МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ім. Ю.М. ПОТЕБНІ

Електричної інженерії та кіберфізичних систем
(повна назва кафедри)

Кваліфікаційна робота

другий (магістерський) рівень
(рівень вищої освіти)

на тему «Підвищення ефективності системи опалення об'єкта промисловості»

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1442
спеціальності 144 Теплоенергетика
(код і назва спеціальності)
спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)
освітньої програми Теплоенергетика
(назва освітньої програми)
Романов Д.В.
(ініціали та прізвище)

Керівник к.т.н., доц. Осаул О.І.
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)
Рецензент ст. викл. Таратута В.О.
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерний навчально-науковий інститут_____
Кафедра____Електричної інженерії та кіберфізичних систем _____
Рівень вищої освіти____другий (магістерський) рівень_____
Спеціальність __144 – Теплоенергетика_
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)
Освітня програма Теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
д.т.н., доц._____В.Л. Коваленко
«_____»_____2023__року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Романов Дмитро Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи «Підвищення ефективності системи опалення об'єкта промисловості»
керівник роботи ___Осаул О.І., к.т.н., доцент_____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ЗНУ від «_01_»_травня__2023__року №_639 - с
2 Строк подання студентом роботи _____01 грудня 2023 р._____
3 Вихідні дані до роботи : характеристика системи теплопостачання: вид теплоносія – вода, вид системи теплопостачання - закрита, двотрубна, температура мережної води в прямому трубопроводі 95 °С, температура мережної води у зворотному трубопроводі - 70 °С, розрахункова температура зовнішнього повітря для проєктування системи опалення - 21 °С, температура повітря усередині опалювальних приміщень - 18 °С.
4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Загальна характеристика систем теплопостачання.2) Розрахунок теплової схеми джерела теплопостачання об'єкта промисловості. 3) Підвищення ефективності роботи системи теплопостачання об'єкта промисловості.
5 Перелік графічного матеріалу 1. План ситуаційний. 2. Котельня. Принципова схема системи ГВП. 3. Котельня. Принципова схема системи опалення. 4. План котельні на відм. 0,000 та +3,400 з розташуванням

обладнання. 5. Технічні характеристики газового котла. 6. Пластинчатий теплообмінник. 7. Інноваційні особливості регулятору теплового потоку.8. Технічні характеристики насоса з датчиком тиску.9. Переваги конденсатора об'єму закритого типу 10. Висновки

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 1	Осаул О.І. к.т.н., доцент		
Розділ 2	Осаул О.І. к.т.н., доцент		
Розділ 3	Осаул О.І. к.т.н., доцент		

7 Дата видачі завдання 11.09.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика систем теплопостачання	29.09.2023	
2	Розрахунок теплової схеми джерела теплопостачання об'єкта промисловості	16.10.2023	
3	Підвищення ефективності роботи системи теплопостачання об'єкта промисловості	25.11.2023	

Студент _____ Романов Д.В.
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи _____ Осаул О.І.
(підпис) (ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер _____ С.В. Башлій
(підпис) (ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Д.В.Романов. Підвищення ефективності системи опалення об’єкта промисловості.

Кваліфікаційна випускна робота на здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник О.І.Осаул. Запорізький національний університет. Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем, 2023.

Кваліфікаційна робота магістра присвячена розробці заходів підвищення ефективності системи теплопостачання об’єкта промисловості.

У даній кваліфікаційній роботі виконано гідравлічний розрахунок теплових мереж, розрахунок витрат теплоносія, розраховано джерело теплопостачання промислового підприємства, виконано вибір основного та допоміжного обладнання котельні.

Ключові слова: котел, гідравлічний розрахунок, теплові мережі, теплоносій, котельня, компенсатор, теплообмінник, вентиляція, теплопостачання.

ABSTRACT

D.V. Romanov. Improving the efficiency of the heating system of an industrial facility.

Qualifying final work for the degree of master's degree in specialty 144 - Heat and Power Engineering, scientific supervisor O.I.Osaul. Zaporizhzhia National University. Engineering Educational and Research Institute named after Y.M. Potebnya. Department of Electrical Engineering and Cyberphysical Systems, 2023.

The master's qualification work is devoted to the development of measures to increase the efficiency of the heat supply system of an industrial facility.
In this qualification work, the hydraulic calculation of heat networks, the calculation of heat carrier costs, the source of heat supply of the industrial enterprise was calculated, and the selection of the main and auxiliary equipment of the boiler house was performed.

Keywords: boiler, hydraulic calculation, heat networks, coolant, boiler room, compensator, heat exchanger, ventilation, heat supply.

ЗМІСТ

ВСТУП……..7

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1 Характеристика котельні підприємства……..10

2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ОБ'ЄКТА ПРОМИСЛОВОСТІ……...20

2.1 Вихідні дані……..20

2.2 Розрахунок витрати теплоносія ……21

2.3 Гідравлічний розрахунок теплових мереж……...23

2.3.1 Попередній гідравлічний розрахунок……24

2.3.2 Перевірочний гідравлічний розрахунок……26

2.4 Розрахунок теплової схеми джерела теплопостачання……...27.

3 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ОБ'ЄКТА ПРОМИСЛОВОСТІ…….47

3.1 Вибір системи вентиляції котельного залу…….64

ВИСНОВКИ…….....67

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ……69

ВСТУП

Актуальність роботи. Актуальне питання часу - розумна децентралізація теплопостачання. Децентралізація теплопостачання - найбільш радикальний, ефективний і дешевий спосіб усунення багатьох недоліків.

Обґрунтоване застосування автономного теплопостачання у сполученні з енергозберігаючими заходами при будівництві й реконструкції котельних дасть більшу економію енергоресурсів.

У сформованих складних умовах єдиним виходом є створення й розвиток системи децентралізованого теплопостачання за рахунок застосування автономних теплоджерел.

Мета роботи - підвищення ефективності системи теплопостачання об'єкта промисловості.

Задачі дослідження. Для досягнення зазначеної мети дослідження в магістерській роботі вирішуються такі задачі:

- характеристика роботи промислового підприємства;
- розрахунок витрати теплоносія;
- гідравлічний розрахунок теплових мереж;
- попередній гідравлічний розрахунок;
- перевірочний гідравлічний розрахунок;
- розрахунок теплової схеми джерела теплопостачання;
- вибір системи вентиляції котельного залу.

Об'єкт дослідження – система теплопостачання промислового підприємства.

Внаслідок тривалого використання систем централізованого опалення теплові мережі перестали відповідати нормам. Необхідність прокладання довгих, багатокілометрових трубопроводів для теплоносія, потребує великих капітальних затрат на труби, запірну арматуру, теплоізоляцію, будівельно-

монтажні роботи, а також значних експлуатаційних витрат, які викликані гідравлічними втратами, лінійними втратами тепла і великими витратами на ремонт тепломереж.

Питання розробки енергозберігаючих технологій і устаткування завжди займали значне місце в теоретичних і прикладних дослідженнях наших учених і інженерів, але на практиці в енергетику передові технічні рішення впроваджувалися не досить активно.

Більшість індустріально розвинених країн йшло другим шляхом:

- удосконалювали теплогенеруюче встаткування, підвищуючи рівень його безпеки й автоматизації, КПД газопальникових пристроїв, санітарно гігієнічні, екологічні й естетичні показники;
- створили всеосяжну систему обліку енергоресурсів всіма споживачами;
- приводили нормативно-технічну базу у відповідність із вимогами доцільності й зручності споживача;
- оптимізували рівень централізації теплопостачання; перейшли до широкого впровадження альтернативних джерел теплової енергії. Результатом такої роботи стало реальне енергозбереження у всіх сферах економіки.

Наша країна перебуває на початку складного шляху перетворення, що зажадає приведення в життя багатьох непопулярних рішень. Поступове збільшення частки децентралізованого теплопостачання, максимальне наближення джерела тепла до споживача, облік споживачем всіх видів енергоресурсів дозволять не тільки створити споживачеві більш комфортні умови, але й забезпечити реальну економію газового палива.

Традиційна для нашої країни система централізованого постачання теплом через ТЕЦ і магістральні теплопроводи, відома й володіє рядом переваг. Але в умовах переходу до нових господарських механізмів, відомій економічній нестабільності , багато що з достоїнств системи

централізованого теплопостачання обертаються недоліками. Головним з яких є довжина теплотрас.

Вимоги сьогодення вимагають використовувати автономне опалення, системи регулювання, для економії теплової енергії та газу. В них зведені до мінімуму витрати тепла, гідравлічні втрати, а також питомі капітальні і експлуатаційні витрати.

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Джерелами теплоти у централізованих систем теплопостачання служать теплоенергоцентралі або великі котельні, що мають високі ККД, що транспортують і розподіляють теплоносій по теплових мережах протяжністю (10…15) км, з макс, діаметром труб (1000…1400) мм, що забезпечує подачу споживачам теплоносія в необхідній кількості і з необхідними параметрами. Потужність ТЕЦ становить (1000… 3000) МВт, котелень (100…500) МВт. Великі централізовані системи теплопостачання мають декілька джерел теплоти, поєднаних резервними тепломагістралями, що забезпечують маневреність і надійність їх функціонування. У централізовану систему теплопостачання входять і системи теплопостачання будівель, пов'язані з нею єдиним гідравлічним і тепловим режимами і загальною системою управління. Однак, зважаючи на різноманіття технічних рішень теплопостачання будівель їх виділяють в самостійну технічну систему - систему опалення.

Централізовані системи теплопостачання бувають водяні і парові. Основна перевага води, як теплоносія, в значно меншій витраті енергії на транспортування одиниці теплоти у вигляді гарячої води, ніж у вигляді пари, що обумовлюється більшою щільністю води. Зниження витрати енергії дає можливість транспортувати воду на великі відстані без істотної втрати енергетичного потенціалу. У великих системах температурара води знижується приблизно на 1 °С на шляху в 1 км, тоді як тиск пари на тій же відстані знижується приблизно на (0,1…0,15) МПа, що відповідає (5…10) °С. Тому тиск пари у відборах турбіни у водяних систем нижче, ніж у парових, що призводить до зниження витрати палива на ТЕЦ. До інших переваг водяних систем відносяться можливість центрального регулювання подачі

теплоти споживачам шляхом зміни температурири теплоносія і простіша експлуатація системи.

До переваг пара слід віднести можливість задоволення і потреб в опаленні і технологічних навантажень, а також малий гідростатичний тиск. Враховуючи переваги і недоліки теплоносіїв, водяні системи використовують для теплопостачання житлових масивів, товариств, і комун, будівель, підприємств, що використовують гарячу воду, а парові - для промислових споживачів, яким необхідний водяний пар. Централізація теплопостачання міст становить (70…80) %. У великих містах рівень використання ТЕЦ в якості джерел теплоти для житлово-комунального сектора досягає (50…60)%.

