться відповідно через патрубок 8 у мережу трубопроводів споживача холоду і через патрубок 9 у теплоутилізатор відпрацьованих газів 10.

У теплоутилізаторі відпрацьованих газів 10 відбувається теплообмін між теплим потоком відпрацьованих газів та охолоджувальною рідиною, що подається через циркуляційний насос 11. У результаті охолоджені відпрацьовані гази виходять через патрубок 12 в атмосферу, а підігріта охолоджувальна рідина поступає у теплоутилізатор 5. Після утилізації теплоти відпрацьованих газів, вивільнених з циліндрів чотирьохциліндрового двигуна внутрішнього згорання 3, вона через патрубок 13 поступає у теплообмінник–утилізатор 14, де відбувається теплообмін між рідиною системи охолодження двигуна внутрішнього згорання 3 та підігрітою охолоджувальною рідиною. У результаті теплообміну в теплообміннику–утилізаторі 14 підігріта охолоджувальна рідина через патрубок 15 поступає у мережу трубопроводів споживача теплової енергії.

Таким чином реалізація винаходу порівняно з прототипом дозволяє забезпечити технічний результат, а саме - зменшення кількості необхідного обладнання установки для одночасної генерації холоду, теплової та електричної енергії, що сприяє отриманню позитивного ефекту - підвищенню надійності та економічності роботи компресорної станції.

4.4 Розробка схеми тригенераційної установки

Принципова схема роботи газопоршневої електростанції в когенераційному і тригенераційному режимах показана на кресленні.

Згідно до пат. №100200 компресорна станція працює наступним чином. Транзитний природний газ через крановий вузол 3 надходить до газотурбінного двигуна 2 з компресором природного газу 1, де відбувається підвищення робочого тиску та температури транзитного природного газу. Після цього природний газ надходить у магістральний газопровід з підвищеним тиском 4 і через крановий

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

вузол 5 до установок охолодження природного газу 6, які з'єднані із холодопроводом тригенераційної установки.

Природний газ, призначений для технологічних потреб, поступає з ділянки магістрального газопроводу з пониженим тиском 7 до кранового вузла 3 у блок очистки газу 8, після чого у блок підготовки паливного, пускового та імпульсного газів 9 і через кранові вузли 10 і пристрій обліку газу 11 надходить у тригенераційну установку 12. У процесі роботи тригенераційної установки 12 виробляється холод, тепла та електрична енергії.

Згідно до пат. №100200 тригенераційна установка працює наступним чином.

Звичайний режим з виробництвом теплової енергії

У пристрої підготовки паливної суміші 15 відбувається формування паливної суміші з наступним її осушенням у пристрої підігріву паливної суміші 16, після чого по трубопроводу паливна суміш подається у циліндри чотирициліндрового чотиритактного двигуна внутрішнього згорання 13 (клапани 22 відкриті).

Вироблена механічна енергія двигуном внутрішнього згорання 13 передається по валу до електрогенератора 14 для виробництва електроенергії та передачі її до споживачів компресорної станції: пристрою обліку паливного газу, блока автоматизованого керування виробничим процесом, освітлення і т.і.

Гарячі відпрацьовані гази, що вивільнюються з циліндрів, по трубопроводу потрапляють у теплоутилізатор 17, де втрачають більшу частину теплової енергії з 700°C до 100°C. Теплоутилізатор складається з двох теплообмінних блоків (ТУВ-I і ТУВ-II), в яких послідовно охолоджуються вихлопні гази. При цьому клапани 18 і 19 відкриті, а клапани 20 і 21 закриті.

Вода від теплових споживачів компресорної станції підігрівається у теплообмінниках ТУВ-I і ТУВ-II і подається до теплових споживачів компресорної станції.

Режим з підвищеним виробництвом теплової енергії у тепловому насосі

У данному режимі частина двигуна (Дв) працює у звичайному режимі, а декілька циліндрів (К) у компресорному.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливна суміш по трубопроводу подається у циліндри двигуна внутрішнього згорання 13 яка працює у режимі двигуна (Дв). При цьому клапани 22 закриті і паливо не подається до компресорної частини двигуна (К).

