

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теплоенергетики

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

“ ” 2022 р

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку у м. Чернігові»

Виконав : студент IV курсу, групи ТП - 81

Примачек Євгеній Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник доцент, к.т.н, с.н.с. Петро БАРАБАШ

(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

(підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Сергій КАШТАНОВ

(назва розділу)

(посада, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Рецензент

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає
запозичень з праць інших авторів без відповідних
посилань.

Студент

(підпис)

Київ – 2022 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теплоенергетики

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ____ ” _____ 2022 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Примачку Євгенію Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку у м. Чернігові»

керівник проекту Барабаш Петро Олексійович, кандидат технічних наук, доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2022 р. № ____

2. Термін подання студентом проекту 17.06.2022 р.

3. Вихідні дані до проекту

Населений пункт – місто Чернігів; житловий будинок з розмірами в плані 26х39х54; кількість мешканців N=300 чел.; кількість поверхів – 16; теплова мережа з температурним режимом: 150 х70°C; місцева система опалення з розрахунковим температурним режимом: 95 х65°C ;кількість будинків в плані – 1.

4.Зміст пояснювальної записки

1. Розробка схеми теплового пункту.

2. Розробка теплової схеми.

3. Розрахунок підігрівача системи опалення.

4. Розрахунок підігрівача системи ГВП.

5. Вибір основного та допоміжного обладнання.

Висновки:

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

1. Теплова схема ІТП А-1, 1-аркуш.

2. Підігрівач системи ГВП з обв'язкою. А-1, 1-аркуш.

3. Компоновка обладнання у тепловій пункті (основне обладнання та трубопроводи).

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Сергій КАШТАНОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 29.05.22

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розробка схеми теплового пункту	30.05.22 р.	
2	Розробка теплової схеми	02.06.22 р.	
3	Розрахунок системи опалення	04.06.22 р.	
4	Розрахунок підігрівача системи опалення	07.06.22 р.	
5	Розрахунок підігрівача системи ГВП	09.06.22 р.	
6	Вибір основного та допоміжного обладнання	10.06.22 р.	
7	Охорона праці	10.06.22 р.	
8	Оформлення графічної частини	11.06.22 р.	
9	Оформлювання пояснювальної записки	17.06.22 р.	

Студент

(підпис)

Євген ПРИМАЧЕК

Керівник проекту

(підпис)

Петро БАРАБАШ

*Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: *«Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку у м.
Чернігові»*

Київ – 2022 року

Анотація

Дипломний проєкт першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку у м. Чернігові»: пояснювальна записка на 62 с., 8 рис., 7 табл., 14 бібліографічних найменувань; 3 кресленики ф. А1.

Об'єкт розробки – житловий будинок в місті Чернігові.

Мета проєкту – проектування індивідуального теплового пункту, з розрахунками, для забезпечення будинку опаленням та гарячим водопостачанням.

В роботі розроблено систему опалення і гарячого водопостачання житлового будинку у місті Чернігові. . В роботі був проведений розрахунок навантаження споживачів на опалення і гаряче водопостачання. Зроблено розрахунки для визначення оптимального підігрівача системи опалення та ГВП, в результаті яких підібрані відповідні пластинчасті теплообмінники. Система гарячого водопостачання включає в себе 2-х ступінчатий підігрів водопровідної води у двох зонах під'єднаних по незалежній схемі, а система опалення розроблена закритою. В роботі був проведений розрахунок навантаження споживачів на опалення і гаряче водопостачання.

При виборі основного та допоміжного обладнання теплового пункту визначені насоси. Для опалення підібран циркуляційний насос Grundfos TPE, підживлюючий насос Grundfos CRN. Для ГВП було вибрано циркуляційний насос Grundfos Magna, а також підвищувальний насос Grundfos Magna. В опалювальній системі ІТП було вибрано тип розширювального баку Reflex_E об'ємом 1,0 м³.

В розділі з охорони праці описані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації ІТП, заходи з електробезпеки, протипожежна безпека і протипожежний захист в спроектованому об'єкті.

На кресленнях наведені схеми теплового пункту, компоновки обладнання, пластинчастого теплообмінника

Ключові слова: гаряче водопостачання, опалення, теплообмінник, насос.

Annotation

Diploma project of the first (bachelor's) level of higher education on the topic: "Individual heating point of a residential building in Chernihiv": explanatory note for 62 pages, 8 figures, 7 tables, 14 bibliographic titles; 3 drawings f. A1.

The object of development is a residential building in the city of Chernihiv.

The purpose of the project is to design IHP with calculations to provide the house with heating and hot water supply

. The system of heating and hot water supply of a residential building in the city of Chernihiv is developed in the work. . The work calculated the load of consumers on heating and hot water supply. Calculations were made to determine the optimal heater of the heating system and hot water, as a result of which the appropriate plate heat exchangers were selected. The hot water supply system includes 2-stage heating of tap water in two zones connected by an independent scheme, and the heating system is designed to be closed. The work calculated the load of consumers on heating and hot water supply.

When choosing the main and auxiliary equipment of the heating point, the pumps are determined. The Grundfos TPE circulation pump and the Grundfos CRN feed pump have been selected for heating. The Grundfos Magna circulation pump and the Grundfos Magna booster pump were selected for the DHW. In the IHP heating system, the type of expansion tank Reflex_E with a volume of 1m³ was chosen.

The section on labor protection describes technical solutions and organizational measures for safety of ITP operation, electrical safety measures, fire safety and fire protection in the designed facility.

The drawings show diagrams of the heating point, equipment layout, plate heat exchanger

Key words: hot water supply, heating, heat exchanger, pump.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	8
Вступ	10
1 Розробка схеми теплового пункту та її опис.....	12
1.1 Вузол опалення	12
1.2 Вузол гарячого водопостачання.....	15
1.3 Висновок до розділу 1	16
2 Розрахунок теплової схеми.....	17
2.1 Визначення теплового навантаження на опалення	17
2.2 Визначення теплового навантаження на гаряче водопостачання.....	18
2.3 Висновок до розділу 2	19
3 Розрахунок підігрівача системи опалення	20
3.1 Початкові дані.....	22
3.2 Тепловий розрахунок	22
3.3 Гідравлічний розрахунок	25
3.4 Розрахунок діаметрів патрубків	26
3.5 Висновок до розділу 3	27
4 Розрахунок підігрівача системи ГВП	29
4.1 Розрахунок навантажень та витрат	29
4.2 Розрахунок першої ступені підігрівача	32
4.3 Розрахунок другої ступені підігрівача.....	38
4.4 Висновок до розділу 4.....	44
5 Вибір основного та допоміжного обладнання	45
5.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення	45
5.2 Вибір підживлюючого насосу системи опалення.....	46
5.3 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання.....	47
5.4 Вибір підвищувального насосу системи ГВП II-ї зони	48
5.5 Вибір розширювального баку системи опалення.....	49

					ТП 81 18 0005 ПЗ			
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Примачек				Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку у м. Чернігів Пояснювальна записка	Стадія	Аркуш	Аркушів
Керівник	Барабаш					Д П Б	6	62
Н.контр.	Боженко					НТУУ «КПІ» кафедра ТЕ		
Огляд								
Зав.каф.	Черноусенко							

5.6 Висновок до розділу 5	50
6 Охорона праці	51
6.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації.....	52
6.2 Електробезпека	53
6.3 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці.....	56
6.4 Протипожежна безпека та протипожежний захист	58
Висновки.....	60
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	61
ДОДАТОК А	
Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність	62

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

Q – теплове навантаження;

K – коефіцієнт теплопередачі;

λ – теплопровідність

α – коефіцієнт надлишку повітря, коефіцієнт тепловіддачі;

G – масова витрата;

ρ – густина;

a, b – лінійні розміри;

t – температура;

$\bar{t}$ – середня температура;

c – питома масова теплоємність;

V – об’ємна витрата;

d – діаметр;

P – тиск;

δ – товщина;

H – висота;

S, F, f – площа;

N – кількість;

ΔP – зміна тиску.

Верхні індекси:

осн – основний;

$'$ – на вході, уточнене значення;

$''$ – на виході;

$^-$ – середній;

∂ – дійсний;

$з$ – зимовий;

$л$ – літній.

Нижні індекси:

вт – втрати;

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вн – внутрішній;
 р.о – розрахунковий на опалення;
 ср – середній;
 сум – сумарний;
 п – повний;
 дод – додатковий;
 пр – нагрівальний прилад;
 пов – повітря;
 в – вода;
 г – гарячий.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Теплові пункти поділяються на: центральні (ЦТП) і індивідуальні (ІТП). До ІТП відносяться тільки установки із вузлами приєднання до теплових мереж систем теплопостачання однієї будівлі чи її частини.

Усі інші теплові пункти, незалежно від кількості будівель, які обслуговуються, відносяться до ЦТП.

По різних способах регулювання відпуску теплоти розрізняють:

- центральне регулювання – тільки на джерелах теплоти;
- районне, групове чи мікрорайонне – на відповідних теплових пунктах.
- місцеве – на місцевих теплових пунктах окремих будівель (ІТП);
- індивідуальне – на окремих теплоприймачах (приборах системи опалення, вентиляції і гарячого водопостачання).

Наявність ІТП обов'язково для кожної будівлі незалежно від наявності ЦТП, при цьому в ІТП передбачуються тільки ті функції які необхідні для приєднання систем споживання теплоти даної будівлі і не передбачені в ЦТП.

Індивідуальні теплові пункти мають бути вбудовані в будівлі які вони обслуговують і розташовуватися в окремих приміщеннях на першому поверсі близько до зовнішніх стін будівлі. Допускається розміщення ІТП в технічних підпіллях або в підвалах будівель і споруджень.

У даному дипломному проекті виконаний проект теплового пункту для одного житлового будинку.

До основного теплового обладнання теплових пунктів відносяться циркуляційні насоси , водо-водяні підігрівачі, грязьовики, розширювальні баки. Широке застосування у теплових пунктах мають прилади контролю і регулювання, різноманітна арматура, а також труби і теплова ізоляція. Довгий час у теплових пунктах застосовувалися підігрівачі трубчатого типу з латунними трубками. Тепер широке застосування одержали розбірні пластинчаті теплообмінники які мають такі переваги: меншу вагу, менший габаритний об'єм, тонкостінність тепло передаючих пластин та високий коефіцієнт теплопередачі, більший строк служби, легкість технічного обслуговування. Тому в даному тепло пункті встановлюються саме пластинчаті теплообмінники.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Грязьовики застосовуються у теплових пунктах на прямих трубопроводах для захисту місцевих установок і систем від сторонніх предметів, які потрапляють у зовнішні трубопроводи при їх монтажу, на зворотних трубопроводах – перед витратомірами.

Запобігаючи заносів сторонніми предметами, грязьовик, разом з тим, не повинен створювати великих додаткових втрат тиску.

Для згладжування гідравлічних пульсацій, а також для запобігання вібрації циркуляційних насосів, у замкнених системах теплопостачання застосовуються розширювальні баки. Розширювальні баки розрізняють: ті, які працюють під надлишковим і під атмосферним тиском.

Також за допомогою розширювальних баків можливе застосування автоматичного підживлення системи для компенсації втрат теплоносія внутрішньої системи.

У даному дипломному проекті розробляється тепловий пункт для теплопостачання одного житлового будинку у місті Чернігів. Розрахункова температура у тепловій мережі 150/70 °С, у системі опалення 95/65 °С.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 РОЗРОБКА СХЕМИ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ТА ЇЇ ОПИС

У зв'язку з не хваткою енергоносіїв на Україні гостро стають питання про економію теплової та електричної енергії. Економію теплової енергії дозволяє здійснити індивідуальне регулювання витрати тепла у тепловому пункті, яке суміщене з центральним регулюванням. ІТП дозволить оптимально використовувати енергоносії та регулювати його параметри і підтримувати комфортні умови в приміщеннях будинку. Набір обладнання має відповідати конкретним завданням і вихідним даним. Саме тому, через різні можливі варіанти конструкції, а також компактність і транспортабельність, сучасні ІТП отримали назву модульних

Забезпечити комфортну температуру гарячої води для мешканців будинку, а також підтримувати задані параметри опалення в багатоквартирному будинку – ось основні завдання, для вирішення яких і планується ІТП. Проект починається з розробки попередньої схеми опалення де використовуються параметри одного житлового будинку по навантаженню на систему ГВП та опалення.

