

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

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

“ ____ ” _____ 2021 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону міста Горішні
Плавні Полтавської області»

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 71

Ткаченко Яків Русланович
(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
(назва розділу)

доцент, к.т.н. Юрій ПОЛУКАРОВ
(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 – 2021 року

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

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

« ____ » _____ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Ткаченко Якову Руслановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: «Центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону міста Горішні Плавні, Полтавської області»

керівник проекту Барабаш Петро Олексійович к.т.н., с.н.с.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2021 р. № ____

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2021 р.

3. Вихідні дані до проекту

1) Площа опалення житлових будинків - $F_{\text{ж}} = 14240 \text{ м}^2$

2) Кількість мешканців – $m_{\text{ж}} = 1360$ люд.

3) Джерело теплопостачання – магістраль тепломереж центральної опалювальної котельні

4) Вузол приєднання – ТК 4

5) Параметри теплоносія в точці приєднання:

Тиск в подавальному трубопроводі – 0,68 МПа, в зворотному – 0,25 МПа

Температура води в подавальному трубопроводі – 110 °С, в зворотному – 70°С

4. Зміст пояснювальної записки

1) Характеристика об'єкта.

2) Розрахунок теплових навантажень.

3) Розрахунок витрат теплоносія.

- 4) Гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж.
- 5) Блок системи гарячого теплопостачання.
- 6) Блок системи опалення.
- 7) Підбір обладнання.
- 8) Охорона праці

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

- 1) Теплова схема центрального теплового пункту – 1 арк. (ф. А1)
- 2) Розташування обладнання (план) – 1 арк. (ф. А1)
- 3) Вузол комерційного обліку. Витрати теплоти – 1 арк. (ф. А1)
- 4) Система теплопостачання (план, розріз) – 1 арк. (ф. А1)

6. Консультанти розділів проекту*

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

7. Дата видачі завдання 19.05.2021 року

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розрахунок теплових навантажень	20.05.2021 р.	
2	Розрахунок витрат теплоносія	23.05.2021 р.	
3	Гідравлічний розрахунок трубопроводів	26.05.2021 р.	
4	Блок системи ГП	28.05.2021 р.	
5	Блок системи опалення	03.06.2021 р.	
6	Підбір обладнання	08.06.2021 р.	
7	Охорона праці	09.06.2021 р.	
8	Графічна частина	10.06.2021 р.	
	-теплова схема ЦТП	10.06.2021 р.	
	-розташування обладнання	12.06.2021 р.	
	-вузол комерційного обліку	12.06.2021 р.	
	-теплова мережа	13.06.2021 р.	
9	Оформлення пояснювальної записки	15.06.2021 р.	

Студент

(підпис)

Яків ТКАЧЕНКО

(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Петро БАРАБАШ

(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: «Центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону
міста Горішні Плавні, Полтавської області»

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону міста Горішні Плавні Полтавської області»: пояснювальна записка на 80 с., 5 рис., 4 табл., 22 бібліографічних найменувань; 4 креслення ф. А1.

Об'єкт проектування – центральний тепловий пункт.

Мета роботи – розробка центрального теплового пункту для гарячого водопостачання та опалення групи споживачів.

Приведені розрахунки теплових навантажень споживачів на опалення, гаряче водопостачання та результати розрахунків теплової схеми теплового пункту, вибору основного і допоміжного обладнання.

Розглянуті питання витрат теплоносія, дана характеристика обладнання.

Наведені результати вибору обладнання ТП та розглянуті питання охорони праці.

Ключові слова: опалення, водопостачання, тепловий пункт, теплове обладнання, охорона праці, безпека.

SUMMARY

Diploma project of the first (bachelor's) level of higher education on the topic: "Central heating point for the sixth district of Horishni Plavni, Poltava region": explanatory note for 80 pages, 5 figures, 4 tables, 22 bibliographic titles; 4 drawings f. A1.

The design object is the central heating point.

The purpose of the work is to develop a central heating point for hot heat supply and heating of a group of consumers.

Calculations of heat loads of consumers for heating, hot water supply and results of calculations of the thermal scheme of a thermal point, a choice of the main and auxiliary equipment are resulted.

The questions of expenses of the heat carrier are considered, the characteristic of the equipment is given.

The results of the choice of TP equipment are given and the issues of labor protection are considered.

Key words: heating, water supply, heating point, thermal equipment, labor protection, safety.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Центральный тепловой пункт для шестого микрорайона города Верхние Плавни Полтавской области»: пояснительная записка на 80 с., 5 рис., 4 табл., 22 библиографических наименований 4 чертежа ф. А1.

Объект проектирования - центральный тепловой пункт.

Цель работы - разработка центрального теплового пункта для горячего водоснабжения и отопления группы потребителей.

Приведенные расчеты тепловых нагрузок потребителей на отопление, горячее водоснабжение и результаты расчетов тепловой схемы теплового пункта, выбора основного и вспомогательного оборудования.

Рассмотрены вопросы расхода теплоносителя, дана характеристика оборудования.

Приведенные результаты выбора оборудования ТП и рассмотрены вопросы охраны труда.

Ключевые слова: отопление, водоснабжение, тепловой пункт, тепловое оборудование, охрана труда, безопасность.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ.....	9
ВСТУП.....	11
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ’ЄКТА	12
2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ.....	13
2.1 Розрахунок витрат теплоти на опалення.....	13
2.2 Розрахунок витрати тепла на гаряче водопостачання.....	16
2.3 Висновки за розділом 2.....	19
3 РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ.....	20
3.1 Опалювальний період	20
3.2 Перехідний період	22
3.3 Літній період	23
3.4 Висновки за розділом 3.....	24
4 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ..	25
4.1 Вибір діаметрів трубопроводів	26
4.2 Розрахунок втрат тиску	26
4.3 Висновки за розділом 4.....	28
5 БЛОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	29
5.1 Загальні відомості	29
5.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника	29
5.3 Висновки за розділом 5.....	51
6 БЛОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ.....	52
6.1 Загальні відомості	52
6.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника.....	53
6.3 Висновки за розділом 6.....	63
7 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛООВОГО ПУНКТУ	64
7.1 Вибір насосів	64
7.2 Регулюючі клапани	64
7.3 Мембранний бак.....	67

					ТП 71 96 09 ПЗ		
Зм.	Кіль	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Гкаченко				Центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону. Пояснювальна записка.	Стадія	Аркуші
Керівник	Багабаш					ЛПБ	7 80
П.контр.						КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ	
Н.контр	Боженко						
Зав. каф.	Варламов						

7.4 Трубопроводи, арматура та дренаж	67
7.5 Висновки за розділом 7.....	68
8 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	69
8.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів на проектованому об'єкті. Заходи з охорони праці.....	69
8.2 Пожежна безпека.....	76
8.3 Висновки за розділом 8.....	76
ВИСНОВКИ.....	77
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	78
ДОДАТКИ	
Додаток А Перевірка проекту на академічну доброчесність.....	80

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

C – теплоємність;

G – витрата води;

K – коефіцієнт теплопередачі;

L – витрата повітря;

P – тиск;

Q – тепловий потік;

R – термічний опір теплопередачі,

W – швидкість;

q – густина теплового потоку;

t – температура;

α – коефіцієнт тепловіддачі;

λ – теплопровідність;

ρ – густина;

$\Delta \bar{t}$ – середній температурний напір;

ν – кінематична в'язкість;

δ – товщина стінки;

Re – число Рейнольдса;

Nu – число Нуссельта;

Pr – критерій Прандтля.

Індекси:

нижні:

о – параметри опалення;

оп – параметри опалювальних приладів;

г – параметри гарячої води;

х – параметри холодної води;

г.в – параметри гарячого водопостачання;

р – розрахункова величина;

з – параметри зовнішнього повітря;

вн – параметри внутрішнього повітря;

с – параметри біля стінки та пристінного шару води;

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

верхні:

н – параметри насосів;

ср – середнє значення;

рік – річне значення;

л – параметри літнього періоду.