У теплофікаційних системах пар високих параметрів (тиск 2,4 МПа, температура 565°С), що виробляється в котлах, подається в турбіни, де, проходячи через лопатки, віддає частину своєї енергії для отримання електроенергії. Основна частина пара проходить через відбори і надходить у теплофікаційні теплообмінники, в яких він нагріває теплоносій системи теплопостачання. Отже, на ТЕЦ теплота високого потенціалу використовується для вироблення електроенергії, а теплота низького потенціалу - для теплопостачання. Комбіноване вироблення тепла й електроенергії забезпечує високу ефективність використання палива, дозволяє скоротити його витрати.

У більшості централізованих систем теплопостачання максимальна температура гарячої води приймається 150 °С. Температура пари в теплофікаційних відборах турбіни не перевищує 127 °С. Отже, при низьких температура· зовнішнього повітря в теплофікаційних теплообмінних апаратах підігріти воду до необхідного рівня неможливо. Для цього використовують пікові котли, які працюють тільки при низьких зовнішніх температурах, тобто знімають пікове навантаження. Через те, що

навантаження на опалення змінюється зі зміною зовнішньої температури, змінюється і кількість пари, що відбирається з турбіни для теплопостачання. Невідпрацьована пара проходить через циліндри низького тиску турбіни, віддає свою енергію і надходить у конденсатор, де підтримується вакуум (тиск (0,004…0,006) МПа), якому відповідають низькі температури конденсації (30…35)°С, а охолоджуюча вода має ще нижчу температуру, та не може використовуватися для теплопостачання. Отже, для теплопостачання використовується тільки частина пари, що проходить через відбори турбіни, що знижує економічний ефект теплофікації. Однак, витрата палива на вироблення електроенергії та теплоти для теплопостачання в середньому за рік скорочується більш ніж на третину. Економічний ефект дає і використання в якості джерел теплоти великих районних котельних установок (теплових станцій), що мають високий ККД.

Теплоносій від джерел теплоти транспортується і розподіляється між споживачами по розвиненим тепловим мережам. В результаті теплові мережі охоплюють всі міські території, а їх спорудження викликає найбільші експлуатаційні труднощі. У процесі експлуатації вони піддаються корозії і руйнуванням. Аварійні пошкодження призводять до відмов теплопостачання, соціальному та економічному збиткам. В результаті теплові мережі, будучи основним елементом великих систем теплопостачання, стають і найбільш слабкою складової їх частиною, що знижує економічний ефект від централізації теплопостачання, що обмежує максимальну потужність систем. Залежно від способу приготування гарячої води централізовані системи теплопостачання поділяють на закриті та відкриті. У закритій системі вода, що циркулює в ній, використовується тільки як теплоносій. Вода нагрівається джерелом теплоти, несе свою ентальпію до споживачів і віддає її на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання. Вода для гарячого водопостачання береться з міського

водопроводу і підігрівається в поверхневих теплообмінних апаратах циркулюючим теплоносієм до необхідної температури. Система закрита по відношенню до атмосферного повітря. У відкритих системах гаряча вода, яку використовує споживач, відбирається з теплової мережі. Отже, гаряча вода в системі використовується не тільки як теплоносій, а й безпосередньо як рідина. Тому система теплопостачання є частково циркуляційною, а частково прямоточною. Вода гарячого водопостачання підігрівається джерелом теплоти, прямоточно рухається до споживачів і виливається через водорозбірні крани в атмосферу,

Для великих міст централізація теплопостачання - перспективний напрямок. Централізовані системи, особливо теплофікації, витрачають менше палива. Скорочення і укрупнення джерел теплоти покращують екологію великих міст. Менша кількість джерел теплоти дозволяє різко скоротити число димових труб, через які в навколишнє середовище викидаються продукти згоряння. Виключається необхідність створення безлічі дрібних паливних складів для зберігання твердого палива, звідки при децентралізованих системах теплопостачання доводиться розвозити паливо. Крім того, при централізації джерел теплоти легше очищати димові гази від токсичних компонентів.

Сучасні централізовані системи теплопостачання є складним комплексом, що включає джерела тепла, теплові мережі з насосними станціями і тепловими пунктами і абонентські вводи, оснащені системами автоматичного управління. Для забезпечення надійного функціонування таких систем необхідна їх ієрархічна побудова, при якій всю систему розчленовують на ряд рівнів, кожен з яких має своє завдання, яке зменшується за значенням від верхнього рівня до нижнього.

Верхній ієрархічний рівень складають джерела тепла, наступний рівень - магістральні теплові мережі з РТП, нижній - розподільні мережі з

абонентськими вводами споживачів. Джерела тепла подають в теплові мережі гарячу воду заданої температури і заданого тиску, забезпечують циркуляцію води в системі і підтримують у ній належні гідродинамічний і статичний тиск. Вони мають спеціальні водопідготовчі установки, де здійснюється хімічна очистка і деаерація води. По магістральних теплових мережах транспортуються основні потоки теплоносія у вузли теплоспоживання. У РТП теплоносій розподіляється по районах і в мережах районів підтримується автономний гідравлічний і тепловий режими. У магістральні теплові мережі окремих споживачів приєднувати не варто, щоб не порушувати ієрархічності побудови системи.

Для надійності теплопостачання необхідно резервувати основні елементи верхнього ієрархічного рівня. Джерела тепла повинні мати резервні агрегати, а магістральні теплові мережі повинні бути закільцьовані із забезпеченням необхідної для них пропускної здатності в аварійних ситуаціях. Розподільні теплові мережі, ТП і абонентські вводи забезпечують розподіл теплоносія по окремим споживачам і становлять нижчий ієрархічний рівень, який у більшості випадків не резервують. Ієрархічна побудова систем теплопостачання забезпечує їх керованість у процесі експлуатації.

1.1 Характеристика котельні промислового підприємства

Котельня призначена для автономного теплопостачання системи опалення будівель ВАТ «Міда» і теплопостачання припливного устаткування будівель субабонентів і підігріву гарячої води для системи ГВП ВАТ «Міда».

Ситуаційний план котельні наведено на рис.1.1

Паливо − природній газ, з нижчою теплотворною здатністю (8050…8500) ккал/м^3.

Система опалення закрита двотрубна.

Теплоносій – вода з параметрами 95-70 ^{0}С.

В котельні розміщено шість котлів Optimagas, з них - чотири котла для системи опалення, два котла для припливного устаткування і для системи ГВП. Принципова схема гарячого водопостачання наведена на рис.1.2, системи опалення на рис.1.3.

Підживлення і заповнення системи опалення із існуючого питного водопроводу (з натиском 20 мм вод.ст. згідно вихідних даних). Для запобігання перемерзання систем теплопостачання в котельні додатково розміщені два тепловентилятори «LEO-25».

План котельні з розташуванням обладнання наведено на рис.1.4.

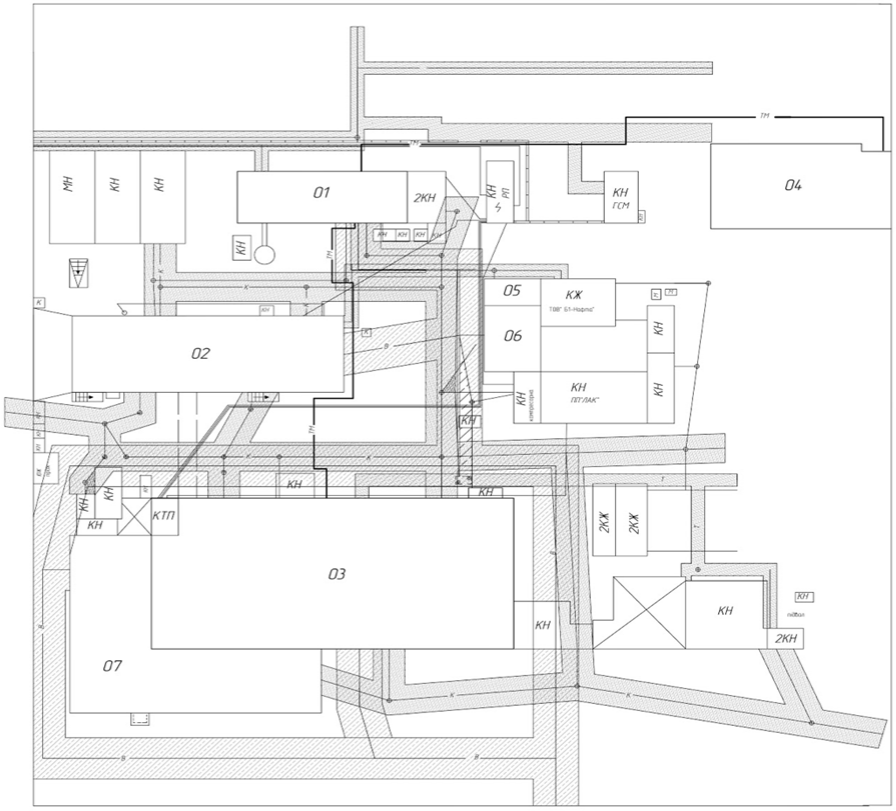
Кількість води, що проходить через кожний працюючий котел, прийнято постійною.

У літній період, у зв'язку зі зменшенням завантаження котла, можливе зменшення витрати води через котел, що не повинно бути менше мінімальної витрати, зазначеної заводом-виготовлювачем.

Для запобігання корозії поверхонь нагрівання (з газової сторони) сталевого водогрійного котла, температура зворотної мережної води, що надходить у котел, повинна бути не менше 70 ^{0}С.

З цією метою потрібно в теплових схемах котелень передбачати циркуляційні насоси, які забирають частину нагрітої води після котлів і подають її у зворотний трубопровід мережної води перед котлами (після мережних насосів).

За рахунок підмішування до гарячої води, яка отримується з котлів, зворотної мережної води, що подається мережними насосами по перемичці, температура мережної води в прямому трубопроводі, на виході з котельні підтримується залежно від температури зовнішнього повітря за графіком 95 – 70 ^{0}С.