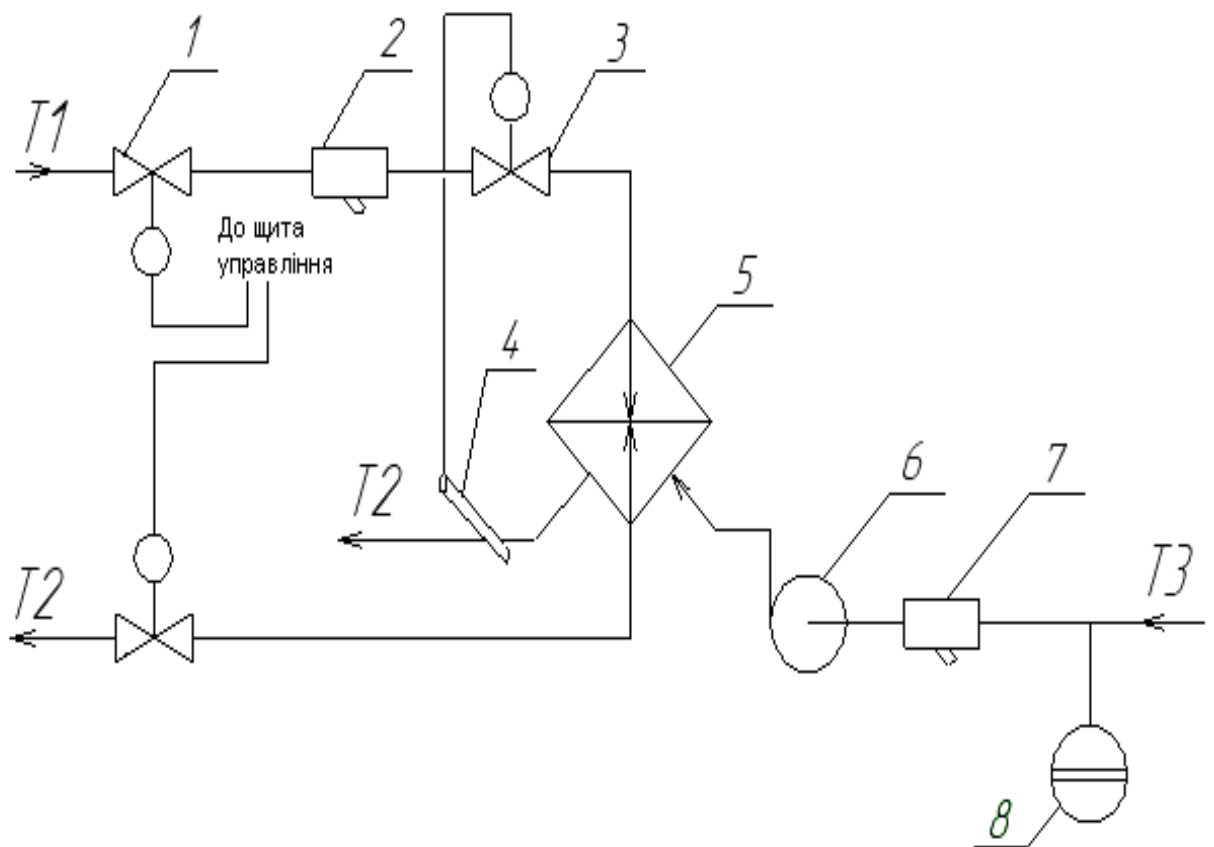
1.1 Вузол опалення

Однією із схем, яка дозволяє економити теплову енергію є незалежна схема. При незалежній схемі система опалення приєднується до теплової мережі через поверхневий пластинчатий підігрівач. Система у цьому випадку працює під тиском власного розширювального баку. Наявність підігрівача у системі принципово дозволяє здійснити більш раціональний режим регулювання. Це особливо доцільно при наявності в графіку центрального регулювання зони постійної температури води. Циркуляція води в системі опалення здійснюється відцентровим насосом. Перевагою такої системи є також відсутність можливості потрапляння гострої мережної води в систему опалення будівлі.

Основний недолік системи – це велика вартість (порівняно, наприклад, з елеваторним вузлом) через наявність такого обладнання, як насос, підігрівач, розширювальний бак.

У даній системі встановлено щит управління насосами, вузол обліку теплової енергії, за допомогою яких можна проконтролювати усі стадії споживання тепла, а також врахувати фактори, такі як: температура зовнішнього повітря, ізоляція огорожень будівлі, теплова потужність системи опалення.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – регулятор витрати; 2 – грязьовик; 3 – регулятор температури; 4 – датчик температури води в прямому трубопроводі системи; 5 – пластинчастий теплообмінник; 6 – циркуляційний насос; 7 – грязьовик; 8 – розширювальний бак.

Рисунок 1.1 – Незалежна схема приєднання теплообмінника системи опалення.

До основних недоліків даного типу регулювання можна віднести велику вартість даного обладнання, оскільки робота регулятора відбувається в комплексі з відповідними клапанами і насосними обладнаннями.

Для опалення житлових будинків приймаю незалежну схему приєднання теплообмінників системи опалення до теплової мережі з застосуванням автоматичного регулювання (рисунок 1.1). Система складається з: регулятора температури води, встановленого на прямому трубопроводі до теплообмінного апарату; теплообмінного апарату, що створює незалежну схему приєднання; циркуляційного насосу; регулятора перепаду тиску, розміщеного на прямому трубопроводі; розширювального баку.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Мережна вода по прямому трубопроводу проходить через фільтр – грязьовик (2), де осідають різні механічні домішки, котрі можуть привести до забивання каналів теплообмінника і зниження його потужності. Після фільтру теплоносії поступає на регулятор перепаду тиску (1), який служить для підтримання постійного перепаду тисків між прямою і зворотними магістралями теплопостачання, забезпечуючи тим самим постійну витрату теплоносія через теплообмінний апарат незалежно від зміни зовнішніх параметрів. Далі теплоносії потрапляє в теплообмінний апарат (5), а потім у зворотний трубопровід теплової мережі.

Внутрішній контур системи опалення складається з: опалювальних пристроїв; розширювального баку (8), який застосовується для компенсації об'єму води при зміні температури; циркуляційних насосів(6), які забезпечують циркуляцію води з необхідною витратою і напором, забезпечуючи необхідну теплову потужність системи; вузол підживлення, який служить для заповнення системи в момент запуску .

Проектування ІТП неможливо без щита управління, який необхідний для управління системами температурного регулювання, підтримки заданих параметрів, віддаленої диспетчеризації, інших потрібних функцій. Все це досягається установкою блоків управління, датчиків, реле тиску в щиті управління. При цьому, основною перевагою є відсутність потреби в постійному контролі з боку обслуговуючого персоналу. Система автоматизації повинна забезпечити функції захисту системи при виникненні аварійних ситуацій, а саме:

- при відмові обладнання теплового пункту (датчиків, насосу) і неможливості подальшого керування продуктивністю циркуляційного насосу система автоматизації повинна перейти в режим некерованого безпечного функціонування і контролю критичних параметрів, а також увімкнути сигналізацію.

- при виході контрольованих параметрів за допустимі межі система керування має перевести обладнання в стан, який забезпечить збереження обладнання ІТП і виключить можливість виникнення аварійної ситуації, а також увімкне аварійну сигналізацію.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Вузол гарячого водопостачання

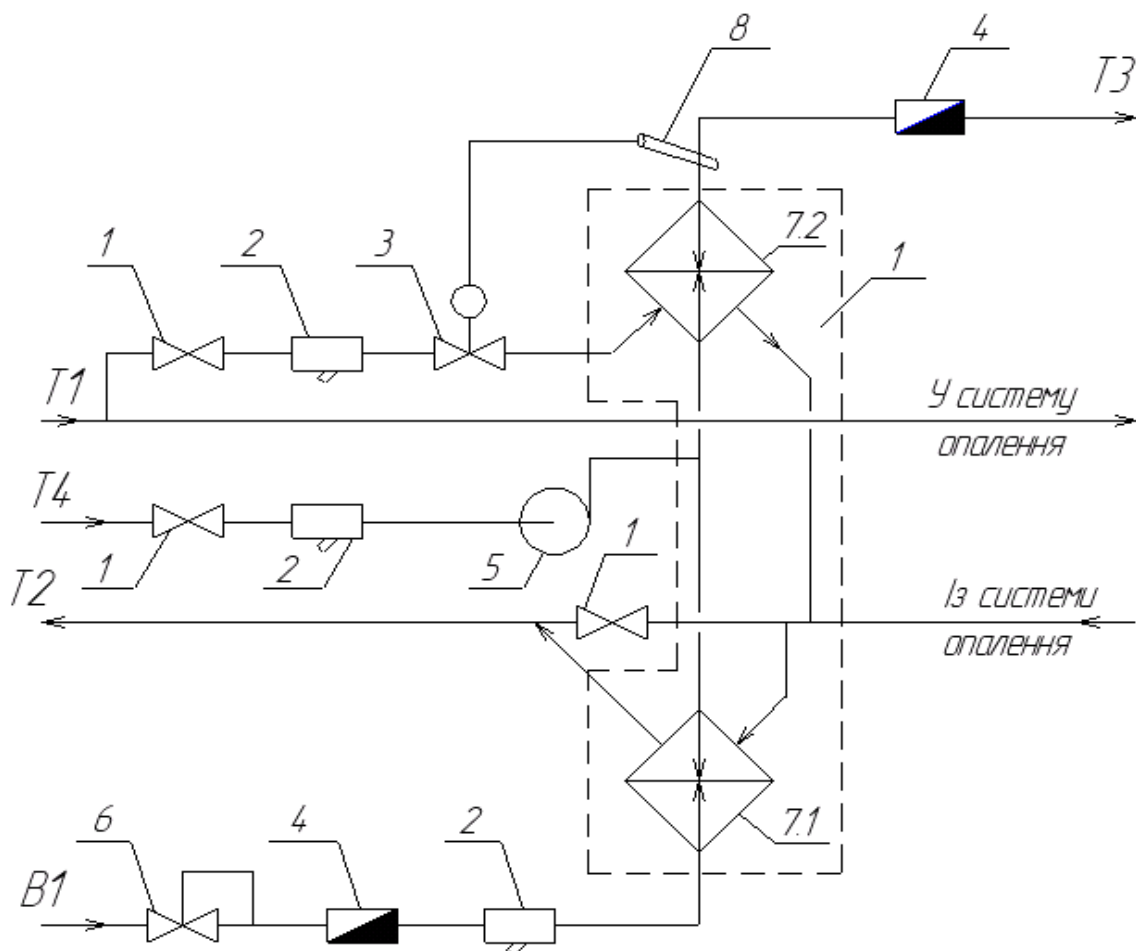
Гаряче водопостачання споживачів включене по двухступінчатій змішаній схемі (рисунок 1.2). У цьому випадку витрата мережної води через систему опалення повинна бути постійною, а її витрата на гаряче водопостачання змінюється за рахунок зміни витрати через водонагрівач другої ступені. Вузол розраховується на максимальне навантаження споживачів у літній час.

Система гарячого водопостачання складається пластинчатого теплообмінника (7), який виконаний у вигляді моноблоку (перша і друга ступені виконані на одній рамі з проміжною плитою). Таке рішення робить конструкцію дешевою за рахунок зниження металоємності даного обладнання, а також покращує обв'язку теплообмінного апарату і його обслуговування, що також відбивається на зниженні затрат на монтаж і експлуатацію.

Мережна вода поступає на теплообмінник через фільтр – грязьовик (2), який зменшує вміст механічних домішок у воді. Далі теплоносії потрапляє на регулятор тиску між подаючим та зворотним трубопроводом після чого на регулятор температури гарячої водопровідної води (3). Даний пристрій знижує утворення накипу на пластинах теплообмінника за рахунок обмеження даної температури, а також забезпечує безпечну температуру гарячої води для споживачів. Після цього мережна вода поступає на другу ступінь теплообмінника, де відбувається кінцевий нагрів водопровідної води до необхідної температури. Після другої ступені мережна вода змішується з водою із зворотної магістралі і направляється на першу ступінь теплообмінника у якій за рахунок великої витрати зворотної гріючої води відбувається нагрів водопровідної води з температурою 5 °С. Охолоджена мережна вода поступає у зворотний трубопровід.

Водопровідна вода поступає у систему ГВП через регулятор тиску (6), який знижує тиск до проектного і підтримує його на цьому рівні постійно, забезпечуючи при цьому водорозбір, достатній для задоволення потреб. Після цього вода послідовно нагрівається у першій і в другій ступені теплообмінника. У схемі застосована рециркуляція ГВП.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 - засувка; 2 - фільтр – грязьовик; 3 - регулятор температури; 4 - лічильник холодної води; 5-циркуляційний насос системи ГВП; 6 - регулятор тиску "після себе";
7 - теплообмінник ГВП (моноблок): 7.1 - підігрівач першої ступені, 7.2 - підігрівач другої ступені; 8 - датчик температури водопровідної води.

Рисунок 1.2 - Схема гарячого водопостачання

1.3 Висновок за розділом 1

Для вузла ІТП було спроектовано незалежна схема підключення теплообмінника системи опалення. В схемі гарячого водопостачання ІТП передбачено два пластинчастих теплообмінника. Ці схеми представлені відповідними рисунками в цьому розділі.

2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

2.1 Визначення теплового навантаження на опалення

2.1.1 Початкові дані до розрахунку:

- розміри будинку $a = 26\text{ м}; b = 39\text{ м}; h = 54\text{ м}.$
- кількість поверхів -16;
- кількість будинків - 1;

Для міста Чернігова за [14] визначаю кліматологічні дані:

- а) тривалість опалювального періоду $n_o = 187$ діб;
- б) розрахункова температура зовнішнього повітря для опалювання в холодний період року $t_{p.o.} = -23^\circ\text{C};$
- в) середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період $t_{ср.о.} = -0,9^\circ\text{C};$
- г) середня температура зовнішнього повітря найбільш холодного місяця $t_{ср.х.м} = -5,9^\circ\text{C}.$

2.1.2 Максимальне теплове навантаження на опалення

$$Q_o = q_o \cdot \alpha \cdot V(t_{в.н} - t_{p.o.}), \quad (2.1)$$

де $t_{в.н} = 20^\circ\text{C}$ - розрахункова температура внутрішнього повітря.

$q_o = f(\text{призначення будівлі}, V_{зовн}) = 0,38 \text{ Вт/м}^3 \times \text{К}$ - збільшений показник витрати тепла на опалення при розрахунковій температурі на опалення $t_{p.o} = -23^\circ\text{C}$, [3];

$\alpha = f(t_{p.o} = -23^\circ\text{C}) = 1,116$ - коефіцієнт, який враховує відміну реальних умов від розрахункових, приймаю по таблиці 1.