Скорочення:

ТП – теплове постачання;

ТОА – теплообмінний апарат;

ГВП – гаряче водопостачання;

ЦТП – центральний тепловий пункт;

ІТП – індивідуальний тепловий пункт;

ДБН – Державні будівельні норми;

ДСН – державні санітарні норми;

ГОСТ – государственный стандарт.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Всі теплові пункти відносяться або до центральних (ЦТП), або до індивідуальних (ІТП).

До основного обладнання теплових пунктів відносять циркуляційні насоси для переміщення теплоносія, водоводяні підігрівачі для передачі тепла від одного теплоносія до іншого, розширювальні баки.

У дипломному проекті розраховується центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону міста Горішні Плавні Полтавської області за наступними вихідними даними:

ЦТП передбачає теплопостачання житлового комплексу, який складається із трьох окремих житлових секцій.

Схема теплопостачання – двотрубна, водяна.

Площа опалення житлових будинків - $F_{\text{ж}} = 14240 \text{ м}^2$

Кількість мешканців – $m_{\text{ж}} = 1360$ людей

Джерело теплопостачання – магістраль тепломерж центральної опалювальної котельні

Вузол приєднання – ТК 4

Параметри теплоносія в точці приєднання:

Тиск в подавальному трубопроводі – 0,68 МПа

Тиск в зворотному трубопроводі – 0,25 МПа

Температура води в подавальному трубопроводі – 110 °С

Температура води в зворотному трубопроводі – 70°С

Таблиця В.1 – Кліматологічні дані міста Горішні Плавні

Назва	Позначення	Одиниця	Значення
Розрахункова температура на опалення	$t_{p.o}$	°С	-23
Середня розрахункова температура опалювального періоду	$t_{cp.o}$	°С	-1
Середня температура найбільш холодного місяця	$t_{cp.x.m}$	°С	-6,9
Тривалість опалювального періоду	n_0	доба	181

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА

У дипломному проекті розраховується центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону міста Горішні Плавні, Полтавської області.

Блок системи ГВП в себе включає:

- теплообмінник пластинчастий;
- двоходовий регулюючий клапан з регулятором температури прямої дії;
- систему дренажних трубопроводів;
- арматуру, фільтри і контрольно-вимірювальні прилади;
- циркуляційні насоси.

Гаряча вода готується у теплообміннику, який встановлений у тепловому пункті та підключений до теплоносія по двухступінчатій змішаній схемі.

Внутрішньо будинкова система ГВП – двозонна. Перша зона це 1-12 поверх 2-ї секції та повністю 3 і 4 секції. Друга зона це поверхи з 13 по 24 2-ї секції. У якості підігрівача ГВП використовують пластинчасті теплообмінні апарати, які представляють собою моноблок (1-ша та 2-га ступені зібрані у одному теплообміннику)

Блок системи опалення в себе включає:

- гідравлічний регулятор постійності перепаду тиску;
- двоходовий регулюючий клапан з електроприводом;
- циркуляційні насоси;
- сучасний електронний блок регулювання температури систем опалення;
- систему дренажних трубопроводів;
- теплообмінник пластинчастий (для незалежної схеми);
- арматуру, фільтри і контрольно-вимірювальні прилади.

Система опалення будинку працює по залежній та незалежній схемі. Секція №2, яка містить 24 поверхи, розбита по висоті на 2 зони. Перша зона (1-12 поверхів) працює по залежній схемі з насосами на змішуванні теплоносія. Друга зона (13-24 поверх) працює по незалежній схемі з використанням пластинчатого теплообмінника. Секції №3,4 – одноступінчаста система опалення (16 та 12 поверхів відповідно) працюють по залежній схемі з нижнім розгалуженням теплоносія по магістральним трубопроводам та по квартирно двотрубною системою опалення. Трубопроводи в квартирах прокладаються в підготовці підлоги з труб поліетиленових РЕХс (для ц.о.) в захисній гофрі. В кожній квартирі передбачається встановлення вимірювального приладу. Циркуляція в системі – насосна.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

2.1 Розрахунок витрат теплоти на опалення [1]

2.1.1 Розрахункові теплові втрати житлової частини Q_1 , кВт, визначаються за формулою (2.1) :

$$Q_1 = (Q_a + Q_v), \quad (2.1)$$

де Q_a – тепловий потік, кВт, який проходить крізь огорожувальні конструкції;
 Q_v – витрати теплоти, кВт, на нагрів вентиляційного повітря.

Величини розраховуються для кожного опалювального приміщення. На прикладі одного приміщення 2-ї секції розраховую теплові витрати Q_1 , кВт.

Приміщення – кухня, загальною площею $18,99 \text{ м}^2$. У приміщенні розташовано 2 вікна різною площею: $1,06$ та $1,33 \text{ м}^2$ відповідно. Двері балкону має площу $1,87 \text{ м}^2$.

Температура внутрішнього повітря приміщення становить $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$ [2]

2.1.2 Тепловий потік Q_a , кВт, розраховується для кожної огорожувальної конструкції приміщення по формулі:

$$Q_a = \left(\frac{1}{R}\right) A \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}}) (1 + \sum \beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.2)$$

де A - площа огорожувальної конструкції, м^2 ;

R -термічний опір теплопередачі, ($\text{м}^2 \cdot \text{K}$)/Вт ;

$t_{\text{в}}, t_{\text{з}}$ - розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$; $t_{\text{з}} = -23^\circ\text{C}$; [2]

n – коефіцієнт, залежний від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря, визначається за [2] $n=1$

β – додаткові втрати теплоти у долях від основної теплопередачі, враховується для зовнішніх вертикальних та ухлонних огорожувальних конструкцій будинку, приймаю $\beta=0,08$. [2]

а) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для зовнішньої стіни приміщення визначаю за формулою (2.2):

де $A_{\text{ст}} = 13,29 \text{ м}^2$;

$R_{\text{ст}} = 2,2$ ($\text{м}^2 \cdot \text{K}$)/Вт (визначаю по [1])

$$Q_a^{\text{ст}} = \left(\frac{1}{2,2}\right) \cdot 13,29 \cdot (20 - (-23)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,26 \text{ кВт},$$

б) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для першого та другого вікна визначаю за формулою (2.2):

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $A_{\text{БК1}} = 1,06 \text{ м}^2$; $A_{\text{БК2}} = 1,33 \text{ м}^2$;

$R_{\text{БК1,2}} = 0,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$; (визначаю по [1])

$$K_{\text{БК1,2}} = \frac{1}{R_{\text{БК1}}} - \frac{1}{R_{\text{ст}}} = \frac{1}{0,5} - \frac{1}{2,2} = 1,545 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К) ;}$$

$$Q_a^{\text{БК1}} = 1,545 \cdot 1,06 \cdot (20 - (-23)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,07 \text{ кВт};$$

$$Q_a^{\text{БК2}} = 1,545 \cdot 1,33 \cdot (20 - (-23)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,09 \text{ кВт}$$

в) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для балконної двері визначаю за формулою (2.2):

де $A_{\text{бд}} = 1,87 \text{ м}^2$;

$R_{\text{бд}} = 0,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$; (визначаю по [1])

$$K_{\text{бд}} = \frac{1}{R_{\text{бд}}} - \frac{1}{R_{\text{ст}}} = \frac{1}{0,5} - \frac{1}{2,2} = 1,545 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К) ;}$$

$$Q_a^{\text{бд}} = 1,545 \cdot 1,87 \cdot (20 - (-23)) \cdot (1 + 0,08) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,127 \text{ кВт}$$

г) Розрахунок теплового потоку Q_a , кВт, для підлоги:

Підлога ділиться на зони [2]. Тоді при загальній площі приміщення $18,99 \text{ м}^2$, площа для кожної зони дорівнює:

$$-F_1 = 5,47 \text{ м}^2$$

$$-F_2 = 4,32 \text{ м}^2$$

$$-F_3 = 3,55 \text{ м}^2$$

$$-F_4 = 5,52 \text{ м}^2$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон згідно з [2] дорівнюють:

$$-r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт} ;$$

$$-r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт};$$

$$-r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт};$$

$$-r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт};$$

Тоді теплові втрати через кожну зону підлоги дорівнюють:

$$Q_{n1} = \frac{1}{2,15} \cdot 5,47 \cdot (20 - (-23)) \cdot 1 = 110 \text{ Вт}$$

$$Q_{n2} = \frac{1}{4,3} \cdot 4,32 \cdot (20 - (-23)) \cdot 1 = 44 \text{ Вт}$$

$$Q_{n3} = \frac{1}{8,6} \cdot 3,55 \cdot (20 - (-23)) \cdot 1 = 14 \text{ Вт}$$

$$Q_{n4} = \frac{1}{14,2} \cdot 5,52 \cdot (20 - (-23)) \cdot 1 = 112 \text{ Вт}$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, сумарні теплові витрати, кВт, через підлогу дорівнюють:

$$Q_n = Q_{n1} + Q_{n2} + Q_{n3} + Q_{n4} = 0,11 + 0,044 + 0,014 + 0,112 = 0,28 \text{ кВт.}$$

Загальний тепловий потік Q_a , кВт, приміщення визначається, як сума теплових потоків всіх огорожувальних конструкцій:

$$Q_a = Q_a^{cm} + Q_a^{ek1} + Q_a^{ek2} + Q_a^{6d} + Q_a^n;$$

$$Q_a = 0,26 + 0,07 + 0,09 + 0,127 + 0,28 = 0,82 \text{ кВт}$$

2.1.3 Втрати теплоти (інфільтрація) Q_b , кВт, розраховуються для кожного приміщення, у якому є хоча б одне вікно, за формулою [2]:

$$Q_b = 0,337 A_n \cdot h \cdot (t_b - t_3) \cdot 10^{-3}, \quad (2.3)$$

де A_n – площа підлоги приміщення, m^2 ;

$A_n = 18,99 \text{ м}$;

h – відстань від підлоги до стелі, м;

$h = 2,7 \text{ м}$;

t_b, t_3 – розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; [2]

$$t_b = 20^{\circ}\text{C};$$

$$t_3 = -23^{\circ}\text{C};$$

Втрати теплоти на інфільтрацію, кВт, розраховуються по площі підлоги:

$$Q_b = 0,337 \cdot 18,99 \cdot 2,7 \cdot (20 - (-23)) \cdot 10^{-3} = 0,532 \text{ кВт}$$

2.1.4 Тоді розрахункові теплові втрати Q_1 , кВт, приміщення розраховуються за формулою (2.1) і дорівнюють:

$$Q_1 = (0,82 + 0,532) = 1,35 \text{ кВт}$$

2.1.5 Розрахункова теплова потужність системи опалення житлової частини, Q , кВт розраховується за формулою:

$$Q = Q_1 \cdot b_1 \cdot b_2 + Q_2 - Q_3, \quad (2.4)$$

де Q_1 – розрахункові теплові втрати будинку, кВт;

b_1 – коефіцієнт обліку додаткового теплового потоку опалювальних пристроїв за рахунок округлення понад розрахункової величини, приймаю $b_1 = 1,06$; [1]

b_2 – коефіцієнт, який враховує додаткові втрати теплоти за радіаторними ділянками зовнішніх стін, приймаю $b_2 = 1$; [1]

Q_2 – втрати теплоти, кВт, трубопроводами, які прокладають у неопалювальних приміщеннях, $Q_2 = 0$; [2]

Q_3 – тепловий потік, кВт, який регулярно поступає від освітлення, обладнання та людей.
Для жилих будинків величину Q_3 розраховують 0,01 кВт на 1 м² загальної площі
 $F_{жс} = 14240 \text{ м}^2$, [2]

$$Q_3 = 0,01 \cdot F_{жс} = 142,4 \text{ кВт}$$

Тоді розрахункова теплова потужність системи опалення по формулі (2.4) дорівнює:

$$Q = 1435 \cdot 1,06 \cdot 1 + 0 - 142,4 = 1,77 \text{ МВт}$$

2.1.6 Витрати теплоти на опалення:

- Середні витрати теплоти на опалення $Q_{o,ср}$, МВт:

$$Q_{o,ср} = Q_o^ж \cdot \left(\frac{t_{вн} - t_{ср,о}}{t_{вн} - t_{р,о}} \right) \quad (2.5)$$

$$Q_{o,ср} = 1,77 \cdot \left(\frac{20+1}{20+23} \right) = 0,99 \text{ МВт.}$$

- Річні витрати теплоти на опалення $Q_{o,рік}$ МДж/рік:

$$Q_{o,рік} = Q_{o,ср} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600 \quad (2.6)$$

$$Q_{o,рік} = 0,99 \cdot 181 \cdot 24 \cdot 3600 = 15,48 \text{ МДж/рік}$$

2.2 Розрахунок витрати тепла на гаряче водопостачання

Розрахунок виконується згідно ДБН В.2.5-64:2012, ДБН 360-92, ДБН В.2.5-74:2013

2.2.1 Таблиця 2.1 - Дані для розрахунку навантажень ГВП:

Найменування показника	Позначення	Значення
Загальна кількість квартир	$N_{кв}$	340
Кількість споживачів, людей	$U_{спож}$	1360
Кількість приладів сантехніки у одній квартирі, шт.	$N_{пр}$	4
Кількість годин споживання гарячої води на добу	T	24
Середня норма витрати води за добу [3]	$g_{вит.доб}$	100
Норма витрати на добу найбільшого водоспоживання для однієї людини [3]	$g_{сп}$	110
Секундна норма витрати води на одну людину [3]	g	0,2
Норма витрати води в годину найбільшого водоспоживання на одну людину [3]	$g_{вит.год}$	10

2.2.2 Секундна витрата води усіх водозабірних приладів, що під'єднані, кг/с [3]

$$G_c = 5 \cdot g \cdot \alpha, \quad (2.7)$$

де g – витрата гарячої води одного водозабірного приладу, кг/с;

α – коефіцієнт, який визначається залежно від загальної кількості приладів N та ймовірності їх дії P ;

2.2.3 Загальна кількість приладів N , шт.

$$N = N_{kv} \cdot N_{np}; \quad (2.8)$$

$$N = 340 \cdot 4 = 1360 \text{ шт.}$$

2.2.4 Ймовірність дії приладів сантехніки P [3]

$$P = \frac{U_{спож} \cdot g_{вит.год}}{g \cdot N \cdot 3600}; \quad (2.9)$$

$$P = \frac{1360 \cdot 10,0}{0,2 \cdot 1360 \cdot 3600} = 0,013$$

Тоді $N \cdot P = 1360 \cdot 0,013 = 17,7$. По [3] при $N \cdot P = 17,7$ та $P = 0,013$ величина $\alpha = 6,5$.

Тоді, секундна витрата води дорівнює

$$G_c = 5 \cdot 0,2 \cdot 6,5 = 6,5 \text{ кг/с.}$$

2.2.5 Розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання на одну людину, кг/год [3]

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вит} \cdot \alpha_{год}, \quad (2.10)$$

де $K_{вит}$ – коефіцієнт використання водозабірного приладу за годину найбільшого водоспоживання на одну людину;

$K_{вит} = 0,29$ для ванни [3];

$\alpha_{год}$ – коефіцієнт, який визначається залежно від загальної кількості водозабірних приладів N та ймовірності їх використання $P_{год}$ [3].