Експлікація будівель і споруд

№ по плану	Найменування
01	Котельня
02	Складські приміщення
03	Виробничий корпус
04	Корпус суб. споживачів
05	Гараж
06	Гараж
07	Взуттєвий магазин

Рисунок 1.1 Ситуаційний план котельні

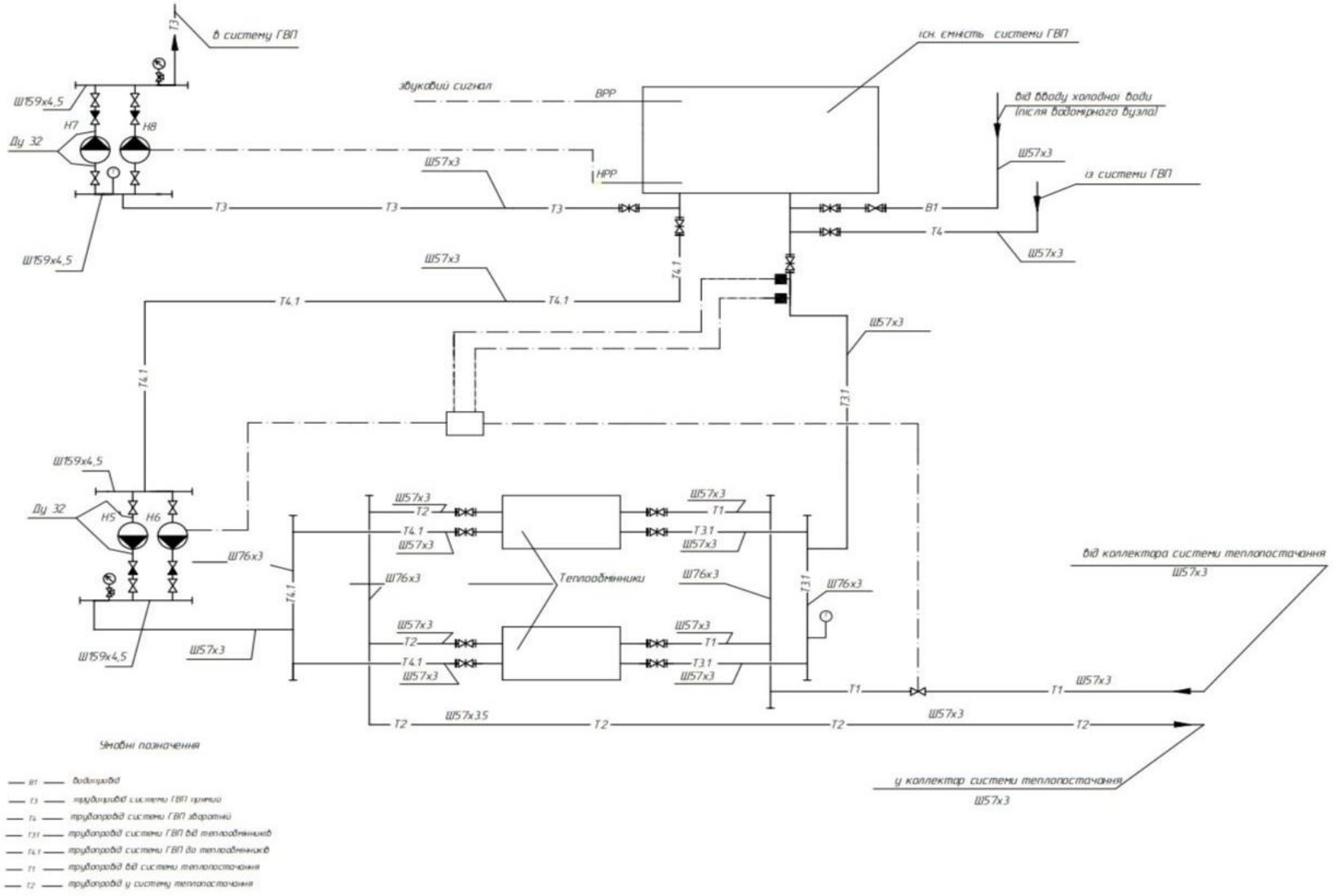


Рисунок 1.2 - Принципова схема гарячого водопостачання

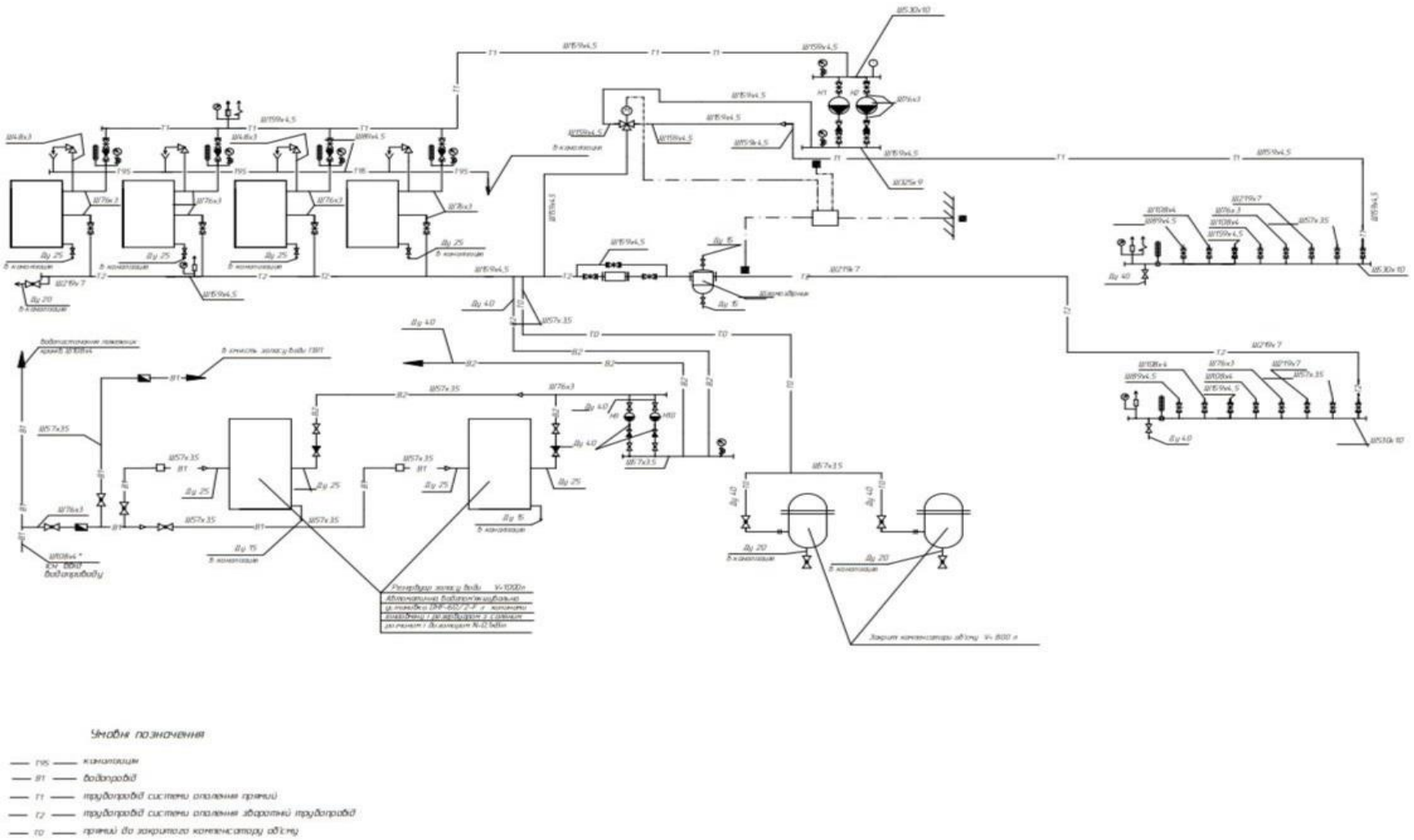
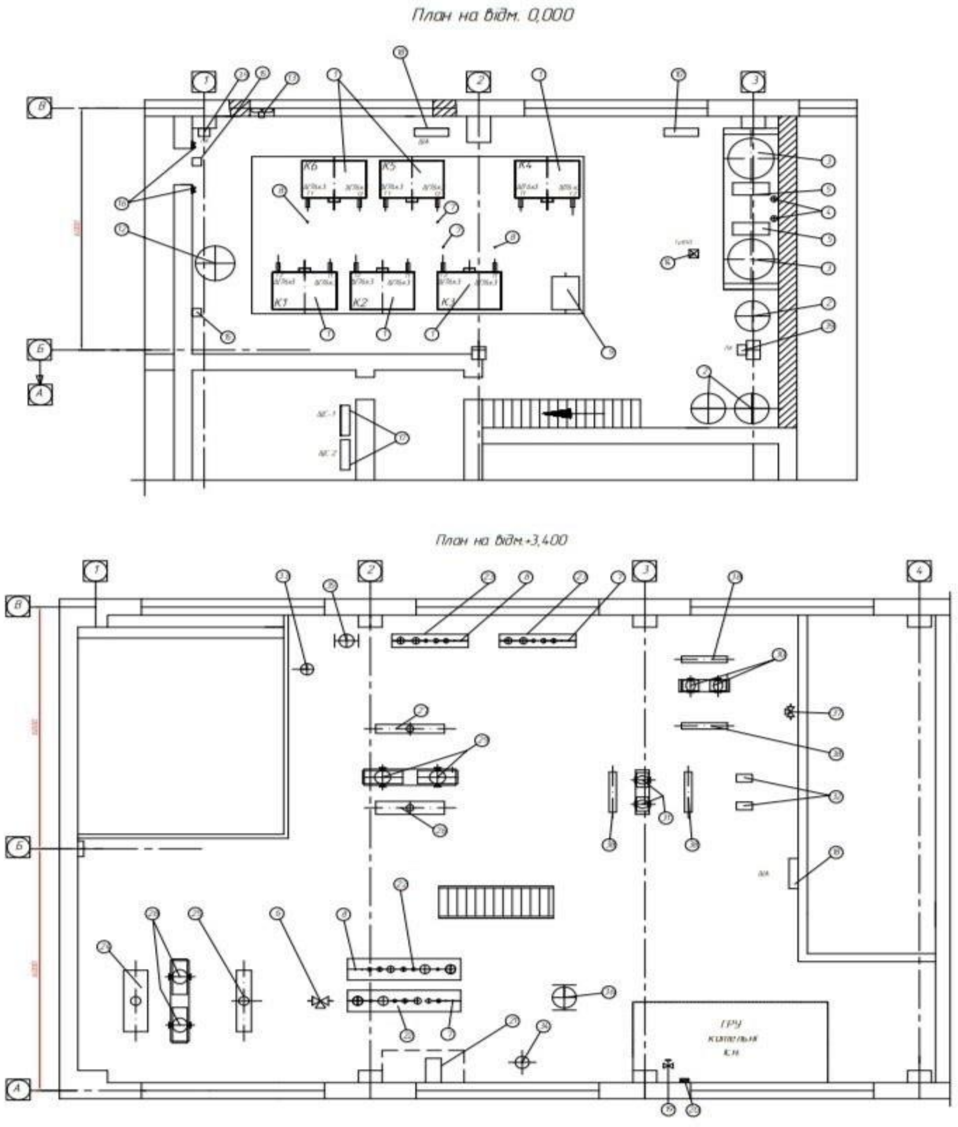