Таблиця 1. Значення поправкового коефіцієнту $\alpha = f(t_{p.o})$

$t_{p.o.}, ^\circ\text{C}$	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
α	2,05	1,670	1,450	1,290	1,170	1,080	1,00	0,95

$$Q_o = 0,38 \cdot 1,116 \cdot 55632 \cdot (20 + 23) = 1015 \text{ кВт}.$$

2.1.3 Середнє теплове навантаження на опалення, кВт

$$Q_o^{cp} = Q_o \frac{t_{в.н} - t_n^{cp.o}}{t_{в.н} - t_{p.o.}}; \quad (2.2)$$

$$Q_o^{cp} = 1015 \cdot 10^3 \cdot \frac{20 + 0,9}{20 + 23} = 493 \text{ кВт.}$$

2.1.4 Річне теплове навантаження на опалення, МДж/рік

$$Q_o^{piq} = Q_o^{cp} \cdot n_o \cdot 24 \cdot 3600; \quad (2.3)$$

$$Q_o^{piq} = 493 \cdot 10^3 \cdot 187 \cdot 24 \cdot 3600 = 7,96 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік.}$$

де n_o - тривалість опалювального періоду за числом днів із стійкою середньою добовою температурою зовнішнього повітря 8°C і нижче, приймаю $n_o = 187$ діб.

2.2 Розрахунок витрат теплоти на гаряче водопостачання

2.1.1 Середня витрата теплоти за опалювальний період:

$$Q_{z.g}^{cp} = M_{z.g} K_{m.n} c_g (t_z - t_x); \quad (2.4)$$

де $K_{m.n}$ - коефіцієнт, який враховує втрати теплоти від трубопроводів, $K_{m.n} = 1,396$;
 c_g - теплоємність води, $c_g = 4,187 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;

$$M_{z.g} = \frac{n_{\text{бюд}} \cdot m \cdot a}{24 \cdot 3600}; \quad (2.5)$$

де m - кількість людей, які користуються гарячою водою, $m = 300$ чол.;
 a - норма витрати гарячої води для житлового приміщення заданого типу $a = 85 \text{ кг/добу}$.

$$M_{z.g} = \frac{1 \cdot 518 \cdot 85}{24 \cdot 3600} = 0,3 \text{ кг/с.}$$

$$Q_{z.g}^{cp} = 0,3 \cdot 1,396 \cdot 4,187 \cdot (55 - 5) = 87,67 \text{ кВт.}$$

2.1.2 Максимальна витрата теплоти, кВт

$$Q_{z.g}^{\max} = Q_{z.g}^{cp} \cdot \chi_z \cdot \chi_o, \quad (2.6)$$

де $\chi_z = 1,2$ - коефіцієнт добової нерівномірності [4];
 $\chi_o = 2,0$ - коефіцієнт місячної нерівномірності [4];

$$Q_{z.g}^{\max} = 87,67 \cdot 1,2 \cdot 2,0 = 210,4 \text{ кВт.}$$

2.1.3 Середня витрата теплоти за літній період, кВт

$$Q_{z.g}^{cp.l} = Q_{z.g}^{cp} \cdot \frac{t_z - t_{x.l}}{t_z - t_x} \cdot \beta; \quad (2.7)$$

$$Q_{z.g}^{cp.l} = 87,67 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 56,1 \text{ кВт.}$$

де $t_{x.l}$ - температура холодної води влітку, $t_{x.l} = 15^\circ\text{C}$.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

β - зниження витрат гарячого водопостачання в літній період, для м. Чернігів $\beta = 0,8$;

2.1.4 Річна витрата теплоти, МДж/рік

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{рік}} = [87,67 \cdot 187 + 56,1 \cdot (350 - 187)] \cdot 24 \cdot 3600 = 2,2 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік.}$$

де 350 – тривалість використання на рік навантаження на гаряче водопостачання з урахуванням 15 днів перерви на ремонт тепломереж та джерел теплопостачання.

Результати розрахунків зводимо у таблиці

Таблиця 2.2 – Максимальні витрати теплоти, кВт

Навантаження	Позначення	Величина
1 Витрата теплоти на опалення	Q_o	1015
2 Витрата теплоти на гаряче водопостачання		
- за опалювальний період	$(Q_{\text{г.в.}}^{\text{сп}})^*$	87,67
- максимальна	$Q_{\text{г.в.}}^{\text{max}}$	210,4
- за літній період	$(Q_{\text{г.в.}}^{\text{сп.л}})^*$	51,1
Сумарна витрата	Q_{Σ}	1225,4

* - для розрахунку сумарної витрати не враховуємо

Таблиця 2.3 – Річні витрати теплоти, МДж/рік

Навантаження	Позначення	Величина
1. Річна витрата теплоти на опалення	$Q_o^{\text{рік}}$	$7,96 \cdot 10^6$
2. Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання	$Q_{\text{г.в.}}^{\text{рік}}$	$2,2 \cdot 10^6$
Сумарна витрата	$Q_{\Sigma \text{ рік}}$	$10,16 \cdot 10^6$

2.3 Висновок за розділом 2

В розділі були проведені розрахунки і результат зведено до двох таблиць. В таблиці максимальних витрат визначено витрату теплоти на опалення 1015 кВт і максимальну витрату на гаряче водопостачання 210,4 кВт. Сумарна витрата за цій таблиці складає 1225,4 кВт. Річні витрати теплоти на ГВП та опалення представленні в таблиці 2.3 цього розділу. Сумарна річна витрата теплоти складає $10,16 \cdot 10^6$ МДж/рік.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК ПІДГРІВАЧА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

В якості підігрівача системи опалення був вибраний пластинчатий теплообмінник. Основним елементом теплообмінника є теплопередаючі пластини, виготовлених з корозійно - стійких сталей , методом холодної штамповки.

В робочому положенні пластини щільно прижаті одне до одної і утворюють щільні канали. На лицевій стороні кожної пластини в спеціальні канавки встановлена резина контурна прокладка, яка забезпечує герметичність каналів. Два з чотирьох отворів в пластині забезпечують підведення та відведення граючої середі або середі яку нагрівають до каналу. Два інших отвори, додатково ізольовані малими контурами прокладки які запобігають змішенню гріючої середі та середі які нагрівають. Для попередження змішування середовищ у випадку прориву одного з малих контурів прокладки передбачені дренажні пази.

Просторова звивиста течія речовини в каналах сприяє турбулізації потоків, а протиток між середою яку нагрівають і гріючою сприяє зростанню температурного напору і, як наслідок, інтенсифікації теплообміну при порівняно малих гідравлічних опорах. При цьому різко зменшується відкладення накипу на поверхні пластин.

Поверхня теплообміну апаратів утворена металевими пластинами з гофрованою поверхнею, які об'єднані в пакети. Робочі середовища рухаються між пластинами у зазорах (каналах), які утворились при наборі пластин.

Вибір величини зазору залежить від забруднення робочих середовищ та схильності середовищ до відкладень на стінках.

За способом збирання апаратів та ступенем доступності для механічного очищення і огляду поверхні пластин розрізняють розбірні, напіврозбірні та нерозбірні (зварні) пластинчасті теплообмінники. У розбірних апаратів пластини у зборі відокремлені одна від одної гумовими прокладками. У напіврозбірних апаратів дві зварені пластини утворюють блок. З таких блоків набирають необхідну теплообмінну поверхню. Ущільнення місць контакту окремих блоків відбувається гумовим прокладанням. У нерозбірних апаратів з'єднання пластин здійснюється зварюванням. Спосіб збирання пластин визначається діапазоном робочих параметрів.

Промисловість виготовляє теплообмінники з поверхнею теплообміну однієї пластини $F_0=0,1; 0,2; 0,3; 0,5; 0,63; 0,8; 1 \text{ м}^2$. Труби для монтажу застосовують безшовні із сталі 10 і 20.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для мереж гарячого водопостачання повинні застосовуватися оцинковані сталеві труби, які повинні з'єднуватися електрозварюванням під шаром флюсу.

Арматура на трубопроводах з Ду до 150 мм встановлюється з ручним приводом на більші діаметри встановлюється арматура з ручним приводом через редуктор. На трубопроводах якими приєднуються теплообмінники, колектори та системи підживлення встановлюється повнопрохідні шарові крани, інші трубопроводи можуть оснащуватися неповно прохідними шаровими кранами. Труби і арматура повинні бути вкриті тепловою ізоляцією з мінераловатних напівциліндрів, які після монтажу вкриваються рулонним склопластиком.

Схему за якою рухаються теплоносії в теплообміннику приймаємо протиточну, тому що така схема є найбільш доцільною у випадку водо-водяних підігрівників.

Для теплообмінного апарату приймаємо пластини ALFA LAVAL типу 0,5M.[7]

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пластини

Показник	Позначення	Одиниця	Значення величини
Пластина			
Габаритні розміри	$a \times b \times \delta^m$	мм	720
Поверхня теплообміну	$F_{пл}$	$м^2$	0,5
Вага (маса)	m	кг	5,6
Щілинні канали			
Крок гофрів	s	мм	20,8
Висота гофрів	h	мм	5
Кількість гофрів	n_c	шт	48
Еквівалентний діаметр каналу	d_e	м	0,0096
Площа перерізу каналу	$f_{пл}$	$м^2$	0,0024
Найбільший умовний діаметр штуцера	$D_{ш}$	мм	150
Теплопровідності стінки	$\lambda_{ст}$	Вт/м·°С	22
Гідравлічний коефіцієнт	c		15
Приведена довжина каналу	$L_{пр}$	м	1,0

3.1 Початкові дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_0 = 1015 \text{ кВт}$;
- температура води у прямому трубопроводі $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотному трубопроводі $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ\text{C}$;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення $t_{\text{прям.2}} = 95^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотному трубопроводі системи опалення $t_{\text{звор.2}} = 65^\circ\text{C}$.

3.2 Тепловий розрахунок

3.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

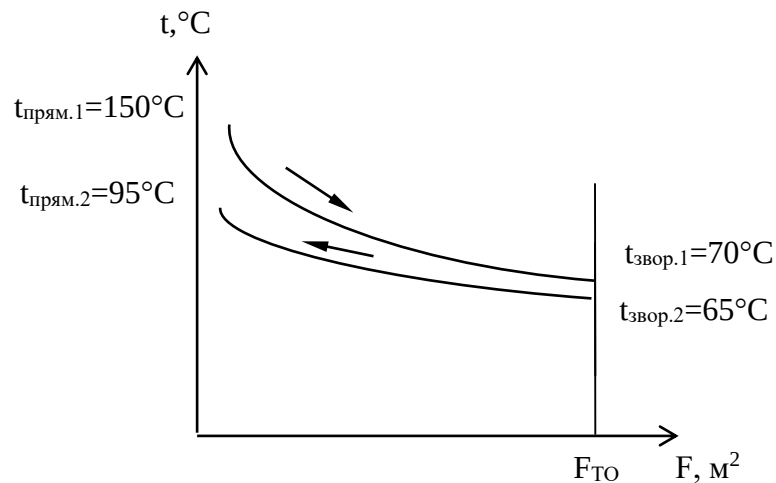


Рисунок 3.1-Графік зміни температур

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (3.1)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = 150 - 95 = 55^\circ\text{C}.$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\text{м}} = 70 - 65 = 5^\circ\text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{55 - 5}{\ln \frac{55}{5}} = 21^\circ\text{C}..$$

3.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника, °C

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}; \quad (3.2)$$

$$t_{cp1} = \frac{150 + 70}{2} = 110^\circ \text{C}.$$

По $t_{cp1} = 110^\circ \text{C}$ [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 951 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_1 = 1,6; \quad \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}; \quad (3.3)$$

$$t_{cp2} = \frac{95 + 65}{2} = 80^\circ \text{C}.$$

По $t_{cp2} = 80^\circ \text{C}$ [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 971,8 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_1 = 2,21; \quad \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

1.2.2.1 Температура стінки, °C

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (3.4)$$

$$t_c = \frac{110 + 80}{2} = 95^\circ \text{C}$$

По $t_n = 95^\circ \text{C}$ з таблиці 11[3] знаходимо теплофізичні параметри $Pr_c = 1,85$;

3.2.3 Витрати води у теплообміннику, кг/с

$$G_{on} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.} - t_{звор.})}; \quad (3.5)$$

$$G_{on1} = \frac{1015}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 3,03 \text{ кг/с};$$

$$G_{on2} = \frac{1015}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 8,08 \text{ кг/с}.$$

3.2.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_1 = z_2 = 5$.

Швидкість теплоносіїв у каналах теплообмінника розраховуємо за залежність (3.6)

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W = \frac{G_{on}}{z \cdot f \cdot \rho} \quad (3.6)$$

$$W_1 = \frac{3,03}{5 \cdot 0,0024 \cdot 951} = 0,265 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \frac{8,08}{5 \cdot 0,0024 \cdot 965,3} = 0,697 \text{ м/с}.$$

W_1 – швидкість гріючого теплоносія;

W_2 – швидкість теплоносія який нагрівається.