Гарячі відпрацьовані гази, що вивільнюються з циліндрів, по трубопроводу потрапляють у теплоутилізатор 5, де втрачають більшу частину теплової енергії з 700°C до 100°C, а потім засмоктуються по трубопроводах іншими циліндрами, що працюють у компресорному режимі (К). При цьому клапани 18 і 19 закриті, 20 і 21 відкриті.

У компресорній частині двигуна вихлопні гази стискаються, при цьому їх температура підвищується. Гарячі гази подаються до другої секції теплообмінника-утилізатора 17 (ТУВ-II), де віддають свої тепло воді. Частина тепла від стискання газу передається через циліндр та кришку охолоджуючій воді і теж подається до споживача.

Режим з виробництвом теплової енергії і холоду

У цьому режимі відпрацьовані гази після теплообмінника-утилізатора 17 надходять у пристрій підігріву паливної суміші 16, де віддають частину теплової енергії і поступають у вихрову трубу 23, де відбувається розподіл охолоджених відпрацьованих газів на холодний та теплий потоки, які відводяться відповідно через патрубок 24 у мережу трубопроводів споживача холоду і у теплоутилізатор відпрацьованих газів 25.

У теплоутилізаторі відпрацьованих газів 25 відбувається теплообмін між теплим потоком відпрацьованих газів та водою, що подається циркуляційним насосом від теплових споживачів чтанції. У результаті охолоджені відпрацьовані гази виходять через патрубок 26 в атмосферу, а підігріта охолоджувальна рідина поступає у теплоутилізатор 17.

Таким чином вироблена тригенераційної установкою:

– тепла енергія використовується для опалення побутових приміщень та безперебійної роботи блока підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, який призначений для підтримання належної температури газу та уникнення імовірності утворення гідратів),

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– електрична енергія - для забезпечення безвідмовної роботи блока автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення,

– холод - для установок охолодження природного газу

Реалізація вказаної схеми тригенераційної установки дозволяє забезпечити зменшення кількості необхідного обладнання установки для одночасної генерації холоду, теплової та електричної енергії, що сприяє отриманню позитивного ефекту - підвищенню надійності та економічності роботи компресорної станції.

					КР.144.6241м.10.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
					Конструкторський розділ				Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент	Чорнозуб О.М.											
Керівник	Соломонюк Н.С								НУК			
Консульт.												

РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

Розробка охолоджувача води

5.1 Призначення, принцип дії охолоджувача води

Для передачі тепла від води, що циркулює по системі установки, до технічної води, що подається на градирні використаємо теплообмінний апарат.

Теплообмінний апарат призначений для передавання теплової енергії від одного теплоносія до другого шляхом протікання теплоносіїв повз поверхню теплообміну апарату. Найбільш доцільно використовувати пластинчасті розбірні теплообмінні апарати із-за можливості підбору площі поверхні теплообміну шляхом додавання або зняття пластин з пакету. Процес теплообміну оптимізується також підбором оптимальної конфігурації каналів пластин.

У процесі проєктування теплообмінника вибір було зупинено на розбірних пластинчастих теплообмінних апаратах Danfoss. Конфігурація пластин таких апаратів дозволяє здійснити шість різних комбінацій каналів проміж двома пластинами, що надає інженеру можливості досягнення любого необхідного співвідношення між параметрами теплоносіїв, які приймають участь у процесі теплообміну. Пластинчасті апарати також мають малі масогабаритні показники у порівнянні із трубчастими теплообмінниками. Низькі втрати тиску під час проходження теплоносія крізь теплообмінник дозволяють зменшити необхідний тиск циркуляційних насосів, потужність, яку споживають електродвигуни їх приводу, зменшити діаметр трубопроводів, запірної арматури. Внаслідок цього знижується вартість допоміжного обладнання та споживання енергії. Зручність і простота в експлуатації забезпечується можливістю доступу до будь-якої пластини в пакеті, швидким механічним або хімічним очищенням, легкою заміною ущільнень за необхідністю.