Рисунок 1.3 – Принципова схема системи опалення



Специфікація

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1	E465	Котел [illegible] 465 кВт	6	
		2	CAL-PRO 23.MET	Закритий компенсатор об'єму V=800л	3	
		3	D=1000	Резервуар запасу води V=1000л	2	
		4	МОТ	Магнетрон МОТ 01-2"	2	
		5	DHF-60/2-F	Автоматична водопом'якшувальна установка з клапаном [illegible], резервуаром з сольовим розчином і дозатором N=0.1кВт	2	
		6		Триходовий регулючий клапан E SBE серії F DN150 з з/приводом	1	з/привод AMV523
		7	MSM-Blok	Блок безпеки з манометром, реле тиску і повітровідводчиком P=0.4бар	4	
		8	MSM-Blok СП "Укрпатрон"	Блок безпеки з манометром і повітровідводчиком P=0.4бар	4	
		9	CRE 5-10	Насос підвищення Hydro Multi-E N=1.1 кВт	1	
		10	JS-10	Вузол обліку пом'якшеної води з лічильником води Ду40мм	1	
		12		Труба димова D=800мм H=16 м	1	
		13	ВО-6-300-6.3	Вентилятор осьовий с эл.двиг N=0.37 кВт, n=1000об/хвил	1	эл.двиг АИР71А6
		14	Тр.100	Трап Ду 100	1	
		15	[illegible] Q=25 кВт	Тепловентилятор N=0.28 кВт	2	
		16	ПП-96	Пожежогасник порошковий	4	
		17	ЩС-1, ЩС-2	Щит силовий	2	
		18	ША	Шафа автоматики	1	
		19	EVG100/NC	Клапан електромагнітний DN 100	1	
		20	СП "Укрпатрон"	Газосигналізатор "Леакс-2"	1	
		21		Вузол обліку газу комерційний	1	
		22		Гребінка Т1, Т2 D=530мм, L=2460мм	2	[illegible]
		23		Гребінка Т1, Т2 D=325мм, L=1670мм	2	[illegible]
		24		Колектор зворотний D=530мм L=1520 мм	1	[illegible]
		25		Колектор подаючий D=325мм, L=1520мм	1	[illegible]
		26		Колектор зворотний D=325мм L=1520мм	1	[illegible]
		27		Колектор подаючий D=219мм, L=1520 мм	1	[illegible]
		28	TPE65-720/2-S	Насос циркуляційний N=22 кВт 380v	2	[illegible]
		29	TPE65-720/2-S	Насос циркуляційний N=22 кВт 380v	2	[illegible]
		30	TPE32-380/2-S	Насос циркуляційний N=3 кВт 380v	2	[illegible]
		31	TPE32-380/2-S	Насос циркуляційний N=3 кВт 380v	2	[illegible]
		32	CB 76	Теплообмінник F=3.8 м2	2	
		33	МОТ	Магнетрон 01-150	1	
		34	МОТ	Магнетрон 01-200	1	
		35		Шламовідділювач ШСТ 03-150	1	
		36		Шламовідділювач ШСТ 03-200	1	
		37	VS 2	Клапан сідельний що регулюється (прохідний), 220v, N=2.15 ВА	1	Ду 25 ел.привод AMV 10
		38		Компенсатор D=150мм, L=1000мм	4	
		39	ПК	Шафа з пожежним краном	2	

Рисунок 1.4- План котельні з розташуванням обладнання

2 РОЗРАХУНОК ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ПРОМИСЛОВОГО ПІДПРИЄМСТВА

2.1 Вихідні дані

У даній кваліфікаційній роботі проводиться розрахунок системи теплопостачання промислового виробництва від виробничо-опалювальної котельні у зв'язку зі зміною технології виробництва і повним моральним та фізичним зносом існуючого обладнання. Виходячи з наявних вихідних даних виконується гідравлічний розрахунок теплових мереж, розрахунок витрат теплоносія, розробляється схема прокладки теплових мереж від котельні до споживачів, розраховується джерело теплопостачання, виконується вибір основного та допоміжного обладнання котельні.

Для проектування і виконання розрахунку системи теплопостачання є наступні відомості і вихідні дані:

– місце розміщення проектованої системи − місто Запоріжжя;

– джерело теплопостачання − опалювально-виробнича котельня;

– характеристика системи теплопостачання:

1) Вид теплоносія – вода.

2) Вид системи теплопостачання - закрита, двотрубна.

3) Температура мережної води в прямому трубопроводі − τ_1= 95 °С.

4) Температура мережної води у зворотному трубопроводі − τ_2 = 70 °С.

5) Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування системи опалення $t_{но}$ = 21 °С.

6) Температура повітря усередині опалювальних приміщень $t_{вн,}$ − 18

°С.

– розрахункові теплові витрати складають:

1) на опалення − $Q_{оп}$ – 1780 кВт;

2) на вентиляцію − $Q_{вент}$ – 130 кВт;

3) на гаряче водопостачання − $Q_{ГВП}$ – 30 кВт.

2.2 Розрахунок витрати теплоносія

Розрахункові витрати теплоносія в двотрубних закритих теплових мережах визначаються в залежності від теплових навантажень окремо для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, кг/с;

$$G = \frac{Q}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (2.1)$$

де Q - теплове навантаження за видами теплового споживання,кДж/с;

с - теплоємність води, с =4,19 кДж/(кг· К);

τ_1, τ_2 - температура теплоносія в прямому і зворотньому трубопроводах відповідно до проектування опалення, вентиляції, та гарячого водопостачання, ºС.

Розрахункова годинна витрата теплоносія на опалення , кг/с :

$$G_o = \frac{Q_o^{max}}{c \cdot (\tau_{1o} - \tau_{2o})} \quad (2.2)$$

де Q_0– витрата теплоти на опалення , кДж/с;

с – теплоємність теплоносія, с =4,19 кДж/(кг · К);

τ_{1o}, τ_{2o} – температура теплоносія в прямому і зворотньому трубопроводах, ºС.

$$G_o = \frac{1780}{4{,}19 \cdot (95 - 70)} = 16{,}99.$$

Розрахункова годинна витрата теплоносія на вентиляцію, кг/с :

$$G_B = \frac{Q_B}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (2.3)$$

де $Q_в$ – розрахункова витрата теплоти на вентиляцію, кДж/с,

$$G_B = \frac{130}{4{,}19 \cdot (95 - 70)} = 1{,}24.$$

Максимальна розрахункова витрата води на гаряче водопостачання , кг/с :

$$G_{\text{гвп}} = \frac{Q_{\text{гвп}}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (2.4)$$

де $Q_{\text{гвп}}$ – розрахункова витрата теплоти на гаряче водопостачання, кДж/с,

$$G_{\text{гвп}} = \frac{30}{4{,}19 \cdot (95 - 70)} = 0{,}38.$$

2.3 Гідравлічний розрахунок теплових мереж

Гідравлічний розрахунок виконується у два етапи: попередній і перевірочний розрахунок [7].

Перед початком розрахунку на генплані виконують креслення траси теплової мережі від котельні до всіх споживачів. Далі складається розрахункова схема теплової мережі, на схемі відзначаються вузли відгалужень, розставляються засувки, намічається магістральна траса. На трасі трубопроводів обирається головна розрахункова магістраль − від джерела теплоти до найбільш віддаленого споживача .

Даним проєктом передбачається прокладка теплової мережі на ділянках від котельні до корпусу споживачів і від котельні до виробничого корпусу.

Прокладка трубопроводів надземна, шеститрубна (окремо для системи опалення, припливних установок та гарячого водопостачання), висота прокладки не менш Н = 5,5 м, рахуючи від поверхні землі до низу теплової ізоляції нижнього теплопроводу, при переході через автодорогу висота прокладки трубопроводів не менш Н=5,5м, рахуючи від рівня дороги до низу теплової ізоляції нижнього трубопроводу теплотраси.

Компенсація теплових подовжень вирішується за допомогою природних кутів повороту 90^0. Для забезпечення правильної роботи компенсації на виході з котельні і на вході в будівлі встановити нерухомі опори.

При прокладці теплотраси потрібно дотримуватись ухилу трубопроводів для відводу повітря і = 0,002. Видалення повітря передбачене через повітровідводчики у верхніх точках теплотраси. Встановлення рухомих опор виконується для трубопроводів ∅ 57 мм через 3,5 м, ∅ 76 мм − через 5 м,

∅ 159 мм − через 7 м. Теплотраса не має відгалужень, тому по всій довжині вважається магістраллю. Через невелику довжину теплотраси запірна арматура встановлюється лише на виході з котельні та на вводі в приміщення споживачів [8].

Виконується попередній і перевірочний гідравлічний розрахунок теплотраси для визначення діаметрів трубопроводів і витрат тиску по довжині трубопроводу.

2.3.1 Попередній гідравлічний розрахунок

Емпіричний коефіцієнт, що визначає місцеві опори теплової мережі:

$$\alpha = Z \cdot \sqrt{G}, \tag{2.5}$$

де G − витрата теплоносія на даній ділянці, кг/с;

Z − постійний коефіцієнт, для води z =0,02.

Для системи опалення:

$$\alpha_{ср} = 0{,}02 \cdot \sqrt{16{,}99} = 0{,}08.$$

Для системи гарячого водопостачання:

$$\alpha_{ср} = 0{,}02 \cdot \sqrt{0{,}38} = 0{,}012.$$

Для системи теплопостачання припливних вентиляційних установок:

$$\alpha_{ср} = 0{,}02 \cdot \sqrt{1{,}24} = 0{,}022.$$

Середнє питоме падіння тиску, Па/м :

$$R_{\text{л.ср}} = \frac{\Delta D_c}{1 \cdot (1+\alpha)}, \quad (2.6)$$

$R_{\text{л.ср}}$ – приймається для магістралі – 80 Па/м, для відгалуження 200-300 Па/м.

Внутрішній діаметр трубопроводу, м:

$$d_{\text{вн}} = 117 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{G^{0,38}}{R_{\text{л.ср}}^{0,19}}, \quad (2.7)$$

Для системи опалення:

$$d_{\text{вн}} = 117 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{16{,}99^{0,38}}{80} = 0{,}153.$$

Приймаємо по стандарту діаметр труби на систему опалення 159х4,5мм.

Для системи гарячого водопостачання:

$$d_{\text{вн}} = 117 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0{,}38^{0,38}}{80} = 0{,}054.$$

Приймаємо по стандарту діаметр труби на систему гарячого водопостачання 57 мм х 3,0 мм.

Для системи теплопостачання припливних вентиляційних установок:

$$d_{\text{вн}} = 117 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1{,}24^{0{,}38}}{80} = 0{,}64\ .$$

Приймаємо по стандарту діаметр труби на систему теплопостачання припливних вентиляційних установок 76мм х 4,0 мм.

Отриманий діаметр трубопроводу округляється до найближчого більшого.

2.3.2 Перевірочний розрахунок

Через невелику довжину теплотрас перевірочний розрахунок зводиться до визначення лінійник витрат і падіння тиску у теплотрасах.

Уточнені питомі лінійні витрати, Па/м:

$$R_{\text{л}} = \text{A}_{\text{л}} \cdot \frac{G^2}{d_{\text{вн}}^{5{,}25}}\ , \qquad (2.8)$$

де $A_{\text{л}}$ – 13, 62 · 10^{-6} – для води при k_e = 0,0005 м;

G – витрата води на розрахунковій ділянці, кг/с;

$d_в$ – внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Для системи опалення, Па/м:

$$R_{\text{л}} = 13{,}62 \cdot \frac{0{,}38^2}{0{,}51^{5{,}25}} = 24\ .$$

Для системи вентиляції, Па/м:

$$R_{л} = 13{,}62 \cdot \frac{1{,}24^2}{0{,}68^{5{,}25}} = 35\ .$$

Сумарне падіння тиску на розрахунковій ділянці теплової мережі за формулою, Па:

$$\Delta D = R_{л} \cdot 2l \qquad (2.9)$$

де l – довжина траси за генпланом, м.