3.2.5 Температурний множник

$$A = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (3.7)$$

де λ_1 - теплопровідність теплоносія;

ν - кінематична вязкість теплоносія;

Pr – число Прандтля при середній температурі теплоносія;

Pr_c – число Прандтля при температурі стінки.

$$\dot{A}_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left(\frac{1,6}{1,85} \right)^{0,25} = 5017;$$

$$\dot{A}_2 = 0,1 \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,21^{0,43} \left(\frac{2,21}{1,85} \right)^{0,25} = 4961,1.$$

3.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · К)

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (3.8)$$

$$\alpha_1 = 5017 \frac{0,265^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 6671 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_2 = 4961,1 \frac{0,697^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 13364 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3.2.7 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (3.9)$$

де β_1 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;

приймаю $\beta_1=0,92 \dots 0,95=0,92$,

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

R_3 – термічний опір забрудненого слою, приймаю $R_3=0,0002 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$,

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{6671} + \frac{1}{13364} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1957 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}. \quad (3.10)$$

3.2.8 Площа поверхні нагріву, м^2

$$F = \frac{Q_0}{\kappa \Delta t}; \quad (3.11)$$

$$F = \frac{1015}{1957 \cdot 21} = 25,71 \text{ м}^2. \quad (3.12)$$

3.2.9 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача, шт

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}; \quad (3.13)$$

$$z_{nl} = \frac{25,71}{0,5} \approx 52 \text{ шт.}$$

3.2.10 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (3.14)$$

$$x = \frac{52 - 1}{5 + 5} = 6 \text{ шт.}$$

3.2.11 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (3.15)$$

$$z_{nl} = 6 \cdot 5 + 6 \cdot 5 + 1 = 61 \text{ шт.}$$

3.2.12 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м^2

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}; \quad (3.16)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 61 = 30,5 \text{ м}^2.$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Гідравлічний розрахунок

3.3.1 Число Рейнольдса

$$Re = \frac{W d_{\text{г}}}{\nu}; \quad (3.17)$$

$$Re_1 = \frac{0,265 \cdot 0,0096}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 9352,94;$$

$$Re_2 = \frac{0,697 \cdot 0,0096}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 18332,05;$$

3.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{Re^{0,25}}; \quad (3.18)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{9352,94^{0,25}} = 1,52;$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{18332,05^{0,25}} = 1,29;$$

3.3.3 Втрата тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P = \lambda \frac{L_{\text{гп}}}{d_{\text{г}}} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}; \quad (3.19)$$

$$\Delta P_1 = 1,52 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{6 \cdot 951 \cdot 0,265^2}{2} = 31722,38 \text{ Па};$$

3.3.4 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається, Па

$$\Delta P_2 = 1,29 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{6 \cdot 971,8 \cdot 0,697^2}{2} = 190319,01 \text{ Па};$$

3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\text{max}} = 1 \text{ м/с}$;

Патрубок для мережної води, м

$$D_{\text{он1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{он1}}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\text{max}}}}; \quad (3.20)$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,03}{\pi \cdot 951 \cdot 1}} = 0,064 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_{on1} = 100 \text{ мм}$ [14].

3.4.1 Патрубок для води внутрішньої системи опалення, м

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}; \quad (3.21)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,08}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1}} = 0,102 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_{on2} = 150 \text{ мм}$ [14].

3.5 Результати розрахунку теплообмінника системи опалення

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 3.2

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 3.2

Таблиця 3.2- Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування	Одиниця	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² · К)	1957
2 Загальна поверхня теплообміну	м ²	30,5
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	31722
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	190319
5 Кількість ходів	шт	6
6 Кількість пластин	шт	61
7 Діаметр патрубка мережної води	мм	100
8 Діаметр патрубка внутрішньої системи опалення	мм	150

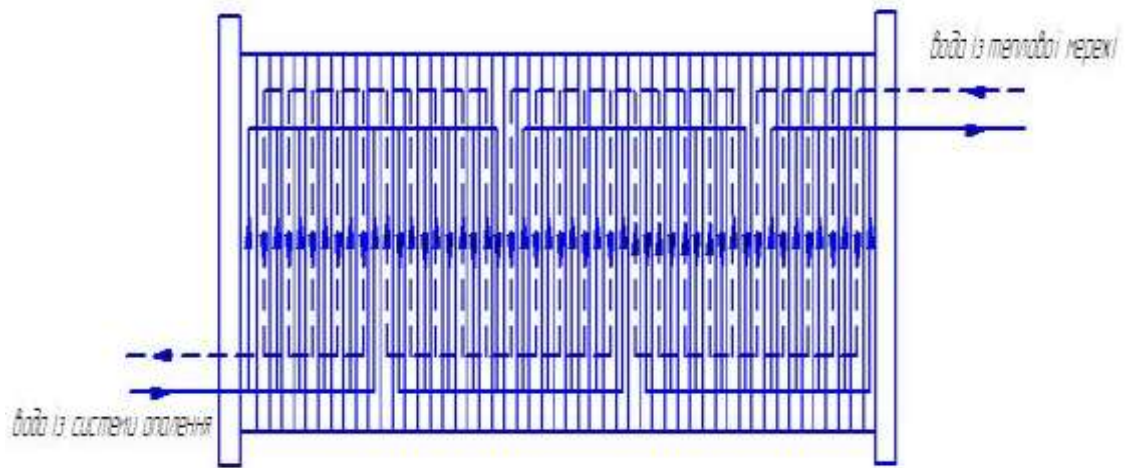


Рисунок 3.2 – Принципова схема теплообмінника системи опалення

$$\text{Схема компоновки } Cx = \frac{5+5+5+5+5+5}{5+5+5+5+5+6}$$

3.5 Висновок за розділом 3

Для розрахунку підігрівача системи опалення, використанні технічні характеристики пластинчастого теплообмінника ALFA LAVAL типу 0,5 М. За підсумками розрахунків, складено таблицю, в якій зазначено загальну поверхню теплообміну 30.5 м^2 , кількість пластин 61 шт., діаметр патрубків мережної води та патрубків системи опалення. Втрати тиску з мережної сторони так і з сторони води теж зазначені в таблиці. Схему теплообмінника системи опалення представлено на рисунку 3.2

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РОЗРАХУНОК ПІДГРІВАЧА СИСТЕМИ ГВП

В теплових пунктах необхідно використовувати водяні горизонтальні секційні кожухотрубні або пластинчаті водопідігрівники.

В якості підігрівачів води на ГВП були вибрані пластинчаті теплообмінники з пластинами типу 0,5М. Підігрівачі виконані у вигляді моноблоку, що значно зменшує площу розташування теплообмінників.

Підігрівач системи ГВП розбитий на дві зони з одноковим тепловим навантаженням, в кожній з яких здійснюється двохступеневий підігрів теплоносія. В першій ступені здійснюється підігрів води за рахунок води із зворотної магістралі. В другий ступені вода догрівається до необхідної температури теплом із прямої магістралі і постачається безпосередньо на водорозбірні прилади.

Теплове навантаження $Q_{a.a.}^{\max}$ порівну розділяється на дві зони підігріву, розраховані на 50 % продуктивності кожний. Розрахунок поверхні нагріву водо-водяних підігрівників для системи ГВП здійснюється при температурі води в подаючому трубопроводі теплової мережі, яка відповідає точці зламу температурного графіку.

Схему по якій рухаються теплоносії в теплообміннику приймаємо протиточну, тому що така схема є найбільш доцільною у випадку водо-водяних підігрівників.

4.1 Розрахунок теплових навантажень ГВП та витрат гарячої води

4.1.1 Вихідні данні:

а) I зона загальне максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання $Q_{z.6.}^{\max} = 105,2 \text{ кВт}$;

б) II зона загальне максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання $Q_{z.6.}^{\max} = 105,2 \text{ кВт}$;

в) розрахункова температура води :

- у прямому трубопроводі системи опалення $t_{\text{прям.2}}^p = 95^\circ \text{C}$;
- у зворотному трубопроводі системи опалення $t_{\text{звор.2}}^p = 65^\circ \text{C}$;
- у прямому трубопроводі $t_{\text{прям.1}}^p = 150^\circ \text{C}$;
- у зворотному трубопроводі $t_{\text{звор.1}}^p = 70^\circ \text{C}$;
- гарячої води $t_g = 55^\circ \text{C}$;
- холодної води $t_x = 5^\circ \text{C}$;

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.2 Середня температура води в опалювальних приборах, °C

$$t_{on.cp}^p = \frac{t_{np.2}^p + t_{36.2}^p}{2}; \quad (4.1)$$

$$t_{on.cp}^p = \frac{95 + 65}{2} = 80^\circ \text{C}.$$

4.1.3 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка

Приймаємо опалювальний коефіцієнт рівним $\varphi=0,34$;

$$t_3^{3l} = t_{\text{вн}}^p - \varphi_{on} (t_{\text{вн}}^p - t_{p.o}); \quad (4.2)$$

$$t_3^{3l} = 20 - 0,34 \cdot (20 + 23) = 5,38^\circ \text{C}.$$

де φ - опалювальний коефіцієнт який приймаємо рівним $\varphi=0,34$;

4.1.4 Температура мережної води у зворотному трубопроводі, °C

$$t_{звор.1}^{\min} = t_{прям.1}^{\min} - (t_{прям.1}^p - t_{звор.1}^p) \frac{t_{\text{вн}}^p - t_3^{3l}}{t_{\text{вн}}^p - t_{p.o}} \quad (4.3)$$

$$t_{звор.1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{20 - 5,38}{20 + 23} = 42,8^\circ \text{C}.$$

4.1.5 Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача

Недогрів чистої води : $\delta=6...10^\circ \text{C}$. Приймаємо $\delta=10^\circ \text{C}$

$$t_n = t_{звор}^{\min} - \delta; \quad (4.4)$$

$$t_n = 42,8 - 10 = 32,8^\circ \text{C}.$$

4.1.6 Теплове навантаження водонагрівачів

а) Теплове навантаження першої ступені, кВт

$$Q_{звн1} = Q_{з.в.}^{\max} \frac{t_n - t_x}{t_z - t_x}; \quad (4.5)$$

$$Q_{звн1} = 105,2 \frac{32,8 - 5}{55 - 5} = 58,5 \text{ кВт}.$$

б) Теплове навантаження другої ступені, кВт

$$Q_{звн2} = Q_{з.в.}^{\max} - Q_{звн1}; \quad (4.6)$$

$$Q_{звн2} = 102,5 - 58,5 = 44 \text{ кВт}.$$

4.1.7 Масова витрата води на ГВП у ступенях підігрівача

а) перша ступінь, кг/с

$$G_{з.в.1} = \frac{Q_{з.в.}^{\max}}{c_p \cdot (t_z - t_x)}; \quad (4.7)$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{z.6.1} = \frac{102,5}{4,187 \cdot (55 - 5)} = 0,48 \text{ кг/с.}$$

б) друга ступінь, кг/с

$$G_{z.6.2} = G_{z.6.1} + 0,1 \cdot G_{z.6.1}; \quad (4.8)$$

$$G_{z.6.2} = 0,48 + 0,1 \cdot 0,48 = 0,528 \text{ кг/с.}$$

4.1.8 Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої води, кг/с

$$G_{z2} = \frac{Q_{згн2}}{c_p (t_{прям1}^{\min} - t_{згор1}^{\min})}; \quad (4.9)$$

$$G_{z2} = \frac{44}{4,187 (70 - 42,8)} = 0,39 \text{ кг/с.}$$

4.1.9 Витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря, рівній температурі у точці зламу, кВт

$$Q_o^{3л} = Q_o \frac{t_{вн}^p - t_3^{3л}}{t_{вн}^p - t_{p.o}^p}; \quad (4.10)$$

$$Q_o^{3л} = 1015 \cdot \frac{20 - 5,38}{20 + 23} = 345,1 \text{ кВт.}$$

4.1.10 Витрата мережної води на опалення у точці зламу, кг/с

$$G_{on}^{3л} = \frac{Q_o^{3л}}{c_p (t_{прям.1}^{\min} - t_{згор.1}^{\min})}; \quad (4.11)$$

$$G_{on}^{3л} = \frac{345,1}{4,187 \cdot (70 - 42,8)} = 3,03 \text{ кг/с.}$$

4.1.11 Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача, кг/с

$$G_{z1} = \varphi (G_{z2} + G_{on}^{3л}); \quad (4.12)$$

$$G_{z1} = 0,85 \cdot (0,39 + 1,515) = 1,619 \text{ кг/с.}$$

де $\varphi = 0,85$ - коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, котра не попадає у першу ступінь водонагрівача;

4.1.12 Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву, °C

$$t_{36}^1 = t_{згор.1}^{\min} - \frac{Q_{згн1}}{c_p \cdot G_{z1}}; \quad (4.13)$$

$$t_{36}^1 = 42,8 - \frac{55,5}{4,187 \cdot 1,619} = 34,2 \text{ °C.}$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Розрахунок першої ступені підігрівача

4.2.1 Початкові дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на першу ступінь $Q_{\text{ген1}} = 58,5 \text{ кВт}$;
- температура мережної води на вході $t'_1 = t_{36}^{\text{min}} = 42,8^\circ\text{C}$;
- температура мережної води на виході $t''_1 = t_p = 34,2^\circ\text{C}$;
- температура холодної води $t'_2 = t_x = 5^\circ\text{C}$;
- температура гарячої води на виході з першої ступені $t''_2 = t_p = 32,8^\circ\text{C}$.