Пластинчасті теплообмінники бувають нерозбірної або розбірної конструкції. У нерозбірних – всі пластини і їх точки опор спаяні між собою і утворюють з

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

кінцевими пластинами цілісну конструкцію. До кінцевих пластин припаяні патрубки, що підводять і відвідні, з різьбленням або фланцями на кінцях для приєднання до трубопроводів. Застосовують нерозбірні теплообмінники частіше для систем опалювання. Їх недолік – недоступність пластин для механічного очищення. Проте, допускається застосування промивки хімічними реагентами, зокрема кислотами, оскільки пластини нерозбірних і розбірних теплообмінників виконані з кислотостійкої неіржавіючої сталі.

Найбільш практичними для очищення поверхні теплообміну є розбірні теплообмінники. Їх частіше застосовують в системах гарячого водопостачання. Вони складаються з окремих пластин з прокладками; пристосовані для швидкого розбирання і збірки. Вся поверхня теплообміну доступна для очищення. Пластини стягують між собою болтами, що зачіпляються за кінцеві пластини. Завдяки такому зачепленню, теплообмінники мають високу експлуатаційну надійність і мінімальний час для ревізії і очищення. У розбірних пластинчастих теплообмінниках забезпечують герметичність між каналами пружними багато разів використовуваними прокладками. Їх закріплюють до пластин спеціальними кліпсами, що дозволяють при необхідності здійснити швидку заміну.

Загальноприйнятих рекомендацій по області застосування нерозбірних або розбірних пластинчастих теплообмінників немає. Загальним підходом є застосування розбірних конструкцій при теплоносії поганої якості.

У теплообміннику застосовують тільки однотипні пластини. Найменша кількість – три. При цьому утворюється два канали: один для охолодження мережевої води, другої для нагріву води інженерної системи будівлі. Необхідну теплову потужність теплообмінника збільшують додаванням пластин. Їх кількість визначають теплогідравлічним розрахунком. Така конструктивна можливість забезпечує великий ступінь уніфікації, зокрема реалізацію прямої або протитої, однокрової або двокрової схеми . Однокровим називають теплообмінник з одностороннім приєднанням патрубків, що підводять і відвідних. З таким теплообмінником здійснюють компактніше трубопровідне обв'язування. Він зручніше в обслуговуванні.

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Двоходовий теплообмінник має патрубки з двох сторін. Прохідні канали розташовані одночасно паралельно і послідовно. За своєю суттю така схема об'єднує два одноходових теплообмінники, сполучених послідовно. При цьому в ній проходить три циркуляційні контури, наприклад, – системи теплопостачання, системи опалювання і системи гарячого водопостачання. Застосовують такі теплообмінники в основному для двоступінчатого нагріву води в системах гарячого водопостачання.

Робоча середа через вхідний штуцер поступає в уздовжений колектор, утворений кутовими отворами та прокладками затиснутих в пакет пластин, та рухається по ньому до пластини з непросіченим вуглевим отвором. З колектору робоча середа проходить в міжпластинчаті канали через ділянки, на яких відсутні щільні прокладки. Ці ділянки в кожному колекторі розташовані через одну пластину, внаслідок чого утворюється система гарячих та холодних каналів. Проходячи міжпластинчаті канали робоча середа (рідина) накопичується в протилежному колекторі.

При заданому обсягу рідини, яка проходить через апарат, можна становити швидкість руху її по міжпластинчатим каналам. Оптимальна швидкість досягається за рахунок зменшення (чи збільшення) числа каналів в пакеті. Приємними умовами для підвищення надійності є такі показники: відсутність течії, вібрації, спроможність утримувати гідравлічні удари, утомлені навантаження, відсутність аварійних ситуацій.

Головна різниця пластинчатих теплообмінників від кожухотрубних в тому, що пластинчаті теплообмінники є розбірною конструкцією та характеризується наступними особливостями:

- пластини, які утворюють канали, можуть бути захищені на 100%;
- продуктивність пластинчатого теплообмінника може бути збільшена або зменшена по потребі. Пластини легко додаються або виймаються;
- пластинчаті теплообмінники можуть бути доставлені по частинам та зібрані на місці;

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- спеціальна система центрування пластин дозволяє скоротити час при заміні пластин та планових ремонтних роботах.