Для системи опалення, Па:

$$\Delta D = 81{,}4 \cdot 2 \cdot 190 = 30932\ .$$

Для системи гарячого водопостачання, Па:

$$\Delta D = 24 \cdot 2 \cdot 180 = 8640\ .$$

Для системи вентиляції, Па:

$$\Delta D = 35 \cdot 2 \cdot 360 = 25200\ .$$

2.4 Розрахунок теплової схеми джерела теплопостачання

Розрахунок теплової схеми котельні розробляється з метою визначення витрати води для окремих вузлів при певних режимах роботи котельні й

складання загального матеріального балансу води. Розрахунком також визначається температура різних потоків води (мережаної, підживлюючої, пом'якшеної , сирої).

Результати розрахунку є вихідними даними для вибору устаткування окремих вузлів теплової схеми й основних трубопроводів котельні.

Розрахунок теплової схеми ведеться для наступних режимів:

- максимального зимового при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення;
- зимового режиму при температурі зовнішнього повітря в точці зламу опалювального графіка мережної води;
- зимового режиму при температурі зовнішнього повітря -10;-5; 0 ^{0}C;
- літнього режиму.

Розрахунок теплової схеми виконується паралельно для всіх режимів у рекомендованій послідовності [9,10], результати розрахунків наведені у таблицях 2.1 та 2.2.

Котельня призначена задлядля автономного теплопостачання системи опалення будівель ВАТ «Міда» та теплопостачання припливного устаткування будівель субабонентів і підігріву гарячої води для системи ГВП ВАТ «Міда».

Паливо − природній газ,який має нижчу теплотворну здатність - (8050…8500) ккал/м^3.

Система опалення - закрита двотрубна.

Теплоносій це – вода, яка має параметри 95-70 ^{0}C.

В котельні розміщаються 6 котлів фірми Optimagas, чотири котли призначені для системи опалення, а два котли - для припливного устаткування та для системи гарячого водопостачання.

Підживлення та заповнення системи опалення виконується із існуючого питного водопроводу з натиском 20 мм вод.ст.

Тепловентилятори «LEO-25» , які додатково розміщені в котельні, забезпечують запобіганню перемерзання систем теплопостачання.

Приймається постійною кількість води, яка проходить через кожний працюючий котел.

У літній період, коли зменшується завантаження котла, як наслідок, зменшується витрата води через котел, яка не повинно бути меншою мінімальної витрати, що зазначена заводом-виготовлювачем.

З метою запобігання корозії поверхонь нагрівання (з газової сторони) сталевих водогрійних котлів, температура зворотної мережної води, що надходить у котли, повинна бути не менш 70 ^{0}С. Для здійснення цього необхідно в теплових схемах котелень передбачати циркуляційні насоси. Останні забирають частину нагрітої води після котлів і подають її у зворотний трубопровід мережної води перед котлами (після мережних насосів).

Розрахунок теплової схеми котельні для закритої системи теплопостачання виконаний при постійній температурі мережної води перед котлами 70 ^{0}С.

Температура мережної води в прямому трубопроводі, на виході з котельні підтримується залежно від температури зовнішнього повітря за графіком 95 – 70^0 С за рахунок підмішування до гарячої води, одержуваної з котлів, зворотної мережної води, що подається мережними насосами по перемичці.

Таблиця 2.1− Початкові дані для розрахунку теплової схеми котельної з водогрійними котлами для закритої системи теплопостачання

Найменування вихідних даних	Позначення	Одиниці виміру	Розрахункові режими			
			Зимовий			Літній
			Максимальний зимовий	При температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка	При температурі зовнішнього повітря з інтервалом 5 °С	
1	2	3	4	5	6	7
Розрахункова відпустка теплоти з котельної на опалювання і вентиляцію для міст і житлових районів	$Q^{ж}_{ов.макс}$	МДж/с	0	–	–	–
Розрахункова відпустка теплоти з котельної на опалювання і вентиляцію промислових підприємств	$Q^{ж}_{ов.макс}$	МДж/с	1,91	–	–	–
Відпустка теплоти на гаряче водопостачання в добу найбільшого споживання для міст і житлових районів	$Q_{гв}^{ср.ж}$	МДж/с	0	–	–	–

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6	7
Відпустка теплоти на гаряче водопостачання для промислових підприємств	$Q^{п}_{гв}$	МДж/с	0,04	–	–	–
Розрахункова температура мережевої води в подаючому трубопроводі	$t_{1\ max}$	◦С	95	–	–	–
Розрахункова температура мережевої води в подаючому трубопроводі в точці зламу температурного графіка	$t_{1\ зл}$	◦С	–	70	–	–
Розрахункова температура мережевої води в зворотному трубопроводі	$t_{2\ зл}$	◦С	70	–	–	–
Витрата теплоти на мазутне господарство	$Q_{м}$	МДж/с	–	-	–	–
Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалювання	$t_{н.р.}$	◦С	-22	-	–	–

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6	7
Розрахункова температура повітря усередині опалювальних будівель	$t_{вн}$	°С	18			
Розрахункова температура гарячої води в місцевій системі гарячого водопостачання	$t_{гв}$	°С	70			
Температура деаерованої води після деаератора і температура підживлюючої води	T_5	°С	70			
Ентальпія деаерованої води	h_5	кДж/кг	293,3			
Температура сирої води на вході в котельню	T_1	°С	5			15
Температура сирої води перед хімводоочищенням	T_3	°С	25			
Температура пом’якшеної води перед деаератором підживлюючої води	T_4	°С	60			

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6	7
Питомий об’єм води в системі теплопостачання в тоннах на 1 МДж/с сумарної відпустки теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання міст і житлових районів	$g^{ж}_{сист}$	т/МДж/с	0			
Питомий об’єм води в системі теплопостачання в тоннах на 1 МДж/с сумарної відпустки теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання промислових підприємств	$g^{п}_{сист}$	т/МДж/с	30,17			
Коефіцієнт зниження витоків в системі теплопостачання	$К_{ут}$	-	1			0,5
Питомі втрати пари з випаром з деаераторів в т. на 1т. деаерованої води	$d_{вип}$	т/т	0,002			

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6	7
Коефіцієнт власних потреб хімводоочищення	$К^{сн}_{хво}$	-	1,1			
Номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла	$Q^{к}_{ном}$	МДж/с	0,465			
Температура мережевої води на виході з водогрійних котлів, що працюють в постійному режимі	$t^{пост}_{вк1}$	°С	95			95
Температура на вході у водогрійні котли	$t_{вк2}$	°С	70			
Температура зворотної мереженої води після підігрівачів сирої і пом’якшеної води	t_{5}	°С	70			

Таблиця 2.2 – Розрахунок теплової схеми котельної з водогрійними котлами для закритої системи теплопостачання

Найменування розрахункової величини	Позначення	Одиниці виміру	Розрахункові формули	Розрахункові режими					
			Для зимового режиму / Для літнього режиму	Зимовий					Літній
				Максимальний зимовий	При температурі повітря в точці злому	-10	-5	±0	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка мережевої води	$t_{н.зл}$	^0C	$t_{вн} - 0,365\cdot(t_{вн}-t_{зов})$	–	3,84	–	–	–	–

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення і вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря	$К_{ов}$	–	$\frac{t_{вн} - t_{зов}}{t_{вн} - t_{пр}}$	1,000	0,354	0,7	0,575	0,45	–
Значення коефіцієнту в ступені 0,8	$К_{ов}^{0,8}$	–	–	1,000	0,436	0,752	0,642	0,528	–
Температура мереженої води в подаючому трубопроводі до споживача на виході з котельної	t_1	^{0}C	$18+44,5 \cdot К_{ов}^{0,8} + +47,5 \cdot К_{ов}$	95,0	70,0	88,0	77,9	73,9	–

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура мереженої води в зворотньому трубопроводі від споживача на вході до котельної	t_2	^{0}C	$t_1 - 80 \cdot К_{ов}$	70,0	61,0	68,0	64,0	62,0	–
Розрахункова відпустка теплоти на опалення і вентиляцію	$Q_{ов}$	МДж/с	$(Q^{ж}_{ов.макс}+Q^{п}_{ов.макс})\cdot К_{ов}$	1,910	0,676	1,337	1,098	0,86	–
Сумарна відпустка теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачан-ня	$Q_{ов+гв}$	МДж/с	$Q_{ов} + (Q_{гв}^{ср.ж} + Q_{гв}^{п})$ / $1{,}3 \cdot Q_{гв}^{ср.ж} + Q_{гв}^{п}$	1,950	0,716	1,377	1,138	0,9	0,04

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість мережевої води в подаючому трубопроводі (опалення, вентиляція і гаряче водопостачан-ня)	$G_{ов+гв}$	кг/с	$\frac{Q_{ов+гв} \cdot 10^3}{C_в \cdot (t_1 - t_2)}$	18,629	19,007	16,444	19,558	18,053	0,327
Сумарна кількість мережевої води, що видається з котельної зовнішнім споживачам	$G_{мер}$	кг/с	$G_{ов+гв}+G_м$	18,629	19,007	16,444	19,558	18,053	0,327

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість підживлюючої води на заповнення витоків в тепломережі на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання	$G_{ут1}$	кг/с	$0,5((Q^{ж}_{ов.макс}+Q^{ср.ж}_{гв})\cdot g^{ж}_{сист}+(Q^{п}_{ов.макс}+Q^{п}_{гв})\cdot g^{п}_{сист})\cdot К_{ут}$	0,294	0,294	0,294	0,294	0,294	0,147
Сумарна кількість підживлюючої води	$G_{підж}$	кг/с	$G_{ут1}$	0,294	0,294	0,294	0,294	0,294	0,147

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість мережевої води в зворотному трубопроводі на вході в котельну від споживачів опалення, вентиляції і гарячого водопостачан-ня	$G^{ов+гв}_{с.о}$	кг/с	$G_{ов+гв}+G_{ут1}$	18,335	18,713	16,150	19,264	17,759	0,180
Температура гріючої води, що поступає в деаератор	t д	0С	$t_д = t_{вк1}$	95					95

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість гріючої води, що поступає в деаератор	$G'_д$	кг/с	$\frac{1{,}002 \cdot G_{подп} \cdot (T_5 - T_4)}{(t_{вк1} - T_5) \cdot 0{,}98}$	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,06
Кількість води на виході з деаератора (продуктивність деаератора)	$G_д$	кг/с	$G_{підж}+G'_д$	0,414	0,414	0,414	0,414	0,414	0,207
Випар з деаератора	$D_{вип}$	кг/с	$0{,}002 \cdot G_д$	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,000
Кількість пом'якшеної води, що поступає в деаератор	$G_у$	кг/с	$G_{підж}+D_{вип}$	0,295	0,295	0,295	0,295	0,295	0,147
Кількість сирої води, відповідна витраті Gу	$G_{св}$	кг/с	$K^{сн}_{хво} \cdot G_у$	0,324	0,324	0,324	0,324	0,324	0,162