4.2.2 Тепловий розрахунок

4.2.2.1 Середньологарифмічна різниця температур

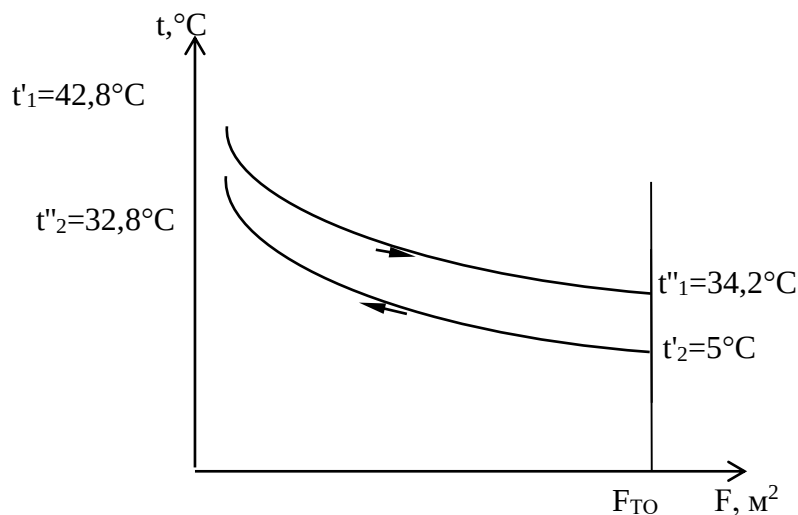


Рисунок 4.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (4.14)$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\text{м}} = 42,8 - 32,8 = 10^\circ\text{C}.$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = 34,2 - 5 = 29,2^\circ\text{C}.$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{29,2 - 10}{\ln \frac{29,2}{10}} = 17,9^\circ\text{C}$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

4.2.2.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника, °C

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}; \quad (4.15)$$

$$t_{cp1} = \frac{42,8 + 34,2}{2} = 38,5^\circ\text{C}.$$

По $t_{cp1} = 38,5^\circ\text{C}$ з [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 992,7 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_1 = 4,47; \quad \nu_1 = 0,68 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_1 = 63,23 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}; \quad (4.16)$$

$$t_{cp2} = \frac{32,8 + 5}{2} = 18,9^\circ\text{C}.$$

По $t_{cp2} = 18,9^\circ\text{C}$ з [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 998,4 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_2 = 7,3; \quad \nu_2 = 1,039 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_2 = 59,6 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

4.2.2.3 Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (4.17)$$

$$t_c = \frac{38,5 + 18,9}{2} = 28,7^\circ\text{C}.$$

По $t_c = 28,7^\circ\text{C}$ з [3] знаходимо теплофізичні параметри $Pr_c = 5,62$;

Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5М.

Технічна характеристика див у п. 3.2.4

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_1 = z_2 = 3$,

$$W_1 = \frac{G_{\text{зг1}}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho}; \quad (4.18)$$

$$W_1 = \frac{1,619}{3 \cdot 0,0024 \cdot 992,7} = 0,23 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \frac{G_{\text{зг1}}}{z_2 \cdot f_2 \cdot \rho_2}; \quad (4.19)$$

$$W_2 = \frac{0,48}{3 \cdot 0,0024 \cdot 998,4} = 0,066 \text{ м/с}.$$

4.2.2.4 Температурний множник

$$A = 0,1 \frac{\lambda}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (4.20)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{63,23 \cdot 10^{-2}}{(0,68 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 4,47^{0,43} \left(\frac{4,47}{5,62} \right)^{0,25} = 3396$$

$$A_2 = 0,1 \frac{59,6 \cdot 10^{-2}}{(1,039 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 7,3^{0,43} \left(\frac{7,3}{5,62} \right)^{0,25} = 3291$$

4.2.2.5 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (4.21)$$

$$\alpha_1 = 3396 \frac{0,23^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 4072 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\alpha_2 = 3291 \frac{0,066^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 1587 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

4.2.2.6 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°C)

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (4.22)$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаю $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$,

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаю $R_3 = 0,0002 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}/\text{Вт}$,

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{4072} + \frac{1}{1587} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 821 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

4.2.2.7 Площа поверхні нагріву, м²

$$F = \frac{Q_{gen1}}{\kappa \Delta t}; \quad (4.23)$$

$$F = \frac{58500}{821 \cdot 17,9} = 4 \text{ м}^2.$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2.8 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача, шт

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}; \quad (4.24)$$

$$z_{nl} = \frac{4}{0,5} \approx 8 \text{ шт.}$$

4.2.2.9 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (4.25)$$

$$x = \frac{8 - 1}{3 + 3} = 2 \text{ шт.}$$

4.2.2.10 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (4.26)$$

$$z_{nl} = 2 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 = 13 \text{ шт.}$$

4.2.2.11 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}; \quad (4.27)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 13 = 6,5 \text{ м}^2.$$

4.2.3 Гідравлічний розрахунок

4.2.3.1 Число Рейнольдса

$$Re = \frac{W \cdot d_2}{\nu}; \quad (4.28)$$

$$Re_1 = \frac{0,23 \cdot 0,0096}{0,68 \cdot 10^{-6}} = 3247;$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_2}{\nu_2} = \frac{0,066 \cdot 0,0096}{1,039 \cdot 10^{-6}} = 609,81.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{Re^{0,25}}; \quad (4.29)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{3247^{0,25}} = 1,98;$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{609,81^{0,25}} = 3,02.$$

4.2.3.2 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{2}; \quad (4.30)$$

$$\Delta P_1 = 1,98 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{2 \cdot 992,7 \cdot 0,23^2}{2} = 10831 \text{ Па};$$

4.2.3.3 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається, Па

$$\Delta P_2 = 3,02 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{2 \cdot 998,4 \cdot 0,066^2}{2} = 1368,13 \text{ Па}.$$

4.2.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1 \text{ м/с}$;

4.2.4.1. Патрубок мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{c1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}; \quad (4.31)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,619}{\pi \cdot 992,7 \cdot 1}} = 0,046 \text{ м} \approx 100 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{on1} = 100 \text{ мм}$ [15].

4.2.4.2 Патрубок для води внутрішньої системи опалення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{c1}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}; \quad (4.32)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,48}{\pi \cdot 998,4 \cdot 1}} = 0,025 \text{ м} \approx 100 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{on2} = 100 \text{ мм}$ [15].

4.2.5 Результати розрахунку теплообмінника системи ГВП першої ступені.

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 4.1 Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 4.2.

Таблиця 4.1- Характеристики першої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}$	821
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	6,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	10831
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	1368,13
5. Кількість ходів	шт	2
6. Кількість пластин	шт	13
7. Діаметр патрубків мережної води	мм	100
8. Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	мм	100

4.2.6 Принципова схема компоновки теплообмінника першої ступені ГВП

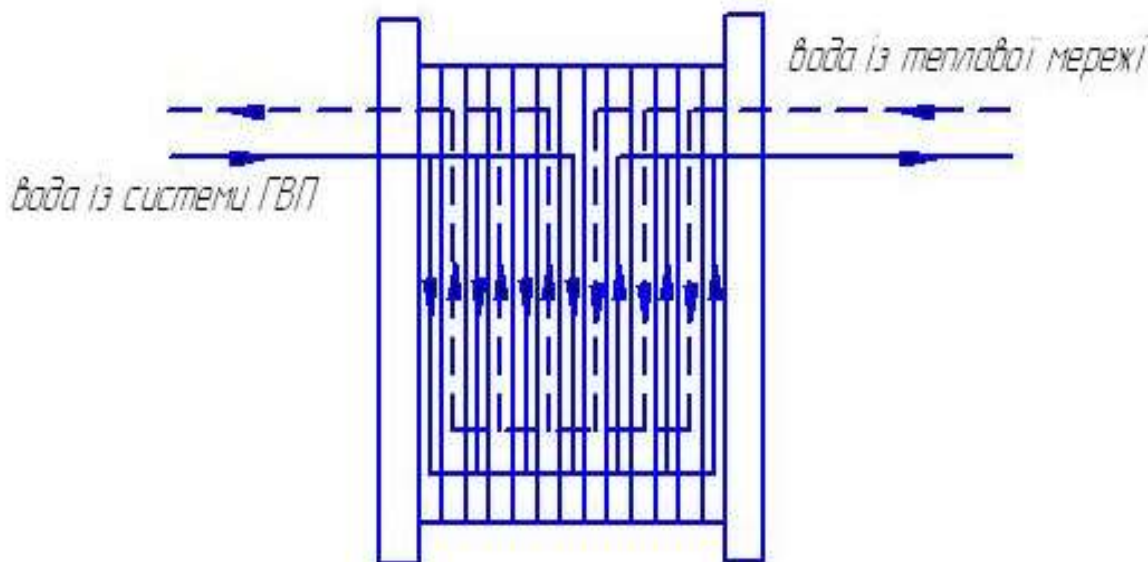


Рисунок 4.2 – Принципова схема теплообмінника першої ступені системи ГВП

$$\text{Схема компоновки } C_x = \frac{3+3}{3+4}.$$

4.3 Розрахунок другої ступені підігрівача

4.3.1 Початкові дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на другу ступінь $Q_{\text{ген}2} = 44 \text{ кВт}$;
- температура мережної води на вході $t'_1 = t_{\text{пр}}^{\text{min}} = 70^\circ \text{C}$;
- температура мережної води на виході $t''_1 = t_{\text{зб}}^{\text{min}} = 42,8^\circ \text{C}$;
- температура гарячої води на виході з другої ступені $t''_2 = t_{\text{с}} = 55^\circ \text{C}$.

4.3.2 Тепловий розрахунок

4.3.2.1 Температура гарячої води на вході в другу ступінь підігрівача ГВП, $^\circ \text{C}$

$$t'_2 = t''_2 - \frac{Q_{\text{ген}2}}{G_{\text{сб}2} \cdot c_p}; \quad (4.33)$$

$$t'_2 = 55 - \frac{44}{0,528 \cdot 4,187} = 35,1^\circ \text{C};$$

4.3.2.2 Середньологарифмічна різниця температур

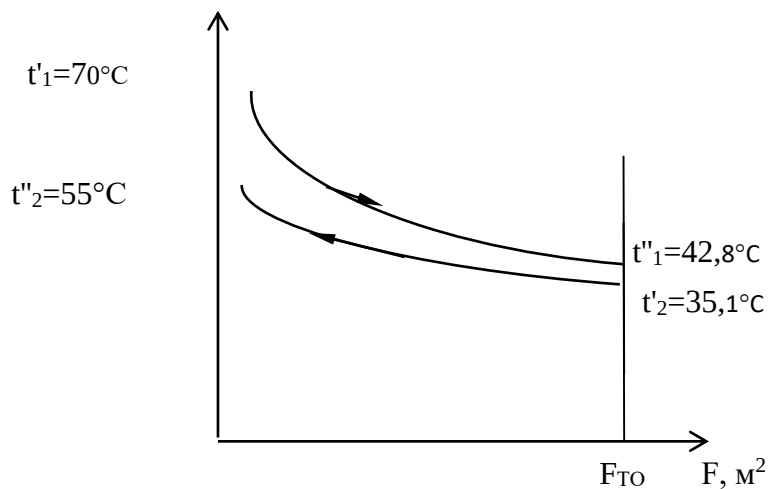


Рисунок 4.3 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}}}; \quad (4.34)$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\text{м}} = 42,8 - 35,1 = 7,7^\circ \text{C}.$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\phi} = 70 - 55 = 15^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{15 - 7,7}{\ln \frac{15}{7,7}} = 10,95^{\circ}\text{C}.$$

4.3.2.3 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}; \quad (4.35)$$

$$t_{cp1} = \frac{70 + 42,8}{2} = 56,4^{\circ}\text{C}.$$

По $t_{cp1} = 56,4^{\circ}\text{C}$ з [3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_1 = 984,96 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_1 = 3,18; \quad \nu_1 = 0,51 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_1 = 65,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot ^{\circ}\text{K)}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}; \quad (4.36)$$

$$t_{cp2} = \frac{55 + 35,1}{2} = 45,05^{\circ}\text{C}.$$

По $t_{cp2} = 45,05^{\circ}\text{C}$ з таблиці 11[3] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 990,12 \text{ кг/м}^3; \quad Pr_2 = 3,92; \quad \nu_2 = 0,606 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_2 = 64,15 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot ^{\circ}\text{K)}.$$

4.3.2.4 Температура стінки, $^{\circ}\text{C}$

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (4.37)$$

$$t_c = \frac{56,4 + 45,05}{2} = 50,72^{\circ}\text{C}.$$

По $t_c = 50,72^{\circ}\text{C}$ з [3] знаходимо теплофізичні параметри $Pr_c = 3,5$;

4.3.2.5 Швидкість теплоносіїв у каналах

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5М.

Технічна характеристика див у п. 3.2.4

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_1 = z_2 = 2$,

$$W_1 = \frac{G_{z2}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}; \quad (4.38)$$

$$W_1 = \frac{0,39}{2 \cdot 0,0024 \cdot 984,96} = 0,082 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \frac{G_{\text{зг2}}}{z_2 \cdot f \cdot \rho_2}; \quad (4.39)$$

$$W_2 = \frac{0,528}{2 \cdot 0,0024 \cdot 990,12} = 0,11 \text{ м/с.}$$

4.2.3.6 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (4.40)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{65,5 \cdot 10^{-2}}{(0,51 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left(\frac{3,18}{3,5} \right)^{0,25} = 3864;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{64,15 \cdot 10^{-2}}{(0,606 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,92^{0,43} \left(\frac{3,92}{3,5} \right)^{0,25} = 3854,6.$$

4.3.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (4.41)$$

$$\alpha_1 = 3864 \frac{0,082^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 2182 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$\alpha_2 = 3854,6 \frac{0,11^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 2698 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

4.3.2.8 Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (4.42)$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;
приймаю $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаю $R_3 = 0,0002$,

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{2182} + \frac{1}{2698} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 856,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

4.3.2.9 Площа поверхні нагріву, м²

$$F = \frac{Q_{\text{згн2}}}{\kappa \Delta t}; \quad (4.43)$$

$$F = \frac{44000}{856,3 \cdot 10,95} = 4,7 \text{ м}^2.$$

4.3.2.10 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача, шт

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}; \quad (4.44)$$

$$z_{nl} = \frac{4,7}{0,5} \approx 10 \text{ шт.}$$

4.3.2.11 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (4.45)$$

$$x = \frac{10 - 1}{2 + 2} \approx 3.$$

4.3.2.12 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (4.46)$$

$$z_{nl} = 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 1 = 13 \text{ шт.}$$

4.3.2.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}; \quad (4.47)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 13 = 6,5 \text{ м}^2.$$

4.3.3 Гідравлічний розрахунок

4.3.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{W d_s}{\nu}; \quad (4.48)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,082 \cdot 0,0096}{0,51 \cdot 10^{-6}} = 1543,52;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,11 \cdot 0,0096}{0,606 \cdot 10^{-6}} = 1742,57.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = \frac{c}{\text{Re}^{0,25}}; \quad (4.49)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{1543,52^{0,25}} = 2,39$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{1742,57^{0,25}} = 2,32$$

4.3.3.2 Втрата тиску у каналах з мережної сторони, Па

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P = \lambda \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho \cdot W^2}{2}; \quad (4.50)$$

$$\Delta P_1 = 2,39 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{3 \cdot 984,96 \cdot 0,082^2}{2} = 2473,22 \text{ Па.}$$

4.3.3.3 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається, Па

$$\Delta P_2 = 2,32 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{3 \cdot 990,12 \cdot 0,11^2}{2} = 4342,91 \text{ Па.}$$

4.3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1 \text{ м/с}$;

4.3.4.1 Патрубок мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z2}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}; \quad (4.51)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,39}{\pi \cdot 984,96 \cdot 1}} = 0,022 \text{ м} \approx 100 \text{ мм.}$$

4.3.4.2 Патрубок внутрішньої системи палення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}; \quad (4.52)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,528}{\pi \cdot 990,12 \cdot 1}} = 0,026 \text{ м} \approx 100 \text{ мм.}$$

4.3.5 Результати розрахунку теплообмінника системи ГВП другої ступені.