5.2 Розрахунок охолоджувача води

Попередній розрахунок та підбір типорозміру теплообмінного апарату

Розрахунок витрати теплоносія необхідний для визначення типорозміру та подальшого визначення площі поверхні теплообміну апарату.

Вихідні дані для розрахунку:

$Q_{оп} = 1090000$ Вт - теплове навантаження;

$c = 4,187$ кДж/кг·°С - теплоємність води;

$t_1 = 73,9^{\circ}\text{C}$ – температура води на вході до гарячої сторони апарату;

$t_2 = 40^{\circ}\text{C}$ – температура води на виході з гарячої сторони;

$t''_1 = 20^{\circ}\text{C}$ – температура води на вході до холодної сторони апарату;

$t''_2 = 27^{\circ}\text{C}$ – температура води на виході з холодної сторони апарату.

Масова втрата теплоносія розраховується за формулою:

$$G_{нагр.} = \frac{Q_{оп}}{c \cdot (t_1 - t_2)}, \text{ кг/год}$$

Масова витрата по гарячій стороні:

$$G_{гр.} = \frac{1090000}{4,187 \cdot (73,9 - 40)} = 7679 \text{ кг/год,}$$

Тоді при щільності води $\rho = 971,3 \text{ кг/м}^3$ об'ємна витрата $V_{оп}$ дорівнює $7,68 \text{ м}^3/\text{год}$, [17]

Масова витрата по холодній стороні

$$G_{нагр.} = \frac{1090000}{4,187 \cdot (27 - 20)} = 37190 \text{ кг/год,}$$

Тоді при щільності води $\rho = 994,3 \text{ кг/м}^3$ об'ємна витрата $V_{оп}$ дорівнює $37,19 \text{ м}^3/\text{год}$.

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку пластинчастого теплообмінника оптимальна швидкість приймається, виходячи із втрат тиску 100-150 кПа, що відповідає швидкості води в каналах $w_{opt}=0,4\text{м/с}$ [24]. Тому після вибору типу пластини теплообмінника за значенням оптимальної швидкості визначають потрібну кількість каналів теплоносія, що нагрівається, m_n , за формулою:

$$m_n = \frac{G_n}{w_{opt} \cdot f_k \cdot \rho \cdot 3600} = \frac{37190}{0,4 \cdot 0,001 \cdot 994,3 \cdot 3600} = 25,97,$$

де G_n - втрата теплоносія, який нагрівається, кг/год;

w_{opt} - оптимальна швидкість теплоносія, м/с;

f_k - площа поперечного перерізу каналу, м^2 ;

ρ - густина теплоносія, кг/м^3 .

Приймаємо $m_n = 26$.

Компонування теплообмінника симетричне, тобто $m_n = m_{гр}$. Площа поперечного перерізу каналів в пакеті по ходу гріючої води і такої, що нагрівається, дорівнює:

$$f_{гр} = f_n = m_n f_k = 26 \times 0,001 = 0,026 \text{ м}^2.$$

Тепловий розрахунок

Проведемо розрахунок оптимальних характеристик теплообмінного апарату та підбір кількості пластин у пакеті.

Фактичні швидкості теплоносіїв нагрівача і того, що нагрівається, визначаємо за формулами:

$$w_n = \frac{G_n}{3600 \cdot f_n \cdot \rho} = \frac{37190}{0,026 \cdot 994,3 \cdot 3600} = 0,399, \text{ м/с};$$

$$w_{гр} = \frac{G_{гр}}{3600 \cdot f_{гр} \cdot \rho} = \frac{7679}{0,026 \cdot 971,3 \cdot 3600} = 0,084, \text{ м/с};$$

де G -масова витрата теплоносія, кг/год;

f - дійсна площа перерізу каналу відповідної сторони апарату, м^2 ;

ρ - щільність теплоносія, кг/м^3 .

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі α_1 від гріючого теплоносія до стінки пластини визначаємо:

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot A_k \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{cp}^p - 0,63 \cdot (t_{cp}^p)^2 \right] \cdot w_p^{0,73} =$$

$$= 1,16 \cdot 0,368 \cdot \left[23000 + 283 \cdot 56,95 - 0,63 \cdot 56,95^2 \right] \cdot 0,084^{0,73} = 2595 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

де $A_k = 0,368$ – коефіцієнт, який залежить від типу пластин теплообмінника; [24]

t_{cp}^p - середня температура теплоносія, що нагрівається, °C.