2.2.6 Ймовірність використання водозабірних приладів [3]

$$P_{год} = P / K_{вит} \quad (2.11)$$

$$P_{год} = 0,013 / 0,29 = 0,04,$$

тоді $N \cdot P_{год} = 1360 \cdot 0,04 = 54$. По [3] при $N \cdot P_{год} = 54$, та $P_{год} = 0,04$ величина $\alpha_{год} = 16,9$.

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,29 \cdot 16,9 = 17600 \text{ кг/год.}$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.7 Циркуляційні витрати гарячої води системи ГВП, кг/с [3]

$$q_{\text{цир}} = \frac{Q_{\text{втр}}^{\text{тр}}}{4,187 \cdot \Delta t}, \quad (2.12)$$

де $Q_{\text{втр}}^{\text{тр}}$ - витрати тепла у трубопроводах ГВП, кВт;

Δt – різниця температур в подавальному трубопроводі системи від нагрівача до тіла, що нагрівається, до найбільш віддаленого водозабірної приладу, °С. Приймаю $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

Середня годинна витрата тепла на ГВП без урахування витрат тепла трубопроводами, кВт [3]:

$$Q_{\text{ср}}' = 1,16 \cdot q_{\text{ср}} \cdot (55 - 5) \quad (2.13)$$

де $q_{\text{ср}}$ – середня годинна витрата води за добу максимального водоспоживання, м³/год [3]

$$q_{\text{ср}} = \frac{g_{\text{сп}} \cdot U_{\text{спож}}}{1000 \cdot T}, \quad (2.14)$$

$$q_{\text{ср}} = \frac{110 \cdot 1360}{1000 \cdot 24} = 6,2 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Тоді, середня витрата теплоти на ГВП, кВт, дорівнює

$$Q_{\text{ср}}' = 1,16 \cdot 6,2 \cdot (55 - 5) = 359,6 \text{ кВт}.$$

Витрати теплоти у трубопроводах виберу для систем з сушильниками та з ізольованими стояками у розмірі 25% від середнього годинного теплового потоку [3]

$$Q^{\text{см}} = 0,25 \cdot Q_{\text{ср}}', \quad (2.15)$$

$$Q^{\text{см}} = 0,25 \cdot 359,6 = 93,5 \text{ кВт}.$$

2.2.8 Секундна витрата циркуляційної води, кг/с [3]

$$q_{\text{цир}} = \frac{Q^{\text{см}}}{4,187 \cdot \Delta t}, \quad (2.16)$$

$$q_{\text{цир}} = \frac{93,5}{4,187 \cdot 10} = 2,5 \text{ кг/с}.$$

2.2.9 Годинна витрата циркуляційної води, м³/год [3]

$$G_{\text{год}} = 2,5 \cdot 3,6 = 9,4 \text{ м}^3/\text{год}.$$

2.2.10 Навантаження на циркуляцію, кВт [3]

$$Q_{\text{цирк}}^{\text{втр}} = 0,2 \cdot N_{\text{кв}}, \quad (2.17)$$

$$Q_{\text{цирк}}^{\text{втр}} = 0,2 \cdot 340 = 70 \text{ кВт}.$$

2.2.11 Максимальна витрата теплоти на ГВП, МВт [3]

$$Q_{\text{г.в.мах}} = 1,163 \cdot G_{\text{гол}} \cdot (t_{\text{з.ср}} - t_{\text{х.з}}) + Q^{\text{см}} \quad (2.18)$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{г.в.маx} = 1,163 \cdot 17600 \cdot (55 - 5) + 93,5 \cdot 10^3 = 1,27 \text{ МВт.}$$

2.2.12 Середня витрата теплоти на ГВП, МВт [3]:

$$Q_{г.в.сер} = \frac{Q_{г.в.маx}}{(2 \div 2,5)}, \quad (2.19)$$

$$Q_{г.в.сер} = 1,27 / 2 = 0,635 \text{ МВт.}$$

2.2.13 Річна витрата теплоти на ГВП споживачів, МДж/рік, визначається за формулою [3]:

$$Q_{г.в.річ}^{ж+гр} = 24 \left[Q_{г.в.сер}^{ж+гр} n_o + Q_{г.в.сер}^{(ж+гр)л} (350 - n_o) \right] 3600 \quad (2.20)$$

де $Q_{г.в.сер}^{ж.л}$ - середня витрата теплоти на гаряче водопостачання в літній період, МВт;

350 – кількість робочих днів системи ГВП на рік, ураховуючи 15-денну перерву для ревізії, для гідравлічних випробовувань та для ремонту теплових мереж [3].

Середня витрата теплоти на ГВП, МВт, споживачів у літній період, МВт, визначається за формулою [3]

$$Q_{г.в.сер}^{(ж+гр)л} = Q_{г.в.сер}^{ж+гр} \frac{55 - t_{х.л}}{55 - t_{х.з}} \beta, \quad (2.21)$$

де $t_{х.л}$ - температура холодної (водопровідної) води у літній період, °С (Приймаю $t_{х.л} = 15$ °С);

β - коефіцієнт, що визначає зниження середньої витрати води на ГВП у літній період відносно опалювального [2]. Приймаю $\beta = 0,8$.

Згідно з формулою (2.21) середня витрата теплоти на ГВП споживачів, МВт, у літній період дорівнює:

$$Q_{г.в.сер}^{(ж+гр)л} = 0,635 \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 0,4 \text{ МВт}$$

Тоді, згідно з формулою (2.20) річна витрата теплоти на ГВП, МДж/рік дорівнює:

$$Q_{г.в.річ.п} = 24 \cdot [0,635 \cdot 170 + 0,4 \cdot (350 - 170)] \cdot 3600 = 11,33 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік}$$

2.3 Висновки за розділом 2

У даному розділі були проведені розрахунки теплових навантажень споживачів. Річні витрати теплоти на опалення склали 15,48 МДж/рік. Річні витрати на гаряче водопостачання склали $11,33 \cdot 10^6$ МДж/рік. Розрахункова теплова потужність системи опалення склала 1,77 МВт, максимальна витрата теплоти на ГВП склала 1,27 МВт.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

3 РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ

3.1 Опалювальний період

3.1.1 Розрахункова максимальна витрата мережної води на опалення житлової частини будинків, відповідно масова в кг/с та об'ємна в м³/с

$$G_{o \max}^{\text{жс}} = \frac{Q_{o \max}^{\text{жс}}}{C \cdot (T_1 - T_2)}, \quad (3.1)$$

$$V_{o \max}^{\text{жс}} = \frac{Q_{o \max}^{\text{жс}}}{c \cdot (t_1 - t_2) \cdot \rho}, \quad (3.2)$$

або

$$V_{o \max}^{\text{жс}} = \frac{G_{o \max}^{\text{жс}}}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $Q_{o \max}^{\text{жс}}$ - максимальне теплове навантаження на опалення, $Q_{o \max}^{\text{жс}} = 1,77 \text{ МВт}$

T_1 та T_2 - температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах; при розрахунковій температурі зовнішнього повітря -23°C ; [2]

c - питома теплоємність води, $c = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$;

ρ - густина теплоносія при температурі 150°C : $\rho = 951 \text{ кг/м}^3$ [2]

$$G_{o \max}^{\text{жс}} = \frac{1,77 \cdot 10^3}{4,187 \cdot (110 - 70)} = 8,18 \text{ кг/с}$$

$$V_{o \max}^{\text{жс}} = \frac{G_{o \max}^{\text{жс}}}{\rho} = \frac{8,18}{951} = 0,0086 \text{ м}^3/\text{с}$$

3.1.2 Розрахункова максимальна витрата мережної води на гаряче водопостачання , кг/с (схема приєднання теплообмінників – двоступінчата, змішана):

$$G_{z.6 \max}^{\text{жс}} = \frac{Q_{z.6 \max}^{\text{жс}} (t'' - t')}{c \cdot (t'_1 - t'_2)(t'' - t_c)}, \quad (3.3)$$

$$G_{z.6 \max}^{\text{жс}} = \frac{1,27}{4,187 \cdot (70 - 41,6)} \cdot \frac{55 - 36,6}{55 - 5} = 3,93 \text{ кг/с}$$