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 4.2 Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 4.4

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2- Характеристики другої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² ·К)	856,3
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	6,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	2473,22
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	4342,91
5. Кількість ходів	шт	3
6. Кількість пластин	шт	13
7. Діаметр патрубків мережної води	мм	100
8. Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	мм	100

4.3.6 Принципова схема компоновки теплообмінника другої ступені ГВП.

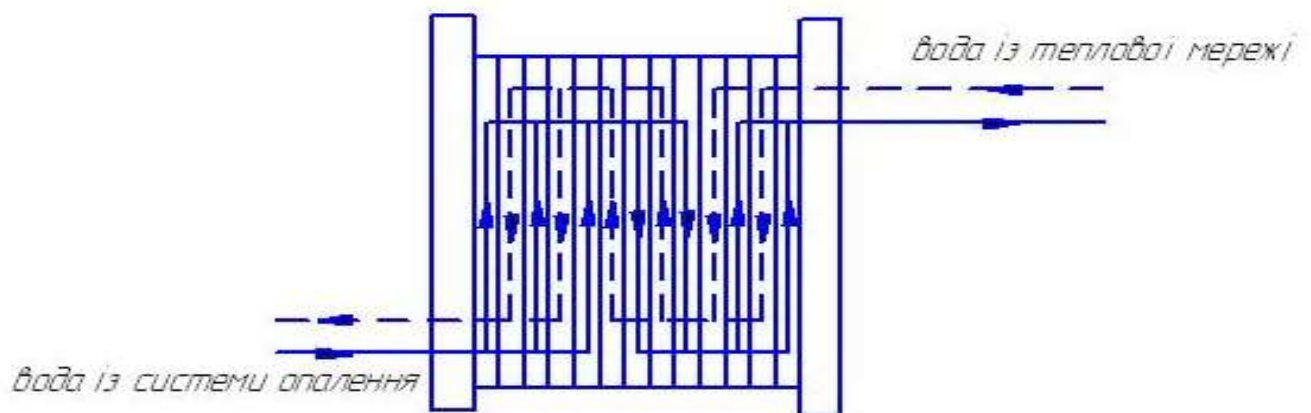


Рисунок 4.4 – Принципова схема теплообмінника другої ступені системи опалення

$$\text{Схема компоновки } Cx = \frac{2+2+2}{2+2+3}.$$

4.4 Висновок до розділу 4

В розділі 4 були проведені розрахунки і підібрано пластинчасті теплообмінники, необхідні для роботи ІТП по забезпеченню споживачів гарячою водою.

В цьому розділі після проведених розрахунків, для визначення підігрівачів першого та другого ступенів, було складено дві таблиці з технічними характеристиками теплообмінника для кожної ступені. Площа загальної поверхні кожного теплообмінника $6,5 \text{ м}^2$ кількість пластин в кожному теплообміннику 13 штук. Схему компоновки теплообмінників наведено після таблиці з технічними характеристиками. Діаметри патрубків в обох теплообмінників 100 мм. Підігрівач гарячого водопостачання розбитий на дві зони де кожна зона являє собою двохступеневий підігрів води. Я розрахував теплові навантаження водонагрівачів першої та другої ступені, витрати води в двох ступенях підігріву. Для першої ступені витрата складає 58,5 кВт, для другої ступені 44 кВт. Також розраховані масові витрати води які складають в першій ступені 0.48 кг/с, в другій 0.528 кг/с.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ВИБІР ОСНОВНОГО ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Вибір циркуляційного насосу системи опалення

В системах водяного опалення потрібна значно менша потужність насосів, ніж у водопровідних системах. Насоси розвивають напір, який повинен подолати лише гідравлічний опір у замкненому контурі. А зазвичай вони не можуть підняти воду на всю висоту будівлі і забезпечити підживлення системи. Таким чином, циркуляційні насоси розраховують тільки на переміщення води по замкненому кільці трубопроводів місцевої системи опалення.

Для організації схеми із 100 відсотковим резервуванням насосного обладнання самі насоси включені паралельно.

5.1.1 Продуктивність циркуляційних насосів, м³/год

$$G_o^H = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_{\text{прям.2}} - t_{\text{звор.2}}) \cdot c \cdot \rho}; \quad (5.1)$$

де $Q_o = 933$ кВт - загальне максимальне теплове навантаження на опалення;

$t_{\text{прям.2}}^p = 95^\circ \text{C}$ - температура води у прямому трубопроводі системи опалення;

$t_{\text{звор.2}}^p = 65^\circ \text{C}$ - температура води у зворотному трубопроводі системи опалення;

$\rho = f(t_{\text{звор.2}} = 65^\circ \text{C}) = 980,5$ кг/м³ - густина води;

$$G_o^H = \frac{933 \cdot 3600}{(95 - 65) \cdot 4,187 \cdot 980,5} = 29,66 \text{ м}^3/\text{год.}$$

5.1.2 Гідравлічний опір замкнутого контуру системи опалення

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = \Delta p_{\text{ф}}^0 + \Delta p_{\text{р.с}}^0 + H_o; \quad (5.2)$$

де $\Delta p_{\text{ф}}^0 = 2$ м вод. ст. - максимальний гідравлічний опір фільтра;

$\Delta p_{\text{р.с}}^0 = 3$ м вод. ст. – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів;

H_o – гідравлічний опір по висоті будинку (висота будинку + запас 5м. $H_o = 59$ м. вод. ст.)

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = 2 + 3 + 59 = 64 \text{ м. вод. ст.}$$

Робочий тиск який повинні створювати циркуляційних насосі має задовольняти умову:

$$p_n^0 \geq \Delta p_{\text{сист}}^0; \quad (5.3)$$

$$p_n^0 \geq 64 \text{ м. вод. ст.}$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1.3 Робоча точка циркуляційного насосу системи опалення

$$G_o^H = 29,66 \text{ м}^3/\text{год}, p_n^0 \geq 64 \text{ м. вод. ст.}$$

У якості циркуляційного насосу системи опалення вибираю насос Grundfos TPE 50-900/2-S A-F-A BAQE з номінальною потужністю $N=22$ кВт і частотою обертання $n=2900$ об/хв.

З умови 100 відсоткового резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

5.2 Вибір підживлюючого насосу системи опалення

Для системи опалення, підключеній по незалежній схемі, передбачується підживлення теплоносієм із зворотної магістралі, так як має місце витік води через нещільності контуру системи опалення.

Тому необхідно вибрати живильний насос, який буде виконувати цю функцію.

5.2.1 Робочий тиск підживлюючого насосу

Живильний насос має розраховуватися на гідравлічний опір, який буде відповідати висоті будівлі + запас 5м. Так як насос повинен піднімати теплоносій на останній поверх будівлі.

$$H_H = h_a + \Delta h_T + 5; \quad (5.4)$$

де h_a – висота будівлі;

Δh_T – поправочний коефіцієнт на тертя в трубопроводі;

$$\Delta h_T = f(u);$$

де u – швидкість руху теплоносія у трубопроводі (приймаємо $u = 1$ м/с);

$$\Delta h_T = \lambda \cdot \frac{h_a}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}; \quad (5.5)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя ($\lambda = 0,03$);

d – діаметр трубопроводу ($d = 50$ мм).

$$\Delta h_T = 0,03 \frac{54}{50 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 10} = 1,6 \text{ кПа} = 0,16 \text{ м. вод. ст.};$$

Знайдемо напір який повинен створювати насос щоб підняти воду на останній поверх будинку:

$$H_H = 54 + 5 + 0,16 = 59,16 \text{ м. вод. ст.}$$

Напір який повинен створювати підживлюючий насос має задовольняти умові:

$$H_H \geq H_{H_{\text{сист}}}; \quad (5.3)$$

$$H_H \geq 59,16 \text{ м. вод. ст.}$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2.2 Продуктивність підживлюючого насосу, м³/год

При виборі підживлюючих насосів подачу насосу необхідно приймати в розмірі 20 % об'єму води, яка знаходиться в трубопроводах теплової мережі і систем опалення підключених до теплообмінника.

$$G_{жив}^o = 0,2 \cdot G_o^H; \quad (5.7)$$

$$G_{жив}^o = 0,2 \cdot 8,08 = 1,616 \text{ м}^3/\text{год};$$

5.2.3 Робоча точка підживлюючого насосу системи опалення, м³/год

$$G_{жив} = 1,616 \text{ м}^3/\text{год}, H_H \geq 59,16 \text{ м. вод. ст.};$$

У якості живильного насосу системи опалення вибираю насос Grundfos CRN 3-29 A-CA-G-E HQQE з номінальною потужністю N=2,2 кВт та із частотою обертання n=2900 об/хв.

5.3 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

Циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання забезпечують циркуляцію гарячої води у системі, підтримуючи її температуру у точках відбору постійною.

Застосування циркуляційних насосів у системах ГВП дозволяє зекономити до 10 відсотків енергії, що споживається. Контур рециркуляції включається між першою і другою ступенями теплообмінника гарячого водопостачання.

Насос повинен забезпечити 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП .

5.3.1 Витрата води системи рециркуляції, м³/год

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_{г.в.1} \cdot 3600}{\rho}; \quad (5.4)$$

де $G_{г.в.1} = 0,48 \text{ кг/с}$ - масова витрата гарячої води у першій ступені підігрівача ГВП,

$\rho = f(t_p = 30^\circ \text{C}) = 995,7 \text{ кг/м}^3$ - густина води;

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 0,48 \cdot 3600}{995,7} = 0,17 \text{ м}^3/\text{год}.$$

5.3.2 Гідравлічний опір замкненого контуру системи гарячого водопостачання, кПа

$$\Delta p_{сис}^{ГВП} = \Delta p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{тр}, \quad (5.5)$$

де $\Delta p_2 = 4,4 \text{ кПа}$ – витрата тиску в каналах теплообмінника другої ступені підігріву зі сторони води, яка нагрівається;

$\Delta p_{\phi} = 20 \text{ кПа}$ - максимальний гідравлічний опір фільтра;

$\Delta p_{р.с} = 20 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір трубопроводів;

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_{сис}^{ГВП} = 4,4 + 20 + 20 = 44,4 \text{ кПа.}$$

5.3.3 Необхідний набір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання, кПа

$$p_n^{ГВП} \geq \Delta p_{сис}^{ГВП}, \quad (5.6)$$

$$p_n^{ГВП} \geq 44,4 \text{ кПа.}$$

5.3.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання, кПа

$$G_p = 0,17 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}, \quad p_n^{ГВП} \geq 44,4 \text{ кПа}$$

У якості рецеркуляційного насосу системи гарячого водопостачання вибираю насос GRUNDFOS MAGNA 25-60 з номінальною потужністю N=0,85кВт.

З умови 100 відсоткового резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

5.4 Вибір підвищувальних насосів системи ГВП

Підкачуючі насоси системи ГВП служать для постачання гарячої води з II зони підігрівачів у верхню частину будівлі. Необхідно вибрати такі насоси, які здатні створити тиск у системі ГВП достатній для того щоб підняти воду на останній поверх будівлі з урахуванням запасу який дорівнює 5м.