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 від стінки пластини до теплоносія визначаємо:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot A_k \cdot \left[23000 + 283 \cdot t_{cp}^n - 0,63 \cdot (t_{cp}^n)^2 \right] \cdot w_n^{0,73} =$$

$$= 1,16 \cdot 0,368 \cdot \left[23000 + 283 \cdot 23,5 - 0,63 \cdot 23,5^2 \right] \cdot 0,399^{0,73} = 6396 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

Коефіцієнт теплопередачі теплообмінного апарату визначається із формули:

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{0,775}{\frac{1}{2595} + \frac{1,665 \cdot 10^{-3}}{47} + \frac{1}{6396}} = 1343, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C},$$

де β - коефіцієнт, який враховує зменшення коефіцієнта теплопередачі за рахунок термічного опору накипу та забруднень на пластині, залежно від якості води приймають рівним 0,7-0,85. [24]

Визначаємо площу поверхні нагрівання $F_{тр}$:

$$F_{mp} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{сер}} = \frac{1090000}{1343 \cdot 33,45} = 24,3, \text{ м}^2,$$

де Q - розрахункова теплова потужність теплообмінника, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²°C);

$\Delta t_{сер}$ - середня логарифмічна різниця температур теплоносіїв нагріваючого і того, що нагрівається, °C.

Кількість ходів в теплообміннику X визначаємо за формулою:

$$X = \frac{F_{mp} + f_{nl}}{2 \cdot m \cdot f_{nl}} = \frac{24,3 + 0,3}{2 \cdot 26 \cdot 0,3} = 1,6,$$

де f_{nl} - площа поверхні нагрівання однієї пластини, м²;

m - кількість каналів.

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо 2 хода.

Дійсна поверхня нагрівання теплообмінника:

$$F = (2 \cdot m \cdot X - 1) f_{nl} = (2 \cdot 26 \cdot 2 - 1) 0,3 = 30,9 \text{ м}^2.$$

Кількість пластин в апараті:

$$n_a = F + 2f_{nl} / f_{nl} = (30,9 + 2 \cdot 0,3) / 0,3 = 105$$

Прийнято 105 пластин.

Гідравлічний розрахунок

Втрати тиску ΔP , кПа, в теплообмінниках визначаємо:

для теплоносія, який нагрівається,

$$\Delta P_n = \varphi \cdot B_k \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{cp}^n) w_n^{1,75} \cdot X = 1,75 \cdot 4,5 (33 - 0,08 \cdot 23,5) 0,399^{1,75} \cdot 2 = 32,7 \text{ кПа};$$

для теплоносія, який гріє:

$$\Delta P_{gp} = \varphi \cdot B_k \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{cp}^{gp}) w_{gp}^{1,75} \cdot X = 1,75 \cdot 4,5 (33 - 0,08 \cdot 56,95) 0,084^{1,75} \cdot 2 = 5,87 \text{ кПа};$$

де φ - коефіцієнт, який враховує накопчування, для нагріваючого теплоносія дорівнює одиниці, а для теплоносія, що нагрівається $\varphi = 1, \dots, 2,0$ [24];

B_k - коефіцієнт, який залежить від типу пластини.

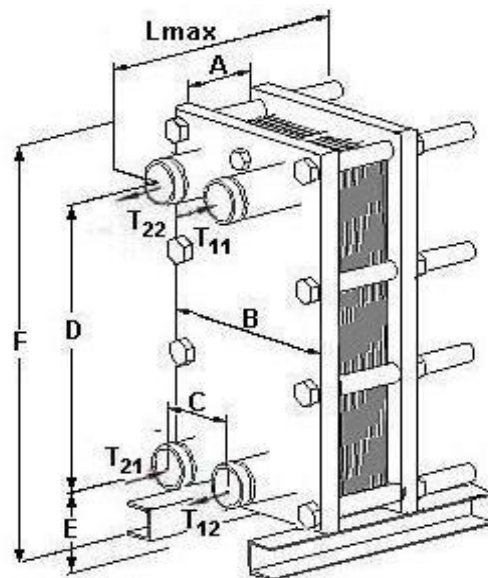


Рис.5.1 Пластинчастий теплообмінник

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Характеристики пластинчастого теплообмінника