де $Q_{z.6 \max}^{\text{жс}}$ - максимальне теплове навантаження на ГВП і становить $Q_{z.6 \max}^{\text{жс}} = 1,27 \text{ МВт}$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

t'_1 - температура мережної води в точці зламу температурного графіку у подавальному трубопроводі: $t'_1=70^{\circ}\text{C}$;

t'_2 - температура води в зворотному трубопроводі тепломережі в точці зламу графіка температур: $t'_2=41,6^{\circ}\text{C}$;

t' - температура води після 1 ступені підігріву: $t'=41,6 - 5 = 36,6^{\circ}\text{C}$;

t'' - температура води після 2 ступені підігріву: $t''=55^{\circ}\text{C}$;

t° - температура водопровідної води: $t^{\circ}=5^{\circ}\text{C}$;

$$V_{\text{з.в. max}}^{\text{жс}} = \frac{G_{\text{з.в. max}}^{\text{жс}}}{\rho} = \frac{3,93}{951} = 0,004 \text{ м}^3/\text{с}$$

де ρ - густина теплоносія: $\rho=951 \text{ кг/м}^3$; [2]

3.1.3 Сумарні максимальні витрати мережної води на опалення та гаряче водопостачання всіх секцій відповідно масова в кг/с та об'ємна в $\text{м}^3/\text{с}$

$$\Sigma G_{\text{max}} = G_{\text{o max}}^{\text{жс}} + G_{\text{o max}}^{\text{нр}} + G_{\text{з.в. max}}^{\text{жс}} \quad (3.4)$$

$$\Sigma V_{\text{max}} = V_{\text{o max}}^{\text{жс}} + V_{\text{o max}}^{\text{нр}} + V_{\text{з.в. max}}^{\text{жс}}, \quad (3.5)$$

$$\Sigma G_{\text{max}} = 8,18 + 0,46 + 3,9 = 12,54 \text{ кг/с} = 45144 \text{ кг/год}$$

$$\Sigma V_{\text{max}} = 10^{-3} \cdot (8,6 + 0,5 + 4) = 13,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

3.1.4 Мінімальні витрати мережної води

Мінімальна годинна витрата тепла на гаряче водопостачання визначається по режиму нічної відсутності використання гарячої води, коли тепло витрачається тільки на циркуляцію і губиться в розподільчих мережах.

Витрата теплоти в місцевих системах гарячого водопостачання у відповідності з розрахунком, кВт

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{з.в. min}} = 0,05 \cdot Q_{\text{з.в. max}}, \quad (3.6)$$

$$Q_{\text{ц}} = Q_{\text{з.в. min}} = 0,05 \cdot 1,27 = 63,435 \text{ кВт.}$$

Мінімальні витрати води відповідно масова в кг/год та об'ємна в $\text{м}^3/\text{с}$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(3.7)

$$G^{200} \text{ з.в. min} = \frac{63,435}{4,187 \cdot (70 - 41,6)} \cdot \frac{55 - 36,6}{55 - 5} = 0,196 \text{ кг / с}$$

$$V_{\text{г.в. min}} = \frac{G_{\text{з.в. min}}}{\rho} = \frac{0,196}{951} = 0,0002 \text{ м}^3/\text{с}$$

3.2 Перехідний період

3.2.1 Мінімальна витрата теплоносія на опалення, кг/с, в перехідний період при $t_{\text{пп}} = 8^\circ\text{C}$ [2] становить:

$$G_{\text{omin}} = \frac{Q_{\text{omin}}^{\text{nn}}}{C \cdot (T_1' - T_2')}, \quad (3.8)$$

де $Q_{\text{omin}}^{\text{nn}}$ - мінімальне теплове навантаження на опалення в перехідний період;

T_1' та T_2' - температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах при температурі зовнішнього повітря $t_{\text{пп}} = 8^\circ\text{C}$; [2]

c - питома теплоємність води, $c = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; [2]

$$T_2' = t_{\text{г}} - (t_1 - t_2) \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{н}}'}{t_{\text{г}} - t_{\text{н}}} + \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_{\text{г}} \right) \cdot \left(\frac{t_{\text{г}} - t_{\text{н}}'}{t_{\text{г}} - t_{\text{н}}} \right)^{0,8} = \quad (3.9)$$

$$= 20 - \frac{1}{2} (95 - 70) \frac{20 - 8}{20 + 23} + \left(\frac{95 + 70}{2} - 20 \right) \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 + 23} \right)^{0,8} = 36,2^\circ\text{C}$$

3.2.2 Витрати теплоти у перехідний, Вт, період становлять

$$Q_{\text{omin}}^{\text{nn}} = \frac{Q_{\text{omix}} \cdot (t_{\text{гн}} - t_{\text{нн}})}{t_{\text{гн}} - t_{\text{зг}}}, \quad (3.9)$$

$$Q_{\text{omin}}^{\text{nn}} = \frac{1427650 \cdot (20 - 8)}{20 + 22} = 356913 \text{ Вт}$$

Тоді по формулі (3.8)

$$G_{\text{omin}} = \frac{356,913}{4,187 \cdot (70 - 36,2)} = 2,52 \text{ кг/с} = 9079 \text{ кг/год},$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{o\min} = \frac{G_{o\min}}{\rho} = \frac{2,52}{951} = 0,026 \text{ м}^3/\text{с},$$

3.2.3 Сумарні мінімальні витрати мережної води на гаряче водопостачання та опалення, м³/с:

$$V_{\min} = V_{o\min} + V_{z.v.\min} = 0,026 + 0,0002 = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$$

3.3 Літній період

3.3.1 Розрахункові максимальні витрати мережної води на гаряче водопостачання, кг/год та м³/с, визначається за формулою:

$$G_{z.v.\max} = \frac{\beta \cdot Q_{z.v.\max} (55 - t_c^s)}{c(t_1' - t_3')(55 - t_c)}, \quad (3.10)$$

$$G_{z.v.\max} = \frac{0,8 \cdot 1268,805}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot \frac{(55 - 15)}{(55 - 5)} = 4,85 \text{ кг/с} = 17455 \text{ кг/год},$$

$$V_{z.v.\max} = \frac{4,85}{951} = 0,049 \text{ м}^3/\text{с},$$

де t_1' - температура теплоносія в подавальному трубопроводі в точці зламу температурного графіка: $t_1' = 70^\circ\text{C}$;

t_2' - температура води в зворотному трубопроводі в точці зламу температурного графіка: $t_2' = 30^\circ\text{C}$;

β - коефіцієнт, який враховує зміну витрати води на гаряче водопостачання в неопалювальний період по відношенню до опалювального, для ж/б $\beta = 0,8$ [2];

t_c - температура холодної води в опалювальний період: $t_c = 5^\circ\text{C}$;

t_c^s - температура холодної води в неопалювальний період: $t_c^s = 15^\circ\text{C}$;

3.3.2 Розрахункова мінімальна витрата мережної води в літній період, кг/год:

$$G_{z.v.\min} = \frac{Q_{z.v.\min} (55 - t_c^s)}{c(t_1' - t_3')(55 - t_c)}, \quad (3.11)$$

$$G_{z.v.\min} = \frac{63,440}{4,187 \cdot (70 - 30)} \cdot \frac{(55 - 15)}{(55 - 5)} = 0,3 \text{ кг/с} = 1091 \text{ кг/год}$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Висновки за розділом 3

У даному розділі були проведені розрахунки витрат теплоносія для опалювального, перехідного та літнього періодів.

Для опалювального періоду мінімальна годинна витрата тепла на гаряче водопостачання склала 705,6 кг/год.