5.4.1 Витрата води в системі ГВП II-ї зони з урахуванням рецеркуляції, м³/год

$$G_{2.6.2} = 3,06 + 0,1 \cdot 3,06 = 3,37 \text{ м}^3/\text{год.}$$

5.4.2 Гідравлічний опір системи ГВП II-ї зони

$$H_{ГВП} = h_o + \Delta h_T + 5; \quad (5.7)$$

де h_o – висота будівлі;

Δh_T – поправочний коефіцієнт на тертя в трубопроводі;

$$\Delta h_T = f(u);$$

де u – швидкість руху теплоносія у трубопроводі (приймаємо $u = 1 \text{ м/с}$);

$$\Delta h_T = \lambda \cdot \frac{h_o}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}; \quad (5.8)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя ($\lambda = 0,03$);

d – діаметр трубопроводу ($d = 50 \text{ мм}$).

$$\Delta h_T = 0,03 \frac{54}{50 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 10} = 1,6 \text{ кПа} = 0,16 \text{ м. вод. ст.};$$

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знайдемо напір який повинен створювати насос щоб підняти воду на останній поверх будинку:

$$H_{ГВП} = 54 + 5 + 0,16 = 59,16 \text{ м. вод. ст.}$$

Робочий тиск який повинні створювати живільний насос має задовольняти умову:

$$H_{ГВП} \geq H_{сист}^{ГВП}; \quad (5.9)$$

$$H_{ГВП} \geq 59,16 \text{ м. вод. ст.}$$

5.4.3 Необхідний набір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

$$H_{ГВП} \geq H_{сист}^{ГВП}, \quad (5.10)$$

$$H_{ГВП} \geq 59,16 \text{ м. вод. ст.}$$

5.4.4 Робоча точка підкачуючого насосу системи ГВП, м³/год

$$G_{гв2} = 3,37 \text{ м}^3/\text{год}, H_{ГВП} \geq 59,16 \text{ м. вод. ст.}$$

У якості підкачуючого насосу системи гарячого водопостачання вибираю насос GRUNDFOS MAGNA 50-80 з номінальною потужністю N=2,2 кВт з частотою обертання n=2900 об\хв.

З умови 100 відсоткового резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

5.5 Вибір розширювального баку системи опалення

Внутрішній простір всіх елементів системи опалення заповнено водою. Об'єм води у системі опалення у процесі експлуатації змінюється: при підвищенні температури води – збільшується, при зниженні – зменшується. Зміну об'єму води компенсує розширювальний бак. Конструкція баку являє собою циліндричну ємність, яка розділена на дві частини мембраною: одна частина – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При нагріванні надлишковий об'єм води поступає в бак, стискуючи газ, як у баці, так і у системі в цілому. При охолодженні вода з баку під тиском зі сторони баку повертається в систему. Така система дозволяє розміщувати розширювальні баки безпосередньо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення. Що суттєво спрощує контроль за роботою баку та його обслуговування.

5.5.1 Загальний об'єм води, яка циркулює у системі, м³

$$V_a = \beta \cdot N_{оп.пр} \cdot n_{бод} \cdot V_{оп.пр}. \quad (5.11)$$

де β - коефіцієнт який враховує об'єм води у подаючих та зворотних трубопроводах;

$N_{оп.пр}$ – кількість опалювальних пристроїв на один будинок;

$V_{оп.пр}$ – середній об'єм опалювального пристрою;

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_a = 1,5 \cdot 306 \cdot 1 \cdot 0,007 = 3,2 \text{ м}^3.$$

5.5.2 Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури), м^3

$$V_e = \frac{V_a \cdot n}{100}, \quad (5.12)$$

де n – коефіцієнт температурного розширення

$$n(t_{\max} = 95^\circ \text{C}) = 3,59;$$

$$n(t_n^{37} = 42,8^\circ \text{C}) = 0,874;$$

$$n = n_1 - n_2 = 3,59 - 0,874 = 2,716$$

$$V_e = \frac{3,2 \cdot 2,716}{100} = 0,087 \text{ м}^3.$$

5.5.3 Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баці, м^3

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}; \quad (5.13)$$

$$V_v = \frac{3,2 \cdot 0,5}{100} = 0,016 \text{ м}^3.$$

5.5.4 Мінімальний об'єм розширювального баку, м^3

$$V_{\min} = (V_e + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (5.14)$$

де p_0 – підвищений тиск газу, який переважає у розширювальному баці при відсутності тиску води, приймаю $p_0 = 30 \text{ м.вод.ст.}$

$$V_{\min} = (0,087 + 0,016) \cdot \frac{70 + 10}{70 - 30} = 0,21 \text{ м}^3.$$

Вибираємо розширювальний бак типу Reflex_E об'ємом $1,0 \text{ м}^3$.

5.6 Висновок за розділом 5

В розділі 5 я підібрав насоси на систему опалення, а саме: циркуляційний насос Grundfos TRE з номінальною потужністю $N=22 \text{ кВт}$, підживлюючий насос Grundfos CRN з номінальною потужністю $N=2,2 \text{ кВт}$. Також було вибрані насоси на гаряче водопостачання, а саме: циркуляційний насос Grundfos MAGNA 25-60 з номінальною потужністю $N=0,85 \text{ кВт}$, підвищувальний насос Grundfos MAGNA 50-80 з номінальною потужністю $N=2,2 \text{ кВт}$.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Охорона праці при монтажі об'єктів ТП на підприємствах будівельного комплексу має велике значення, так як виконання всіх норм та вимог по охороні праці дозволяє забезпечити:

- безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці;
- попередження травматизму, професійних захворювань та отруєнь;
- попередження вибухів та пожеж на виробництві;
- електробезпека та безпека робіт при будівництві, монтажі, наладці та експлуатації електрообладнання;
- питання правової охорони та організації праці.

Тема дипломного проекту «Індивідуальний тепловий пункт за адресою: м.Чернігів, Деснянський район, вул. Терентія Кореня, 9».

Теплоносій – вода з параметрами: тиск теплоносія у подавальному трубопроводі на ввіді в тепловий пункт: $P_{\text{п}} = 0,94$ Мпа; тиск теплоносія у зворотному трубопроводі на ввіді в тепловий пункт: $P_{\text{зв}} = 0,25$ Мпа; температура в подавальному трубопроводі: $t_{\text{п}} = 150$ °С; температура в зворотному трубопроводі: $t_{\text{зв}} = 70$ °С.

При монтажі об'єкта ТП та його експлуатації слід звертати увагу на основні фактори, які можуть призвести до травмування людини:

- небезпечні роботи при вантажно-розвантажних роботах;
- електро і газозварювальні роботи;
- роботи в діючих електроустановках, які працюють під напругою;
- роботи на висоті;
- робота у траншеях, колодязях;
- при експлуатації – діюче обладнання, яке знаходиться під тиском, високою температурою, під напругою та обертаючі частини механізму.

Приймаючи до уваги тему дипломного проекту, у даному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкта, а також визначені основні технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії і відповідні заходи з пожежної безпеки та профілактики.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкта

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно з нормативними документами.

Тепловий пункт розташований в підвальному приміщенні будинку, його висота 4 м.

Проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання (талі та монорельси):

- при масі вантажу від 150 кг до 1 т передбачені монорельси з ручними талями та крани підвісні ручні однобалочні;

- при масі вантажу більше 1 т до 2 т – крани підвісні ручні однобалочні;

- при масі вантажу більше 2 т – крани підвісні електричні однобалочні.

Водоводяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам.

Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах теплопункту спроектовані з використанням труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91 (≥ 57 мм) та безшовних по ГОСТ 8731-74* (< 57 мм) згідно з [10].

Трубопроводи системи ГВП і водопроводу спроектовані з використанням труб сталевих емальованих по ТУ.У.7308692-001-93 (≥ 57 мм) та оцинкованих водогазопровідних - ГОСТ 3262-75* (< 57 мм).

Розташування та кріплення трубопроводів усередині теплового пункту не перешкоджають вільному переміщенню експлуатаційного персоналу та підйомно-транспортного обладнання.

На вході теплових мереж у ТП передбачується стальна запірна арматура. У самому тепловому пункті встановлюється арматура із високоміцного сірого чавуну.

Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами.

Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

не більше 45 °С, якщо температура теплоносія вище 100 °С , та не більше 35 °С, якщо температура теплоносія нижче 100 °С .

В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркірується відповідно до ДБН 13.2.5-67:2013 “Опалення, вентиляція та кондиціювання.” Монтаж та задача в експлуатацію трубопроводів системи опалення виконується згідно ДБН А3.2-2-2009 “Система стандартів безпеки праці. Промислова безпека у будівництві. Основні положення.”

За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірного приямка, його мінімальні розміри 0,5 x 0,5 м при глибині не менше 0,8 м. Приямок повинен бути перекритим знімною решіткою.

Проектом передбачено, щоб відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до будівельних конструкцій будинку чи до поверхні теплоізоляційної конструкції іншого трубопроводу була не менше 30 мм.

6.2 Електробезпека

Проектування електропостачання та електрообладнання теплових пунктів виконано у відповідності до ПУЕ-2017, НПАОП 40.1-1.21-98, НПАОП 40.1-1.01-97, НПАОП-40.1-1.32-01, ДСТУ 7237:2011 та Технічний регламент з безпеки низьковольтного електричного обладнання (постанова Каб. Міністрів України №1149 від 23.10.2009 р.).

У даному тепловому пункті тип електричної мережі - чотирьохпровідна трифазна мережа з глухозаземленою нейтраллю та системою захисного заземлення типу TN-C-S. Величина напруги такої мережі 380/220 В. Категорія робочих приміщень за небезпекою електротравматизму - особливо небезпечна. Фактори особливої небезпеки – це одночасна наявність двох і більше наступних факторів підвищеної небезпеки: підвищена температура повітря; висока його вологість, яка близька до насичення; конденсація вологи на поверхні устаткування та будівельних конструкціях; можливість одночасного дотику до електропровідних частин електрообладнання з одного боку, та до заземлених частин металоконструкцій будівлі з іншого боку.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електричні мережі забезпечують роботу теплового обладнання, зварювальних апаратів та ручного електромеханічного інструменту.

Місцеве управління засувками з електропроводами та насосами для ТП дублюється дистанційним управлінням зі щита керування.

Електрообладнання відповідає всім вимогам ПУЕ для роботи у сирих приміщеннях.

Теплові пункти, щодо надійності електропостачання, відносять до електроприймачів 2-ї категорії.

Згідно ДСТУ 7237:2011 для забезпечення захисту від випадкового дотику людини до струмовідних частин ЕУ застосовують такі види захисту:

- основне (робоче) ізолювання струмовідних частин (захисне ізолювання);
- додаткове, посилене, подвійне ізолювання струмовідних частин;
- захисні оболонки;
- захисні огорожі (тимчасові або стаціонарні);
- безпечне розташування струмовідних частин;
- ізолювання робочого місця;
- мала напруга; захисне вимкнення;
- попереджувальна сигналізація (звукова, світлова тощо);
- блокування;
- встановлення знаків безпеки;
- електрозахисні засоби; засоби індивідуального захисту.

Для запобігання ураженню електричним струмом під час дотику до металевих неструмовідних частин, які можуть бути під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, застосовують окремо або в поєднанні такі види захисту:

- захисне заземлення;
- автоматичне вимкнення живлення;
- зрівнювання потенціалів;
- обладнання відповідного класу за електрозахистом;
- захисний електричний поділ кіл;
- системи наднизької напруги (безпечної, захисної).

Передбачені проектом заходи з електробезпеки при нормальному режимі роботи електрообладнання:

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- застосування ізоляції для елементів електроустаткування відповідно з вимогами нормативів, згідно з [15,16] опір ізоляції нового устаткування не менше 1 кОм на 1 В напруги;
- електрощитова розміщена в окремому приміщенні з обмеженим доступом до неї: двері щитової та силові шафи закриті на замок;
- передбачений механічний захист блоку керування насосів;
- передбачена сигналізація при порушенні електропостачання теплопункту. Сигнал про порушення нормального режиму роботи надходить до диспетчерського пункту (ЖЕК) з цілодобовим перебуванням чергового персоналу;
- передбачена кольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, встановлення попереджувальних знаків, табличок з написом, який вказує робочу напругу;
- живлення ламп розжарення в системі робочого освітлення здійснюється від трифазної мережі змінного струму 380/220 В з заземленою нейтраллю (система заземлення TN-C);
- використання індивідуальних захисних засобів: діелектричні боти, рукавиці, килимки.

Передбачені проектом заходи з електробезпеки при аварійному режимі роботи електрообладнання:

- застосування системи захисного заземлення металевих корпусів електроустаткування (тип TN-C). Захисному заземленню підлягають усі частини електроустаткування, що можуть виявитися під напругою в результаті ушкодження ізоляції, а також кабельні конструкції. Для металевих частин електроустановок, які не знаходяться під напругою, використовується заземлення.

Пробій фази на корпус призводить до короткого замикання і спрацювання пристроїв захисту (автоматів струмового захисту та плавких запобіжників);

- проектом передбачена цілісність N-провідника та достатня його провідність;
- силові магістралі і розподільні мережі виконуються кабелями з мідними жилами і проводами в трубах і металевих рукавах.

6.2.1 Захисні заходи з електробезпеки

Для захисту людей від ураження струмом передбачається застосування захисного заземлення.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всі металеві частини електрообладнання, які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляції, заземлюються.

Заземленню підлягають: металеві частини електрообладнання, апаратів, щитів, металеві труби електропроводок, короби, лотки, корпуси переносних електроспоживачів.

У внутрішніх установках прийнята система захисного заземлення TN-C-S. Для 5-ти провідної електромережі - це застосування окремих N-провідника і РЕ-захисного провідника, а для 4-провідної електромережі - це використання сумісного PEN –провідника.

6.3 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.

Робота індивідуального теплового пункту передбачена без обслуговуючого персоналу. Системи автоматики теплового пункту дозволяють без присутності персоналу здійснювати контроль і регулювання технологічних процесів.

Сервісне обслуговування тепlopункту здійснює спеціалізоване підприємство шляхом періодичного відвідування об'єкта, перевірки роботи устаткування і систем.

Роботи, які виконує обслуговуючий персонал слід віднести до робіт середньої важкості – до категорії Па (тепловиділення 150-200 Вт/м²).

6.3.1 Мікроклімат

Параметри мікроклімату нормуються по у залежності від тяжкості виконуваних робіт та періоду року.