Показник	Значення
Тип апарата	Danfoss LSK1-188
Витрата теплоносія, м ³ /год	50
Габарити теплообмінника, мм	650×400×1665
Габарити пластин (довжина×ширина×товщина), мм	1370×300×1
Поверхня теплообміну, м ²	0,3
Вага, кг	3,2
Потужність, кВт	825

Висновки: було розраховано пластинчастий теплообмінник найбільш оптимальних параметрів для заданих умов. Якість теплоносія є вихідним фактором ефективної роботи автоматичного обладнання. З часом якість гарячої води знижується, тому у багатьох випадках забезпечують її термічне знезараження.

Прийнятий теплообмінний апарат типу Danfoss LSK1-188.

Пластинчастий теплообмінник показано на графічному зображенні.

					КР.144.6241м.10.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.144.6241м.10.06.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Заклучний розділ				Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Чорнозуб О.М.										
Керівник	Соломонюк Н.С										
Консульт.									НУК		

РОЗДІЛ 6. ЗАКЛЮЧНИЙ РОЗДІЛ

У магістерській роботі розроблений проєкт газопоршневої електростанції потужністю 1000 кВт з дослідженням тригенераційних схем.

Виконані теплові та гідравлічні розрахунки елементів електростанції, визначені параметри основного обладнання, розроблені схеми допоміжних систем та підібране необхідне обладнання для установки.

Складена система охолодження установки та виконаний гідравлічний розрахунок, в якому було визначено діаметр труб та обрано циркуляційний нагнітач GRUNDFOS UP-B серія 100.

Для зовнішньої системи охолодження була розрахована градирня та обраний її промисловий зразок серії ГРАД – 90М.

Для системи змащення обрана схема. Отримано кількість мастила, що циркулює в системі. Згідно розрахунків системи стислого повітря приймаємо 1 балон пускового повітря ємністю 1 м³ для запуску двигуна.

Проведене дослідження тригенераційної енергетичної установки для постачання компресорної станції електричною, тепловою енергією та холодом:

- теплова енергія використовується для опалення побутових приміщень та безперебійної роботи блока підготовки паливного, пускового та імпульсного газів, який призначений для підтримання належної температури газу та уникнення імовірності утворення гідратів),

- електрична енергія - для забезпечення безвідмовної роботи блока автоматизованого керування виробничим процесом та освітлення,

- холод - для установок охолодження природного газу.

Реалізація вказаної схеми тригенераційної установки дозволяє забезпечити зменшення кількості необхідного обладнання установки для одночасної генерації холоду, теплової та електричної енергії, що сприяє підвищенню надійності та економічності роботи компресорної станції.

					КР.144.6241м.10.06.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розроблена конструкція пластинчастого теплообмінного апарата, який використовується для передачі тепла від води, що циркулює по системі установки, до технічної води, що подається на градирні.