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Витрата теплоти на підігрів сирої води перед водопідготов-кою	Q_c	МДж/с	$\frac{G_{св} \cdot (T_3 - T_1) \cdot 10^{-3} \cdot 4{,}19}{0{,}98}$	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,007
Кількість гріючої води, відповідна величині Qc	G'c	кг/с	$\frac{Q_c \cdot 10^3}{(t_{вк1} - t_5) \cdot 4{,}19}$	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265	0,066
Витрата теплоти на підігрів пом'якшеної води перед деаератором	Q_y	МДж/с	$\frac{G_y \cdot (T_4 - T_3) \cdot 10^{-3} \cdot 4{,}19}{0{,}98}$	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,022
Кількість граючої води, відповідна величині Qy	G'y	кг/с	$\frac{Q_y \cdot 10^3}{(t_{вк1} - t_5) \cdot 4{,}19}$	0,421	0,421	0,421	0,421	0,421	0,211

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Загальна витрата теплоти на підігрів сирої води, пом'якшеної води і на деаерацію	Q_o	МДж/с	$Q_c+ Q_y+ G'_д \cdot (t^{пост}_{вк1}- t_{2макс})\cdot C_в\cdot 10^{-3}$	0,084	0,084	0,084	0,084	0,084	0,035
Загальна кількість гріючої води, відповідна величині Qo	G_o	кг/с	$G'_c+G'_y+G'_д$	0,807	0,807	0,807	0,807	0,807	0,337
Сумарна відпустка теплоти водогрійними котлами	$Q_т$	МДж/с	$Q_{ов+гв}+ Q_o+Q_м$	2,034	0,801	1,461	1,223	0,984	0,075

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість працюючих водогрійних котлів (з округленням до найбільшого цілого)	$N^{в}_{кр}$		$\frac{Q_m}{Q_к^{ном}}$	6	3	4	4	3	2
Теплове навантаження на котел, що працює в постійному режимі	$Q^{пост}_{т}$	МДж/с	$\frac{Q_m}{N^{в}_{кр}}$	0,339	0,267	0,365	0,306	0,328	0,038
Теплове навантаження на котел, що працює в змінному режимі	$Q^{пер}_{т}$	МДж/с	$Q_т - Q^{пост}_{т}$	0,310	0,080	0,250	0,170	0,290	–

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Відсоток завантаження водогрійного котла, що працює в постійному режимі	$К^{пост}_{заг}$	%	$\frac{Q_т^{пост} \cdot 100}{Q_к^{ном}}$	72,921	57,393	78,575	65,739	70,537	50
Кількість води, що пропускається через кожен працюючий водогрійний котел	$G_{вк}$	кг/с	$\frac{Q_т^{пост} \cdot 10^3}{C_в \cdot (t_{вк1}^{пост} - t_{вк2})} \cdot \frac{Q_т^{пер} \cdot 10^3}{C_в \cdot (t_{вк1}^{пер} - t_{вк2})}$	2,069	1,628	2,229	1,865	2,001	0,230
Сумарна кількість води, що пропускається через працюючі водогрійні котли	$G_{вк\sum}$	кг/с	$G_{вк} \cdot N^{в}_{кр}$	12,414	4,885	8,918	7,461	6,004	0,460

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Додаткова кількість мережевої води на гаряче водопостачання (по відношенню до витрати мережевої води при максимальному зимовому режимі)	$\Delta G_{гв}$	кг/с	$G_{ов+гв} - G_{ов+гв}$ (по максимальному режиму)	0	0,378	0,116	0,250	0,350	–
Кількість води, що пропускається через нерегульований перепуск	$G_{нп}$	кг/с	$N^{в}_{ко} \cdot G_{вк} + \Delta G_{гв}$	12,414	5,264	9,034	7,711	6,354	–

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура мережевої води на виході з водогрійного котла, що працює в змінному режимі	$t^{пер}_{вк1}$	^0C	$\frac{Q_т^{пер} \cdot 10^3}{C_{вк} \cdot C_в}$	94	88	91	90	76	–
Температура мережевої води на виході з водогрійного котла, що працює в постійному режимі	$t^{пост}_{вк1}$	^0C		95					95
Сумарна кількість води перед мережевими насосами	$\sum G_{сет.обр}$	кг/с	$G^{ов+гв}_{с.о}+G^{м}_{с.о}+$ $+(G_{підж}+G'_д)+G'_с+G'_у$	19,436	19,814	17,250	20,364	18,860	0,664

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура мережевої води в зворотньому трубопроводі перед мереживими насосами	t_3	^{0}C	$\frac{G_{\text{со}}^{\text{ов+гв}} \cdot t_2 + G_{co}^{\text{м}}}{\Sigma G_{\text{сет обр}}} \cdot \frac{(G_{\text{підж}} + G'_{\text{д}}) \cdot T_5 \cdot G`}{\Sigma G_{\text{сет обр}}}$	70	61	68	65	63	70
Кількість води на рециркуляцію	$G_{\text{рц}}$	кг/с	$\frac{t_{\text{вк2}} - t_3}{t_{\text{вк1}}^{\text{пост}} - t_3}$	0	1,250	0,721	1,244	1,386	0
Кількість води на регульований перепуск	$G_{\text{р.п}}$	кг/с	$G_{\text{р.п}}=G_{\text{рц}}$	0	1,250	0,721	1,244	1,386	0

3 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ОБ'ЄКТА ПРОМИСЛОВОСТІ

За результатами розрахунку теплової схеми джерела теплопостачання вибираємо устаткування котельні.

Котлоагрегати.

Вибираємо шість котлів підлогових, газових Optimagas тип «Е465» потужністю по 465 кВт кожен, виробництва фірми GUILLOT- YGNIS, Франція .

Котли працюють на природньому газі по ГОСТ 5542. Потужність існуючої системи 1950 кВт. Номінальна теплова потужність котлів 2790 кВт, номінальна теплопродуктивність одного котла – 465 кВт кожен , при КПД 94 %.

Загальний вигляд газового котла Optimagas тип «Е465» наведено на рисунку 3.1.

Рисунок 3.1 – Газовий котел Optimagas тип «Е465»

П’єзозапальник пальника, газовий редуктор, головна подача газу на основний пальник при запуску, має можливість підключення пристроїв , що забезпечують програмне управління роботою котла.

Блоки безпеки (манометр, запобіжний клапан, повітровідводчик) монтуються на прямому і зворотньому трубопроводах опалення, трубопроводах теплопостачання ПУ і ГВП у безпосередній близькості від котлів та на гребінках Т1 і Т2.

На кожному котлі встановлюється пружиний запобіжний клапан Ду 32. Кількість котлів вибрана з урахуванням очікуваних збільшень навантажень на технологію виробництва. Чотири котла працюють на теплопостачання системи опалення, два – на теплопостачання системи ПУ та ГВП.

Основні характеристики Optimagas E465:

- теплопродуктивність 460 кВт;
- теплова потужність 500 кВт;
- витрата газу 51,7 $м^3$/год;
- максимальна температура води 95 ^{0}С;
- максимальний робочий тиск (4…6) бар;
- напруга 220В, 50Гц;
- приток повітря для горіння 673,5 $м^3$/год;
- CO_2±(0,5…8,5) %;
- швидкість потоку вихідних газів 239,9 г/сек;
- температура вихідних газів 155 ^{0}С.

На збірному колекторі після котлів, працюючих для системи опалення, передбачено установку регулятору теплового потоку «ECL Comfort 200» фірми «Danfoss» для регулювання подачі тепла в залежності від температури зовнішнього повітря .

Загальний вигляд регулятора теплового потоку «ECL Comfort 200» фірми «Danfoss» наведено на рисунку 3.2.

Датчик температури зовнішнього повітря розмістити на північній зовнішній стіні будівлі котельної.

Димарі. Димовидалення від котлів передбачене по спільнокотельному димоходу діаметром 800 мм із алюмінієвого листа товщиною 2 мм, утепленим теплоізоляцією щільністю 300 кг/м^3 з покровним шаром із нержавіючої сталі товщиною 0,5 мм в запроектовану димову трубу.

Рисунок 3.2 - Регулятор теплового потоку «ECL Comfort 200» фірми «Danfoss»

Необхідна висота димаря визначається відповідним розрахунком, фактична ж висота димаря визначається санітарно-технічними вимогами,

тобто умовами відведення димових газів від навколишніх споруд і зелених насаджень [11].

Приймаємо для проекту цегляний димар. Металеві димарі при роботі котлів на газі є дуже не довговічними через корозію.

Діаметр димової труби, м:

$$d_e = 0{,}0188\sqrt{\frac{V_{\text{тр}}}{w_{\text{г}}}}\ , \qquad (3.1)$$

де $V_{тр}$ – об'єм газів, що проходять через трубу, м^3/год, у випадку роботи всіх підключених котлів при їх номінальному навантаженню;

$w_г$ – швидкість газів на виході з труби, м/сек.

Швидкість газів на виході з димаря при природній тязі приймається не менше 6-10 м/сек для попередження значного порушення роботи труби при зменшених навантаженнях і малих вихідних швидкостях газу.

Приймаємо висоту димової труби H=17 м згідно [12].

Насоси.

Проектом пропонується установка насосів фірми Grundfos типу TPE з датчиком тиску - одноступінчастий відцентровий насос із патрубками, призначений для перекачування технічної води в системах опалення, вентиляції й кондиціювання.

Загальний вигляд насоса Grundfos TPE наведено на рис. 3.3.

Рисунок 3.3 - Насос Grundfos TPE

Насос TPE обладнаний електродвигуном з убудованим частотним перетворювачем, що постійно регулює витрату насоса залежно від тиску в системі, що мінімізує енергоспоживання, а також збільшує термін служби насоса TPE. Насос Grundfos TPE застосовується там, де необхідно контролювати тиск у системі.

Вибираємо два мережних насоси (один резервний) типу TPE 65-720/2-S «Grundfos» на прямому трубопроводі теплопостачання системи опалення з наступними характеристиками:

- подача – 720 $м^3$/год;
- потужність електродвигуна − 22 кВт;
- частота обертання електродвигуна − 2900 об./хв;
- ступінь захисту − IP 55;
- напруга – 220 В, 50Гц.

Вибираємо два мережних насоси (один резервний) та два циркуляційних насоси типу TPE 32-380/2-S «Grundfos» на прямому трубопроводі системи ГВП з наступними характеристиками:

- подача – 320 $м^3$/год;
- потужність електродвигуна − 3 кВт;
- частота обертання електродвигуна − 2900 об./хв.;
- ступінь захисту − IP 55;
- напруга – 220 В, 50Гц.