Таблиця 6.1 – Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату

Період	Оптимальні			Допустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	18...25	40-60	≤0,1	22...26	До 75	0,1...0,2
Холодний	16...24	40-60	≤0,1	21...25	До 75	≤0,1

Для забезпечення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату проектом передбачено:

- механічна витяжна вентиляція, для видалення повітря із тепло пункту;
- автоматизація технологічних процесів;
- вентиляція приміщення в цілях профілактики теплових травм, а також забезпечення необхідної температури повітря.

6.3.2 Виробниче освітлення

6.3.3.1 Штучне освітлення.

Нормується величина освітленості E в люксах, яка залежить від розряду, підрозряду робіт, системи освітлення і типу джерел світла.

Вибір рівнів освітлення у робочих приміщеннях виконано згідно з ДБН в.2.5-28-2018.

Вибір освітлювальної арматури зроблений відповідно до умов середовища приміщень і їхнього призначення.

Як систему освітлення прийнято, в основному, загальне рівномірне освітлення. Допустиме значення величини освітленості для тепlopункту $E=100$ Лк. Тому в приміщенні ТП встановлюються такі види електроосвітлення:

- робоче, з напругою 220 В, 50 Гц;
- аварійне освітлення від акумуляторного ліхтаря;
- управління освітленням здійснюється вимикачами, які встановлені біля входу до приміщення. Світильники кріпляться до стелі та до стіни над входними дверима;
- у приміщенні ТП встановлюють також мережу розеток, живлення яких йде від щита та рубильнику типу ЯРВ для підключення зварювального апарату.

6.3.3.3 Склад повітря робочої зони.

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично – допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м³.

Повітрообмін у приміщенні розраховано згідно будівельним нормам. В приміщенні об'єм припливного повітря повинен на 10 % бути вищим за об'єм витяжного повітря.

Для запобігання протягів витяжка із складових та побутових приміщень на 90 % компенсується організаційним припливом повітря від вентиляційної системи та підігрівом зовнішнього повітря. У приміщенні передбачена витяжна вентиляція з механічним спонуканням.

Проектом передбачені шляхи подолання перевищення рівня шуму та вібрацій, які викликані роботою обладнання теплового пункту. Рівень шуму та вібрацій не повинен перевищувати допустимий рівень шуму закріплений ДСН 3.3.6-037-99 “Санітарні норми виробничого шуму”.

Шум це різний небажаний звук, сукупність звуків з різною частотою та інтенсивністю у будинках зі вбудованим тепловим пунктом.

До технологічних способів боротьби зі шумом відносять вибір таких технологічних процесів, в яких використовується механізми та машини, які відтворюють мінімальні динамічні навантаження.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно з ДСН 3.3.6-037-99 для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) у приміщенні вбудованого теплового пункту проектом передбачено:

- застосування віброізолюючих вставок на трубопроводі для насосів з сухим ротором (система підживлення);
- застосування безшумних насосів з мокрим ротором марки WIL0;
- під опори трубопроводів і обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкцій передбачені віброізолюючі прокладки - гумові віброізолятори (коврики);

Для усунення та зменшення вібрацій проектом передбачено:

- зменшення до мінімуму допусків між з'єднуючими деталями, збалансування, своєчасні змазки;
- під опори трубопроводів та обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкцій передбачено встановлення віброізолюючих прокладок – гумові коврики.

6.4 Протипожежна безпека та протипожежний захист

Згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 категорія приміщення по вибухопожежонебезпеці - Д (знижено пожежонебезпечно, в яких знаходяться негорючі рідини) у відповідності до.

Клас приміщення по пожежонебезпеці згідно НПАОП 40.1-1.32-01 (В-II зони в приміщеннях, де виділяється пил чи волокна, що переходять у зважений у повітрі стан, у кількості і з такими властивостями, що вони здатні утворити з повітрям вибухонебезпечні суміші.

Пожежна безпека об'єкту забезпечується системою запобігання пожеж та системою протипожежного захисту.

6.4.1 Технічні рішення системи запобігання пожеж:

- для захисту електрообладнання від короткого замикання проектом передбачено використання плавких запобіжників;
- для електропроводки системи автоматизації проектом передбачені ізолюючі проводи та кабелі з алюмінієвими та мідними жилами;
- проводиться огляд за справністю електропроводки;
- несправне обладнання миттєво відключається;
- матеріали та вироби для теплоізолюючих конструкцій трубопроводів, арматури та обладнання теплового пункту є не горючими (використовується мінеральна вата).

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.4.2 Технічні рішення системи протипожежного захисту.

У приміщенні теплового пункту:

- встановлено протипожежний щит (вогнегасник з топором), пожежний кран з довжиною рукава 20 м;
- встановлений пожежний гідрант знаходиться на відстані 5 м від будинку;
- розміщено обладнання протипожежного водопостачання;
- передбачено витяжна вентиляція з механічним спонуканням;
- встановлений сигналізатор загазованості безупинної дії Щит-2-13. Сигнал про загазованість подається в приміщення з цілодобовим перебуванням персоналу (диспетчерський пункт);
- передбачене освітлення основних проходів світильниками у вибухозахищеному виконанні, які включаються на вході в помешкання теплопункту за допомогою вимикачів, які розташовані зовні.

Кількість, розташування збереження вогнегасників відповідають вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-2007.

В робочому приміщенні встановлена система автоматична пожежна сигналізація відповідно до вимог ДБН В.2.5 – 56 – 2014.

Мінімальний час евакуації максимально віддалених робочих місць, евакуаційні виходи та проходи відповідають вимогам ДБН В.1.1-7-2016.

В робочому приміщенні виконані всі вимоги з пожежної безпеки згідно з НАПБ А.01.001-2004 «Правил пожежної безпеки в Україні».

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У даному дипломному проєкті був розроблений індивідуальний тепловий пункт для теплопостачання одного житлового будинку у місті Чернігів.

Були розраховані теплові навантаження:

- на опалення 1015 кВт;
- на гаряче водопостачання 210,4 кВт.

Були прийняті наступні основні технічні рішення: Схема підключення системи опалення незалежна. Для гарячого водопостачання було вибрано схему з двухступінчатим змішаним приєднанням водонагрівачів. Систему гарячого водопостачання розподілено на дві зони. Кожна з цих зон мали однокові теплові навантаження, яке становить 105,2 кВт кожна.

У якості водонагрівачів систем опалення і гарячого водопостачання були розраховані і вибрані пластинчаті теплообмінники.

Теплообмінник системи опалення укомплектований з пластинами ALFA LAVAL 0,5M на двох плитах має 61 пластин та 6 ходів. Він надійно працює при робочому тиску до 1,6 МПа. Витрата мережної води на опалення 3,03 кг/с. Витрата води у внутрішній системі опалення 8,08 кг/с. Сумарна площа нагріву у теплообміннику 30,5 м².

Теплообмінники системи гарячого водопостачання, першої та другої ступіней підігріву, виконані як два різних теплообмінника з пластин типу 0,5M. Робочий тиск до 1,6 МПа.

Були розраховані теплові навантаження першої та другої ступені підігріву, які становлять, відповідно 58,5 кВт та 44 кВт.

Витрата мережної води у першій ступені водонагрівача становить 1,619 кг/с. Витрата мережної води у другій ступені водонагрівача 0,39 кг/с.

В якості запірно-регулюючої арматури були використані шарові крани повно прохідні та неповно прохідні.

Вибрано циркуляційні насоси для системи опалення типу Grundfos TPE 50/900, та підживлення Grundfos CRN 3-29. Для рециркуляції системи гарячого водопостачання вибрано насоси марки GRUNDFOS MAGNA 25-60. В якості підкачуючих насосів системи ГВП П-ї зони вибрано насос GRUNDFOS MAGNA 50-80. Для системи опалення розраховано розширювальний бак Reflex_E . Його об'єм становить 1,0 м³.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Алабовский О.М. Проективання котелень промислових підприємств: курсове проектування з елементами САПР: навч. посібник для студентів вузів із спец. «Промислова теплотехніка» І О.М.Алабовський, М.Ф.Боженко, Ю.В.Хоренженко. - Київ : Вища школа, 1992-207 с.
2. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні. КТМ 204 Україна 244-94. Затверджені Держжитлокомунгоспом України 14 грудня 1993 р. – К.: ЗАТ «ВПОЛ», 2001. – 376 с.
3. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980–288 с., ил. ДБН В.2.5–39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд.
4. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки.–М.–Л: Издательство Энергия, 1966–288 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1978–557 с.
6. Каталог продукції Grundfos 2010.
7. Пластинчаті теплообмінники. Режим доступу до ресурсу: <http://www.energya-swo.com.ua>.
8. ДБН В.2.5–39:2008. “Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі.” [Чинні від 2009–01–07]. Київ, 2009-56с.
9. СНіП 2.04.01-85 Внутрішній водопровід і каналізація будівель. 2000-75 с.
10. ДБН В.2.5-67:2013 “Опалення, вентиляція та кондиціювання” Київ 2013 – 230 с.
11. СНиП 2.04.05-91 “Отопление, вентиляция и кондиционирование”. Киев ЗНИИЭП, 1996 - 89 с.
12. ДСТУ-НБВ.1.1-27:2010 ”Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія” 2011-119 с.
13. ДСТУ - НБВ.1.1 - 27:2010. ”Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія”. - Чинний від 2012-11-01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2011-123 с.
14. ГОСТ 8732-78 – Трубы бесшовные горячего деформирования
15. ДБН В.2.5–56:2014 Системи протипожежного захисту [Чинні від 2015–07–01]. Київ, 2015-134с.

					ТП 81 18 0005 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Додаток А

Перевірка дипломного проекту на академічний плагіат



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:
1011592104

Дата перевірки:
16.06.2022 10:01:09 EEST

Тип перевірки:
~~Doc vs Internet + Library~~

Дата звіту:
16.06.2022 10:04:47 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: ~~Bakalavr Primaghek~~

Кількість сторінок: 44 Кількість слів: 8479 Кількість символів: 53716 Розмір файлу: 1.63 MB ID файлу: 1011461167

54% Схожість

Найбільша схожість: 41.9% з джерелом з бібліотеки (ID файлу: 1000018082)

1.47% Джерела з Інтернету 6 Сторінка 46

53.7% Джерела з Бібліотеки 70 Сторінка 46

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0.2% Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0% Вилучення з Інтернету 38 Сторінка 47

0.2% Вилученого тексту з Бібліотеки 105 Сторінка 47

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи 144

Узгоджено

Інв. № подл. Взам. інв. № Підп. і дата

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Маса кг	Примі- тка
		<u>Документація</u>			
	ТП 81 18 001 001 ОВ	Схема теплова			
		<u>Обладнання</u>			
1		Теплообмінник системи опалення	1		
2		Теплообмінник другої ступіні ГВП	2		
3	ТП 81 18 001 001 ВЗ	Теплообмінник першої ступіні ГВП	2		
4		Циркуляційний насос системи опалення Grundfos TPE 50/90	2		1роб. 1рез.
5		Циркуляційний насос системи ГВП Grundfos MAGNA 26/60	2		1роб. 1рез.
6		Підкачуючий насос системи ГВП 2їзони MAGNA 50/80	2		1роб. 1рез.
7		Живільний насос системи опалення Grundfos CRN 3/29	1		
8		Клапан регулюючий	5		
9		Засувка стальна	33		
10		Давач тиску	14		
11		Давач температури	10		
12		Споживач тепла			
13		Розширювальний бак	1		
14		Лічильник витрати	2		
15		Фільтр	7		
		ТП 81 18 005 001 ОВ			
		Зм. Колуч. Арк. № док. Підп. Дата		Схематеплова	
Інв. № подл.	Студен.	Примачек		Стадія	Аркуш
	Перевір.	Барабаш		ДПБ	1
	П. Контр			КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ	
	Н. контр	Боженко		кафедра ТЕ	
		Зав. каф.	Черноусенко		

Формат А4

Поз.	Позначення	Найменування	Кіл	Маса кг	Примі- тка
		<u>Документація</u>			
	ТП 81 18 005 001 ОВ	Пункт тепловий			
		<u>Обладнання</u>			
1		Теплообмінник опалення	1		
2	ТП 81 18 005 001 ВЗ	Теплообмінник першої ступені ГВП	2		
3		Теплообмінник другої ступені ГВП	2		
4		Циркуляційний насос системи опалення Grundfos TPE 50/900	2		1роб. 1рез.
5		Циркуляційний насос системи ГВП 1їзони Grundfos MAGNA 25/60	2		1роб. 1рез.
6		Циркуляційний насос системи ГВП 2їзони Grundfos MAGNA 25/60	2		1роб. 1рез.
7		Підкачуючий насос системи ГВП 2їзони Grundfos MAGNA 50/80	2		1роб. 1рез.
8		Живильний насос системи опалення Grundfos CRN 3/29	1		
9		Бак розширювальний	1		$V=1\text{м}^3$
10		Колектор системи опалення прямий	1		Dy150
11		Колектор системи опалення зворотній			Dy150
12		Колектор ГВП прямий	1		Dy100
13		Колектор ГВП рециркуляційний	1		Dy100
14		Вузол обліку теплової енергії	1		
15		Щит управління насосами	1		
		ТП 81 18 005 002 ОВ			
		Зм	Колуч	Арк	№ док
		Підп.	Дата		
		Розробив	Примачек		
		Перевір.	Барабаш		
		П.Контр.			
		Н.Контр.	Боженко		
		Зав.каф.	Черноусенко		
		Пункт тепловий		Стадія	Аркуш
				ДПБ	Аркуші
					1
				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТЕ	

Формат А4

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

[illegible]

				ТП 81 18 05		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Примачек			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.						1
Консульт.	-				КП ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, Кафедра “Теплоенергетики”	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Черноусенко					