Мінімальна витрата теплоносія на опалення в перехідний період при $t_{\text{пп}} = 8^{\circ}\text{C}$ становить 9079 кг/год.

Розрахункова мінімальна витрата мережної води в літній період склала 1091 кг/год.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

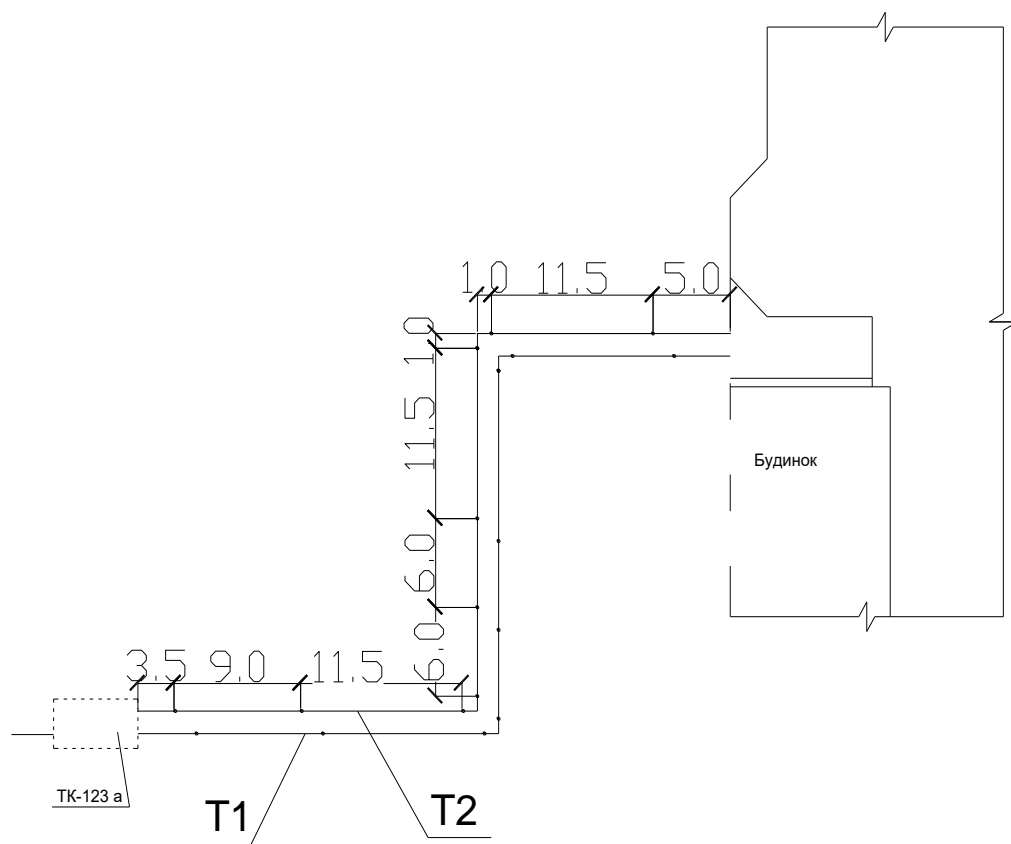


Рисунок 4.1 - Схема розташування трубопроводів від камери до будинку

Трубопроводи водяних мереж розраховуються на сумарну максимальну годинну витрату мережної води на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання, кг/год, розраховується за формулою

$$\Sigma G_{\max}^3 = G_{o\max}^{ж} + G_{o\max}^{пр} + G_{с.в.\max}^{ж},$$

$$\Sigma G_{\max} = 8,18 + 0,46 + 3,9 = 12,54 \text{ кг/год}$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

4.1 Вибір діаметрів трубопроводів

4.1.1 Оскільки значення сумарних витрата мережної води на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання у зимовий період більше ніж у літній, то діаметр трубопроводів вибираю по більшому значенню: $G_{г.в.маx}^3 = 45144$ кг/год, а $G_{г.в.маx}^л = 17455$ кг/год ;

Діаметр трубопроводів вибираю по номограмі [4], $D_n = 219 \times 5$ мм

Приймаю швидкість руху води в трубах $\omega = 1$ м/с;

4.2 Розрахунок втрат тиску

Після вибору діаметру визначаю дійсні втрати тиску, кПа, на ділянках по формулі:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{лін}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}}, \quad (4.1)$$

де $\Delta P_{\text{лін}}$ – лінійні втрати тиску, Па;

$\Delta P_{\text{м}}$ – місцеві втрати тиску, кПа;

4.2.1 Лінійні втрати тиску(втрати тиску по довжині) $\Delta P_{\text{л}}$, Па розраховую по формулі (4.2)

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \cdot S, \quad (4.2)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, $\lambda = 0,0246$;

d – внутрішній діаметр трубопроводу, $d = 0,209$ м; [4]

v – швидкість води в трубопроводі, $v = 1$ м/с;

S – довжина даної ділянки трубопроводу, м;

ρ^{\cdot} – густина води при температурі $t = 110^{\circ}\text{C}$, $\rho_{\text{в}} = 951$ кг/м³ ; [2]

ρ'' – густина води при температурі $t = 70^{\circ}\text{C}$, $\rho_{\text{в}} = 977$ кг/м³ ; [2]

4.2.1.1 Втрати тиску по довжині у подавальному трубопроводі розраховую по формулі (4.2):

1) Втрати тиску по довжині першої ділянки згідно з формулою (4.2)

$$\Delta P_1^{\cdot} = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 951}{2} \cdot 25 = 1399,17 \text{ Па}$$

2) Втрати тиску по довжині другої ділянки згідно з формулою (4.2)

$$\Delta P_2^{\cdot} = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 951}{2} \cdot 25,5 = 1427,18 \text{ Па},$$

3) Втрати тиску по довжині третьої ділянки згідно з формулою (4.2)

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_3' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 951}{2} \cdot 17,5 = 979,42 \text{ Па},$$

4.2.1.2 Втрати тиску по довжині у зворотному трубопроводі розраховую по формулі (4.2):

1) Втрати тиску по довжині першої ділянки, Па:

$$\Delta P_1'' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 977,8}{2} \cdot 25 = 1438,63 \text{ Па},$$

2) Втрати тиску по довжині другої ділянки, Па:

$$\Delta P_2' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 977,8}{2} \cdot 25,5 = 1467,4 \text{ Па}$$

3) Втрати тиску по довжині третьої ділянки, Па:

$$\Delta P_3' = \frac{0,0246}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 977,8}{2} \cdot 17,5 = 1007 \text{ Па}$$

4.2.1.3 Сумарні втрати тиску по довжині у подавальному трубопроводі, Па, дорівнюють:

$$\Sigma \Delta P_{л}' = \Delta P_1' + \Delta P_2' + \Delta P_3' \quad (4.3)$$

$$\Sigma \Delta P_{л}' = 1399,17 + 1427,18 + 979,42 = 3805,77 \text{ Па}$$

4.2.1.4 Сумарні втрати тиску по довжині у зворотному трубопроводі за аналогією з формулою (4.3)

$$\Sigma \Delta P_{л}'' = 1438,63 + 1467,4 + 1007 = 3913,03 \text{ Па}$$

4.2.1.5 Втрати тиску на тертя у подавальному та зворотному трубопроводах, Па, можуть бути визначені також по номограмі [4] з використанням формули:

$$\Delta P_{л} = \Delta P_{тр} = P_{тр}' \cdot \Sigma l, \quad (4.4)$$

де $P_{тр}'$ – питома втрата тиску на тертя, Па, і становить $P_{тр}' = 49, \text{ Па}$

Σl – сумарна довжина всіх ділянок мережі, м;

$\Sigma l_n = \Sigma l_3 = 66,5 \text{ м}$ (див. рис.4.1);