Водопідготовча установка.

Для підживлення і заповнення системи теплопостачання використовується вода із господарсько-питного водопроводу пом'якшена у водопідготовчій установці. Загальна жорсткість не більше 10мг- екв/л, залишкова жорсткість пом'якшеної води – 0,1 мг-екв/л. Підживлення виконується у зворотні трубопроводи теплопостачання.

Для пом'якшення води вибираємо дві установки зарядного типу з автоматичною регенерацією DHF 60/2/F з двома резервуарами запасу води по 1000л і насосною установкою Hidro Multi-E CPE 5-10. Кількість пом'якшеної води визначається за допомогою водоміру в складі пристрою заповнення водою.

Hidro Multi-E CPE 5-10- комплексна установка збільшення тиску з насосами Grandfos CRE з'єднана парно на спільній основі.

Технічні характеристики:

- максимальний робочий тиск – 10 бар;
- температура – від 5 до 40 ^{0}C;
- потужність 1,5 кВт на один насос;
- клас захисту – IP 54.

Пристрій водопідготовки DHF-60/2-F для зменшення жорсткості води шляхом іонообміну з компонентами, що не впливають на жорсткість води.

При великих обсягах підживлюючої води рекомендується застосовувати пом’якшуючу установку з автоматичною регенерацією типу DHF. Установка випускається з одинарною пом’якшуючою колоною (DHF-20/1-F, DHF-30/1-F, DHF-60/1-F), або з подвійною колоною (DHF-20/2-F, DHF-30/2-F, DHF-60/2-F).

У всіх випадках перед водопідготовкою бажано встановлювати резервуар запасу сирої води.

В проєкті приймаємо установку DHF-60/2-F (рис. 3.4) з наступними технічними характеристиками:

- продуктивність пом'якшення – (2200…5600) л/год;
- хімічний засіб регенерації 100% NaCl – 25,2 кг;
- сольовий розчин для однієї регенерації - 89,2 л;

максимальний обсяг пом'якшеної води до регенерації при вихідній жорсткості води 7 мг екв/л - 20,2 $м^3$;

- робочий тиск – (2,5…6) атм;
- перепад тиску (0,4…0,5) м;
- температура навколишнього середовища – (5…35) °С;
- іонообмінний заряд - 196 л;
- висота - 1,9 м;
- діаметр колони - 254 мм;
- під’єднання для сирої води - 20 мм;
- для пом'якшеної - 20мм;
- електричні під’єднання – 220В, 50Гц, 100Вт, заземлення.

Пристрій водопідготовки DHF-60/2-F для зменшення жорсткості води наведено на рисунку 3.4.

Рисунок 3.4 - Пристрій водопідготовки DHF-60/2-F для зменшення жорсткості води

Компенсатори об’єму.

Компенсація (демпфер) запобігає підвищенню гідравлічного тиску в замкнутій системі опалення. Якби не було демпфера, то окремі елементи системи водяного опалення не витримали б тиску нагрітої води. А так «зайва» вода на час потрапляє в розширювальний бак, при цьому тиск в системі опалення залишається стабільним.

Розширювальний бак "Zilmet" призначений для компенсації розширення води при нагріванні в сучасних системах опалення - закритого типу.

Демпфер традиційної системи опалення виконує відразу кілька функцій:

- вміщує надлишок води, що утворюється в результаті її нагрівання (розширення);

- поповнює нестачу води при зниженні її температури або в разі незначного витоку;

- збирає повітря, що проникає в систему водяного опалення;

- збирає повітря, що виділяється з нагрітої води;
- компенсує тиск в системі опалення.

Конструктивні характеристики:

- складається з металевої ємності, всередині якої знаходиться мембрана з термостійкої гуми;
- внутрішня порожнина з'єднується з трубопроводом водопостачання, а в порожнину утворену зовнішньою поверхнею мембрани і внутрішньою порожниною бака, під тиском закачаний повітря;
- мембрана зроблена у вигляді мішка, що дозволяє уникнути зіткнення води з корпусом бака, таким чином гарантується довгий термін життя бака і чистоту прокачується води.

Проєктом передбачена установка двох компенсаторів об’єму закритого типу «Zilmet» об’ємом 800 л кожний для компенсації розширення води в системі опалення при нагріванні теплоносія.

Система теплопостачання ПУ і ГВП закрита, низькотемпературна, насосна. В найвищій точці стояків опалення розмістити повітрозбирачі та повітровідводчики.

Загальний вигляд компенсатора об’єму «Zilmet» об’ємом 800 л наведено на рисунку 3.5.

Установка запірної арматури між котлами та компенсаторами об’єму не рекомендується [14]. Компанія Zilmet робить розширювальні ємності, для монтажу у всіх видах котлів, протягом багатьох років. Відомі своєю високою якістю й різноманітним асортиментами, вони здатні задовольнити потреби як виробників котлів, так і інших фахівців в області опалення. Розширювальні ємності даної серії виробляються різних форм і обсягів, як у стандартному виконанні, так і в спеціальному, тим самим забезпечуючи максимальну відповідність будь-якому типу котла.

Рисунок 3.5 - Компенсатор об’єму «Zilmet» об’ємом 800 л

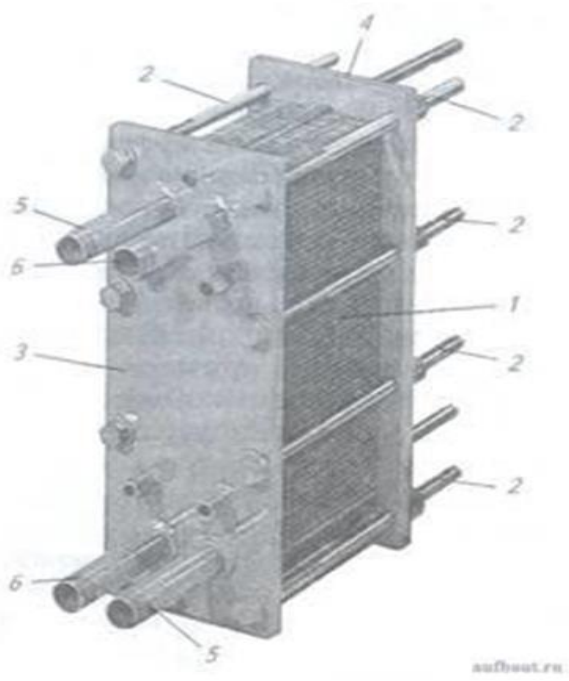
Водо-водяний теплообмінник.

Для системи підігріву води проектом передбачається установка двох теплообмінників СВ 76.

На рисунку 3.6 представлений зібраний пластинчастий теплообмінник моделі СВ «рідина - рідина».

Теплообмінник збирається з тонких штампованих пластин 1, закріплених стяжними болтами 2 між двох масивних торцевих плит 3 і 4. Задня торцева плита 4 може зніматися, що дозволяє нарощувати число тонких пластин 1 і збільшувати поверхню теплообмінника.

До передньої масивної плити 3 приєднуються на різьбленні або на фланцях трубопроводи від системи теплопостачання 5 і рідини що нагрівається , 6.

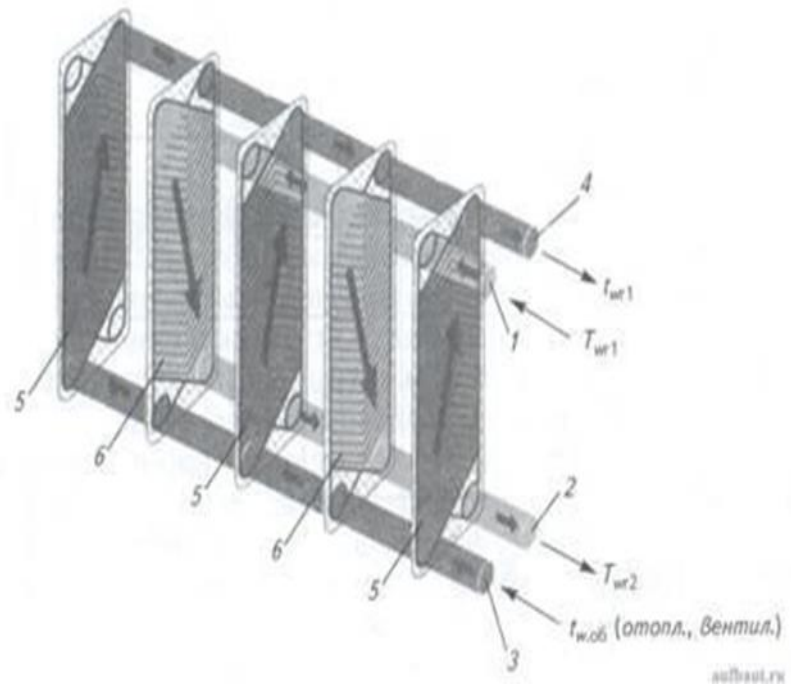


1 - тонкі штамповані пластини; 2 - стяжні болти; 3,4 - передня і задня масивна плита; 5 - патрубки для приєднання трубопроводів до мережі теплопостачання; 6 - патрубки для приєднання циркуляційних трубопроводів системи теплопостачання.

Рисунок 3.6 - Зібраний пластинчастий теплообмінник « рідина-рідина»

На рисунку 3.7 показана принципова схема руху теплоносія що гріє і рідини яку нагрівають по поверхні пластин по виштампуваних каналах. Зі схеми руху потоків видно: з боку пластини 5 для руху рідини, що нагрівається, гофри каналів мають напрямок знизу нагору, а з боку пластини 6 вони направляють рідину, що гріє, зверху донизу.

Це створює енергетично найбільш раціональну схему протиточного руху потоків рідин, які обмінюються теплотою. Форма каналів гофрованих пластин створює умови для турбулізації потоків рідин при швидкостях руху по каналах не менш 0,1 м/с.



1 - приєднувальний патрубок трубопроводу мережної води, що подає; 2 - приєднувальний патрубок зворотного трубопроводу мережної води; 3 - приєднувальний патрубок трубопроводу, що подає, середовища, що гріє; 4 - приєднувальний патрубок трубопроводу нагрітого середовища; 5 - пластина з каналами для проходу рідини, що нагрівається; 6 - пластина з каналами для проходу рідини, що гріє.

Рисунок 3.7 - Конструктивна схема руху потоків рідини по каналах гофрованих пластин теплообмінника «рідина-рідина»

Пластинчасті теплообмінники малої теплової продуктивності випускаються з паяними з'єднаннями пластин, що унеможливлює їхнє розбирання для очищення від накипу й бруду.

Очищення виконується шляхом відключення паяних теплообмінників від мережі й насосної циркуляції й прокачування по внутрішніх каналах спеціальних очисних хімічних розчинів.

У таблиці 3.1 представлені технічні характеристики пластинчастих теплообмінників.