					КР.144.6241м.10.06.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Долінський А. А., Білявський М. Л., Чалаєв Д. М., Шморгун В. В., Сусак О. М., Білявський Л. А. Тригенераційна установка. Деклараційний патент на корисну модель №97931, 26.03.2012, бюл. №6.
2. Розширення сфери застосування енергозберігаючих установок. / Годованський Ю. З., Гульчевський І. Я., Білявський М. Л. // Трубопровідний транспорт. №4 (70). 2011 с. 26–28.
3. Долінський А. А., Білявський М. Л., Чалаєв Д. М., Шморгун В. В., Сусак О. М., Білявський Л. А. (UA) Компресорна станція. Деклараційний патент на корисну модель №100200, 26.11.2012, бюл. №22.
4. Інформація сектора РНТІ ОАО "НВО ім. М. В. Фрунзе". Газоперекачувальні агрегати, компресорні станції та установки для газової та нафтової промисловості. "РВА "Комп'ютерні Системи", 1999, Україна. С. 13- 45.
5. Говдяк Р. М., Пужайло А. Ф., Чабанович Л. Б., Шелковський Б. І. Газоперекачувальна компресорна станція магістрального газопроводу. Деклараційний патент на корисну модель №14877, 15.05.2006, бюл. №5.
6. Кривов В. Г., Синатов С. А., Гулин С. Д., Поляков А. А., Орлов А. Н. Теплоенергетична установка, SU 1296795 A1, 1987.
7. Басок Б. І., Коломейко Д. А. Аналіз когенераційних установок. Частина 3. Порівняльний аналіз схемних розв'язків когенераційних установок. // Промислова теплотехніка. 2006. Т. 28, №5. С. 76-82.
8. Бойчук В. В., Голеншин В. В. Когенераційна установка. Деклараційний патент на корисну модель № 43561, 25.08.2009, бюл. № 16.
9. Годованський Ю. З., Стецько А. Є., Білявський Л. А., Білявський М. Л. Когенераційна установка з тепловим насосом. Деклараційний патент на корисну модель № 52822, 10.09.2010, бюл. № 17.
10. ДБН В.1.2-10-2021 Основні вимоги до будівель і споруд. Захист від шуму та вібрації. URL:

https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=98035

11. Балдіна О. М., Локшина В. А., Петерсон Д. Ф. Гідравлічний розрахунок котельних агрегатів: Нормативний метод. Київ : Енергія, 1998. 256 с.
12. ДСТУ-Н Б В 1.1-27:2010 Будівельна кліматологія. URL: <https://finance.smr.gov.ua/files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelna-klimatologiya.pdf>
13. Кузнецов В. В., Мовчан С. А., Соломонюк Д. М. Утилізаційні котли газотурбінних установок : навч. посіб. Миколаїв : Вид-во НУК, 2011. 248 с.
14. ДБН В.2.6-31:2021 Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=98037
15. Теплотехнологічні процеси та установки (теплообмінні апарати) [Електронний ресурс] навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» освітньо-професійної програми «Теплоенергетика» кваліфікаційного рівня «бакалавр». / Укл. Шаповалов Ю. О., Соломонюк Д. М.: НУК. - Електронні текстові дані (1 файл: 7,5 Мбайт). Миколаїв : НУК, 2021. 67 с.
16. НПАОП 0.00-1.76-15 Правила безпеки систем газопостачання. [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=60957
17. Малярєнко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс : навч. посіб. 2-е вид. Харків : «Видавництво САГА», 2008. 320 с.
18. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Довідник з опору матеріалів. Київ : Наук. думка, 1988. 736 с.
19. Малярєнко В. А., Немировський І. А. Енергозбереження та енергетичний аудит : навч. Посіб. Харків : НТУ «ХП», 2011. 341 с.
20. Електрична частина станцій та підстанцій: курс лекцій [Електронний ресурс]: навч. посіб. /уклад.: О. В. Остапчук, П. Л. Денисюк, Ю. П. Матеєнко. Електронні текстові дані (1 файл: 4,62 Мбайт). Київ: КПІ ім Ігоря Сі-

					КР.144.6241м.10.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

корського, 2022. 183 с.

21. Фіалко Н. М. Шеренковський Ю. В., Степанова А. І., Пресич Г. А. Термодинамічна оптимізація та аналіз ефективності теплоутилізаційної системи котельних агрегатів // Промислова теплотехніка : зб. науч. пр. 2012. Т. 34, № 2. С. 59-66.
22. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=26655
23. Єнін П. М., Швачко Н. А. Теплопостачання (частина I “Теплові мережі та споруди”) : навч. посіб. Київ: Кондор, 2007, 244 с. URL: http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/Enin_2007_244.pdf
24. Тарадай А. М. Основи розробки пластинчастих теплообмінників для систем теплопостачання. Харків : Основа, 1998. 192 с.
25. Степанов Д. В., Корженко Є. С., Бондар Л. А. Котельні установки промислових підприємств : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2011. 120 с.
26. НПАОП 0.00-1.81-18 Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=77162_

					КР.144.6241м.10.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		