За формулою (4.4) визначаю втрати тиску на тертя у подавальному та зворотному трубопроводах:

$$\Delta P_{тр}'' = \Delta P_{тр}^3 = 49 \cdot 66,5 = 3250, \text{ Па}$$

Висновок: Значення лінійних втрат тиску, які були розраховані по двом різним методикам (перша – розрахунок за формулою (5.2), де $\Sigma \Delta P_{л}' = 3,7 \text{ кПа}$ та $\Sigma \Delta P_{л}'' = 3,9 \text{ кПа}$, друга – по номограмі [4], де $\Delta P_{тр}'' = \Delta P_{тр}^3 = 3,3 \text{ кПа}$), відрізняються, так як визначення параметру лінійних втрат тиску по номограмі має свою похибку.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

4.2.2 Місцеві втрати тиску розраховую по формулі (4.4) [4]

$$\Delta P_{\text{м}} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{екв}}}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2}, \quad (4.4)$$

де $l_{\text{екв}}$ - еквівалентна довжина місцевого тиску, м, при умовному діаметрі трубопроводу $D_y = 200$ мм [4]

$$l_{\text{екв}} = 2,52 \text{ м (на кожний поворот при } 90^\circ \text{)},$$

4.2.2.1 Місцеві втрати тиску у подавальному трубопроводі, Па, дорівнюють:

$$\Delta P_{\text{м}}' = 0,025 \cdot \frac{2,52 \cdot 2}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 917}{2} = 246,8 \text{ Па}$$

4.2.2.2 Місцеві втрати тиску у зворотному трубопроводі, Па, дорівнюють:

$$\Delta P_{\text{м}}'' = 0,025 \cdot \frac{2,52 \cdot 2}{0,209} \cdot \frac{1^2 \cdot 978}{2} = 295 \text{ Па}$$

4.2.3 Дійсні втрати тиску, кПа, на ділянках у подавальному та у зворотному трубопроводах по формулі (4.1):

$$\Delta P_{\text{о}}' = 3,67 + 0,25 = 3,92 \text{ кПа}$$

$$\Delta P_{\text{о}}'' = 3,9 + 0,3 = 4,2 \text{ кПа}$$

4.3 Висновки за розділом 4

У даному розділі був проведений гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж. Був вибраний діаметр трубопроводів $D_n = 219 \times 5$ мм. Дійсні втрати тиску, кПа, на ділянках у подавальному та у зворотному трубопроводах склали 4,2 кПа.

5 БЛОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

5.1 Загальні відомості

Блок системи ГВП в себе включає:

- теплообмінник пластинчастий;
- двоходовий регулюючий клапан з регулятором температури прямої дії;
- систему дренажних трубопроводів;
- арматуру, фільтри і контрольно-вимірювальні прилади;
- циркуляційні насоси.

Гаряча вода готується у теплообміннику, який встановлений у тепловому пункті та підключений до теплоносія по двухступінчатій змішаній схемі.

внутрішньо будинкова система ГВП – двозонна. Перша зона це 1-12 поверх 2-ї секції та повністю 3 і 4 секції. Друга зона це поверхи з 13 по 24 2-ї секції. У якості підігрівача ГВП використовую пластинчаті теплообмінні апарати, які представляють собою моноблок (1-ша та 2-га ступені зібрані у одному теплообміннику)

Холодна вода подається в теплообмінник системи ГВП та нагрівається до температури 60 °С. Температурний датчик вимірює температуру гарячої води на виході з теплообмінника, і якщо її значення зміниться, регулюючий клапан змінить витрати первинної води. В першій ступені теплообмінника вода підігрівається зворотною водою від систем опалення та догрівається мережною водою в другій ступені теплообмінника.

Циркуляцію контуру ГВП забезпечують циркуляційні насоси.

5.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника

Перевірочний розрахунок системи ГВП дозволяє вибрати систему ГВП по відношенню витрат тепла на опалення та гаряче водопостачання по формулі (5.1)

$$A = \frac{Q_{гвс}}{Q_o}, \quad (5.1)$$

де $Q_{гвс}$ – витрати тепла на ГВП, Вт;

Q_o – витрати тепла на опалення, Вт.

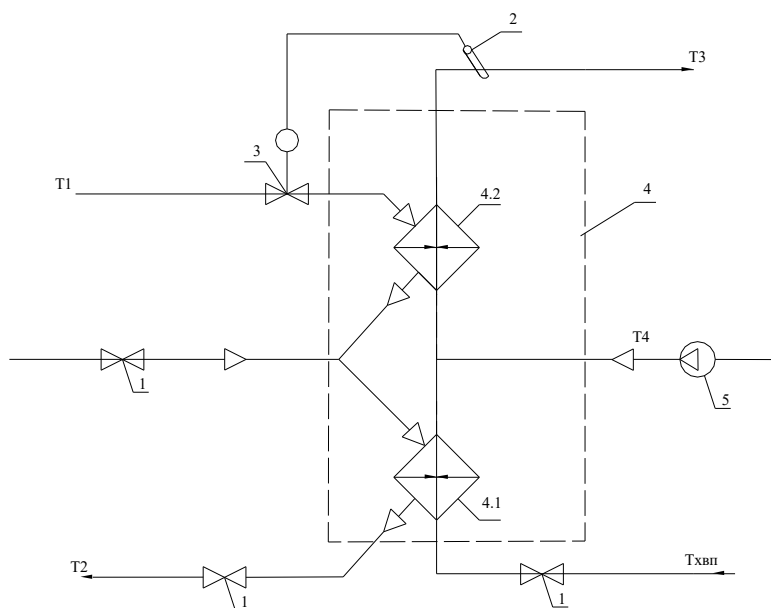
$$A = \frac{1,27}{1,77} = 0,72$$

Так, як $0,2 \leq A \leq 1,0$, то по [5] приймаю до установки двухступінчасту змішану схему.

5.2.1 Схема підключення підігрівача ГВП 2 (1 зони), 3, 4 секцій

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Схема включення підігрівача гарячого водопостачання показана на рисунку



- 1 – засувка;
- 2 - датчик температури гарячої води;
- 3 - регулятор температури;
- 4- теплообмінник ГВП (моноблок);
- 4.1 - підігрівач 1-ї ступені;
- 4.2 - підігрівач 2-ї ступені;
- 5 - циркуляційний насос системи ГВП;
- T1 - подавальний трубопровід мережної води;
- T2 - зворотній трубопровід мережної води;
- T3 - гаряча вода до споживача;
- T4 - рециркуляція ГВП;
- Т хвп- водопровід.

Рисунок 5.1 – Схема включення підігрівача ГВП

5.2.1.1. Розрахунок схеми водопідігрівача

Розрахунок схеми підігрівача ведемо при найбільшій низькій температурі води у подавальному трубопроводі теплової мережі, у точці зламу температурного графіку.

1) Температура зовнішнього повітря, °С:

$$t_n^{изл} = t_{вн}^p - \phi_{от}^{изл} \cdot (t_{вн}^p - t_{p.o.}), \quad (5.2)$$

де $t_{\text{вн}}^p$ - розрахункова температура повітря у жилому приміщенні по [2],
 $t_{\text{вн}}^p = 20^\circ\text{C}$;
 $t_{\text{р.о.}}$ - розрахункова температура на опалення, для м. Горішні Плавні по [2], $t_{\text{р.о.}} = -23^\circ\text{C}$;
 $\phi_{\text{от}}^{\text{изл}}$ - опалювальний коефіцієнт

$$\phi_{\text{от}}^{\text{изл}} = \frac{t_{\text{с.под.}}^{\min} \cdot \frac{0,4 \cdot n}{1+n} (t_{\text{от.ср.}}^p - t_{\text{вн}}^p)}{t_{\text{с.под.}}^p - t_{\text{вн}}^p}, \quad (5.3)$$

де $t_{\text{с.под.}}^{\min}$ - мінімальна температура мереженої води у точці зламу температурного графіку, $^\circ\text{C}$; приймаю $t_{\text{с.под.}}^{\min} = 70^\circ\text{C}$