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики пластинчастих теплообмінників

Показник і одиниця виміру	Нерозбірні паяні		
	СВ-51	СВ-76	СВ-300
Поверхня нагрівання однієї пластини, $м^2$	0,05	0,1	0,3
Габарити пластин, мм	50х520	92х617	365х990
Обсяг води в каналі, л	0,047	0,125	0,65
Максимальне число пластин у теплообміннику, шт.	60	200	280
Робочий тиск, МПа	3,0	3,0	2,5
Максимальна витрата рідини, $м^3$/год	8,1	39	60/140
Коефіцієнт теплопередачі , К, Вт/($м^2 \cdot °С$)	7700	7890	7545
Габарити теплообмінника, мм:			
ширина	103	192	466
висота	520	617	1263
довжина, не більше	286	497	739
довжина, не менш	58	120	-

За даними таблиці 3.1 видно, що шляхом збільшення числа пластин у теплообміннику можна змінювати поверхню теплообмінника.

У загальному випадку необхідна поверхня теплообмінника, $м^2$:

$$F_T = \frac{Q_T}{\Delta t_{cp} \cdot k}, \quad (3.2)$$

де Q_t - необхідний потік теплоти на нагрівання рідини, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^2·К).

Завдяки наявності в пластинах профільних виштампуваних каналів забезпечуються дуже високі коефіцієнти теплопередачі за умови збереження паспортної витрати рідини, зазначеного в цій таблиці. Якщо за розрахунками системи теплопостачання вибирається менша витрата рідини, то необхідно враховувати зниження коефіцієнта теплопередачі.

При збільшенні витрати рідини в порівнянні з паспортним значенням коефіцієнт теплопередачі дуже мало зростає, але майже у квадратичній залежності збільшується гідравлічний опір проходу рідини через теплообмінник.

У водоводяному пластинчастому теплообміннику нагрівається гаряча вода для системи опалення, що у розрахунковому режимі холодного періоду року повинна компенсувати тепловтрати $Q_{т.}$ = 1780 кВт.

Обчислюємо необхідну розрахункову витрату води, що нагрівається для системи теплопостачання при температурному перепаді $\Delta t_{w.}$ = 95-55 = 40 °С, кг/год:

$$G_w = \frac{Q_T \cdot 3600}{\Delta t_w \cdot cwt}\ , \qquad (3.3)$$

$$G_w = \frac{1780 \cdot 3600}{40 \cdot 4{,}2} = 38143.$$

За допомогою таблиць і номограм [15] для прийнятого режиму нагрівання води в пластинчастому теплообміннику показник теплотехнічної ефективності повинен дорівнювати $\Theta_{wг}$ = 0,8. За графіком [16] при прийнятих величинах $\Theta_{wг}$ = 0,8 і $W_{тс.w}$ = 0,8 знаходимо, що потрібне досягнення показника числа одиниць переносу N_t = 2,8.

Розраховуємо необхідну площу поверхні нагріву при К = 6000

Вт/(м^2·К) (зниження витрат води через канали пластинчатого теплообмінника зумовило зниження величини К порівняно з даними таблиці), м^2:

$$F = \frac{N_г \cdot G_w \cdot c_w}{k \cdot 3{,}6} \quad , \tag{3.4}$$

$$F = \frac{2{,}8 \cdot 38143 \cdot 4{,}2}{6000 \cdot 3{,}6} = 20{,}8 \ .$$

Приймаємо рішення встановити на об’єкті два теплообмінники, для підігріву води на опалення й на вентиляцію та ГВП. З таблиці знаходимо, що при витраті води в системі теплопостачання для системи опалення 20,8 м^3/год ближче всього підходить пластинчастий теплообмінник типу СВ-76. Поверхня нагрівання однієї пластини 0,1 м^2.

Визначаємо необхідне число пластин, од.:

$$m = \frac{F}{f_{пл}} \ , \tag{3.5}$$

$$m = \frac{20{,}8}{208} = 0{,}1.$$

Згідно даних таблиці 3.1 визначаємо, що теплообмінник СВ-76 задовольняє нашим вимогам.

Трубопроводи для зовнішніх теплових мереж. Трубопроводи , що проходять у котельні рекомендується теплоізолювати ізоляцією «ROCKWOOL Alfarok» товщиною 50 мм.

Для монтажу теплової мережі проектом прийняті труби сталеві попередньоізольовані жорстким пінополіуретаном в оболонці із оцинкованої

сталі СПІРО для надземної прокладки.

3.1 Вибір системи вентиляції котельного залу

Приймаємо вентиляцію котельного залу припливно-витяжну з механічним і природнім спонуканням. Витяжна вентиляція існуюча з природнім спонуканням передбачає трикратний повітрообмін в котельному залі.

Витяжка в об’ємі , $м^3$/год:

$$L_{вит} = 920 \cdot 3 = 2760 . \quad (3.6)$$

Через два існуючих дефлектора D = 1000 мм, які виведені на 1 м вище перекриття котельної; приток з механічним спонуканням – в об’ємі витяжки плюс 15 $м^3$ на 1 $м^3$ згорівшого газу , $м^3$/год:

$$L_{вит} = 2760 + 15 \cdot 51,7 \cdot 6 = 7413 \quad (3.7)$$

Приток виконується запроектованим осьовим вентилятором ВО-6-300-6,3, встановленим у вікні котельного залу.

Загальний вигляд осьового вентилятора ВО-6-300- 6,3 наведено на рисунку 3.8.

Вентилятор осьовий В-06-300-6,3 призначений для переміщення повітря й інших неагресивних і невибухонебезпечних газових сумішей,

агресивність яких стосовно вуглецевих сталей звичайної якості не вище агресивності повітря, не утримуючого пилу й інших твердих домішок у кількості більше 10 мг/м^2, а також липких речовин і волокнистих матеріалів.

Вентилятор застосовується в системах вентиляції й повітряного опалення виробничих, суспільних і житлових будинків, а також для інших санітарно-технічних і виробничих цілей. Середнє квадратичне значення віброшвидкості зовнішніх джерел вібрації в місцях установки вентиляторів не повинне перевищувати 2 м/с [18].

Рисунок 3.8 - Осьовий вентилятор ВО-6-300- 6,3

Технічні характеристики вентилятора В-06-300-6,3:

- продуктивність - 8,7 м^3/год;
- повний тиск – 112,2 Па;

- КПД – 75%
- потужність – 0,55 кВт;
- частота обертання – 1080 хв $^{-1}$;

частота струму – 50 Гц.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі виконано розрахунок системи теплопостачання промислового виробництва від виробничо-опалювальної котельні у зв'язку зі зміною технології виробництва і повним моральним та фізичним зносом існуючого обладнання.

Виходячи з наявних вихідних даних виконано:

- гідравлічний розрахунок теплових мереж,
- розрахунок витрат теплоносія,
- розроблена схема прокладки теплових мереж на ділянках від котельні до корпусу споживачів і від котельні до виробничого корпусу,
- розраховано джерело теплопостачання промислового підприємства,
- виконано вибір основного та допоміжного обладнання котельні.

Обрано для встановлення шість котлів підлогових, газових Optimagas тип «E465» потужністю по 465 кВт кожен, виробництва фірми GUILLOT-YGNIS, Франція. Потужність існуючої системи 1950 кВт. Номінальна теплова потужність котлів 2790 кВт, номінальна теплопродуктивність одного котла – 465 кВт кожен, при ККД 94%.

На збірному колекторі після котлів, працюючих для системи опалення, передбачено установку регулятору теплового потоку «ECL Comfort 200» фірми «Danfoss» для регулювання подачі тепла в залежності від температури зовнішнього повітря.

Трубопроводи, що проходять у котельні рекомендується теплоізолювати ізоляцією «ROCKWOOL Alfarok» товщиною 50 мм.

Для пом'якшення води обрано дві установки зарядного типу з автоматичною регенерацією DHF 60/2/F з двома резервуарами запасу води по 1000л і насосною установкою Hidro Multi-E CPE 5-10.

Передбачена установка двох компенсаторів об'єму закритого типу «Zilmet» об'ємом 800 л кожний для компенсації розширення води в системі

опалення при нагріванні теплоносія, компенсація (демпфер) запобігає підвищенню гідравлічного тиску в замкнутій системі опалення.

Для системи підігріву води запропонована установка двох теплообмінників СВ 76.

Для вентиляції котельного залу запропоновано вентилятор осьовий В-06-300-6,3, призначений для переміщення повітря й інших неагресивних і невибухонебезпечних газових сумішей, агресивність яких стосовно вуглецевих сталей звичайної якості не вище агресивності повітря, не утримуючого пилу й інших твердих домішок у кількості більше 10 мг/м^2, а також липких речовин і волокнистих матеріалів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Чепурний М. М. Теплові розрахунки парогенераторів / М. М. Чепурний, Д. В. Степанов, Є. С. Корженко. –Вінниця : ВНТУ, 2005. – 154 с.

2. Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 130 с.

3. Ткаченко С. Й. Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел теплопостачання / С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний, Д. В. Степанов. – Вінниця : ВНТУ, 2005. – 137 с.

4. Безродний М.К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія М.К. Безродний, Н.О. Притула. НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.

5. Безродний М.К. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання. НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с. 6.

6. Пуховий І.І.// Теплонасосне та безпосереднє використання теплової енергії довкілля і її потенціал в Україні – Одеса, 2009. 92–97 с.

7. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Київ: ІВЦ «Політехніка», 2004. – 192 с.

8. Бабюк С. М. Підвищення енергоефективності підприємств за рахунок контролю характеристик режимів електропостачання / С. М. Бабюк, М. Д. Приймак, Р. В. Паськів // Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 16-17 листопада 2017 року. — Т. : ТНТУ, 2017. — Том 3. — С. 90–91. — (Електротехніка та енергозбереження).

9. Енергозбереження промислових підприємств: методологія формування, механізм управління : монографія / В. В. Джеджула. – Вінниця : ВНТУ, 2014. – 346 с.

10. Толбатов В. А. Організація систем енергозбереження на промислових підприємствах : навч. пос. / В. А. Толбатов, І. Л. Лебединський, А. В. Толбатов – Суми : Вид-во СумДУ, 2009. – 195 с

11. Сучасні перетворювачі частоти в системах електропривода : навч. посібник / М. В. Загірняк, Т. В. Коренькова, А. П. Калінов, А. І. Гладир, В. Г. Ковальчук. – 2-ге вид., переробл. і доповн. – Харків: Видавництво «Точка», 2017. – 206 с.

12. Крючков Є.М. Проектування систем теплопостачання. Навчально - методичний посібник. Запоріжжя, 2010. 303с.

13. Беликов С.Е. Котлер В.Р Малые котлы и защита атмосферы. Снижение вредных выбросов при эксплуатации промышленных и отопительных котельных. Москва : Энергоатомиздат, 1996. 127 с.

14. Оборудование фирмы "Данфосс" для систем инженерного обеспечения зданий. 2001. 40 с.

15. Оборудование фирмы "Грандфосс" для систем инженерного обеспечения зданий. 2003. 60 с.

16. Засядько И.Н., Моисеев В.И. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения : учеб. пособие. Киев, 1990. 138 с.