$t_{\text{от.ср.}}^p$ - середня температура води у опалювальних приборах, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{от.ср.}}^p = \frac{t_{\text{от.под.}}^p + t_{\text{от.обр.}}^p}{2}, \quad (5.4)$$

де $t_{\text{от.под.}}^p$, $t_{\text{от.обр.}}^p$ - розрахункова температура води на систему опалення у подавальному та зворотному трубопроводах, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{от.ср.}}^p = \frac{95 + 70}{2} = 82,5^\circ\text{C}$$

n - коефіцієнт, який приймається при русі води у опалювальних пристроях зверху - вниз; приймаю по [2] $n = 0,32$;

$$\phi_{\text{от}}^{\text{изл}} = \frac{70 - 20 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} \cdot (82,5 - 18)}{110 - 18} = 0,376$$

Тоді температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіку, $^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{н}}^{\text{изл}} = 20 - 0,376 \cdot (18 + 23) = 2,5^\circ\text{C}$$

2) Температура мережної води у зворотному трубопроводі, $^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{с.обр.}}^{\min} = t_{\text{с.под.}}^{\min} - (t_{\text{с.под.}}^p - t_{\text{с.обр.}}^p) \cdot \frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н}}^{\text{изл}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{р.о.}}}, \quad (5.5)$$

де $t_{\text{с.под.}}^p$, $t_{\text{с.обр.}}^p$ - розрахункові температури мережної води у подавальному та зворотному трубопроводах, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{с.обр.}}^{\min} = 70 - (110 - 70) \cdot \frac{20 - 2,5}{20 + 23} = 55^\circ\text{C}.$$

3) Температура води, яка нагрівається після першої ступені підігрівача, $^\circ\text{C}$, у відповідності з рисунком 5.1

$$t_{\text{н}} = t_{\text{с.обр.}}^{\min} - \delta, \quad (5.6)$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

де δ – недогрів локальної води, приймаю $\delta = 6 \dots 10^\circ\text{C} = 10^\circ\text{C}$ [1].

$$t_n = 55 - 10 = 45^\circ\text{C}$$

4) Теплова навантаження водопідігрівача ГВП, кВт

Теплове навантаження першого ступеня

$$Q_1 = Q_{\text{звс}} \cdot \frac{t_n - t_x}{t_z - t_x}, \quad (5.7)$$

де t_x – температура холодної води, яка нагрівається, $^\circ\text{C}$, приймаю по [4] $t_x = 5^\circ\text{C}$;

t_z – температура гарячої води, $^\circ\text{C}$, приймаю по [4] $t_z = 55^\circ\text{C}$;

$$Q_1 = 920000 \cdot \frac{45 - 5}{55 - 5} = 736 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження другої ступені

$$Q_2 = Q_{\text{звс}} - Q_1, \quad (5.8)$$

$$Q_2 = 920 - 736 = 184 \text{ кВт}$$

5) Масова витрата гарячої води (яка нагрівається), кг/с

$$G_n = \frac{Q_{\text{звс}}}{c_p \cdot (t_z - t_x)}, \quad (5.9)$$

де c_p – масова теплоємність води, $c_p = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

$$G_n = \frac{920000}{4187 \cdot (55 - 5)} = 4,39 \text{ кг/с}$$

6) Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої води

$$G_{z2} = \frac{Q_2}{c_p \cdot (t_{\text{с.под}}^{\text{min}} - t_{\text{с.обг}}^{\text{min}})}, \quad (5.10)$$

$$G_{z2} = \frac{423200}{4187 \cdot (70 - 55)} = 6,7 \text{ кг/с}$$

7) Витрата тепла на опалення при температурі зовнішнього повітря, кВт, дорівнює температурі у точці зламу

$$Q_{\text{от}}^{\text{изл}} = Q_{\text{от}} \cdot \frac{t_{\text{вн}}^p - t_n^{\text{изл}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{р.о.}}}, \quad (5.11)$$

де $t_n^{\text{изл}}$ - температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіку, $^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{от}}^{\text{изл}} = 1,09 \cdot 10^3 \cdot \frac{20 - 2,5}{20 + 23} = 412 \text{ кВт.}$$

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

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{c.om.}^{изл} = \frac{Q_{от}^{изл}}{c_p \cdot (t_{c.под}^{min} - t_{c.обp.}^{min})}, \quad (5.12)$$

$$G_{c.om.}^{изл} = \frac{412 \cdot 10^3}{4187 \cdot (70 - 55)} = 6,5 \text{ кг/с}.$$

9) Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водопідігрівача, кг/с

$$G_{\varepsilon 1} = \varphi \cdot (G_{\varepsilon 2} + G_{c.om.}^{изл}), \quad (5.13)$$

де $\varphi = 0,85$ – коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, яка не попадає у першу ступінь підігрівника

$$G_{\varepsilon 1} = 0,85 \cdot (6,7 + 6,5) = 11,22 \text{ кг/с}$$

10) Температура мережної води на виході з першої ступені підігрівача, °C

$$t_2'' = t_{c.обp.}^{min} - \frac{Q_1}{c_p \cdot G_{\varepsilon 1}}, \quad (5.14)$$

де Q_1 – теплове навантаження першої ступені підігрівача ГВП.

$$t_2'' = 55 - \frac{736}{4,187 \cdot 11,22} = 39,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.2.1.2 Розрахунок підігрівача першої ступені пластинчатого теплообмінника

1) Средньюлогарифмична різниця температур

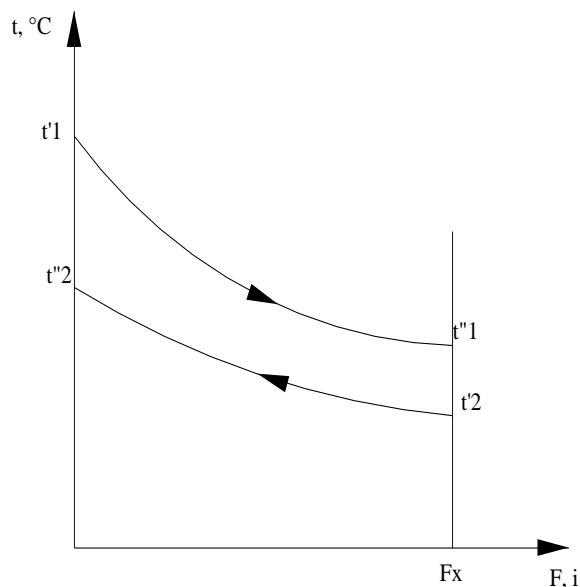


Рисунок 5.2 - Графік зміни температур теплоносіїв

Середній температурний напір при протитечійній схемі, °C

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (5.15)$$

де Δt_{δ} , $\Delta t_{\mathcal{M}}$ - відповідно більша та менша різниця температур.

$$\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2' = 39,4 - 5 = 34,4^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_1' - t_2'' = 55 - 32 = 23^{\circ}\text{C}$$

Тоді середній температурний напір, $^{\circ}\text{C}$, дорівнює:

$$\Delta t = \frac{34,4 - 23}{\ln \frac{34,4}{23}} = 29^{\circ}\text{C}.$$

2) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$

- швидкість мережної води у каналі

$$W_1 = \frac{G_{\mathcal{C}1}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.16)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику зі сторони теплоносія, який гріється шт, приймаю $z_1=6$ шт;

f_1 – площа поперечного перерізу каналу, м^2 , по [5] приймаю для пластинчатого теплообмінника типа РС-0,5 $f_1=0,00285 \text{ м}^2$

ρ_1 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [6] приймаю

$$\rho_1 = f \left(t_{cp1} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{55 + 39,4}{2} = 47,2^{\circ}\text{C} \right) = 989,25 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$W_1 = \frac{11,22}{6 \cdot 0,00285 \cdot 989,25} = 0,66 \text{ м}/\text{с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, визначаю по [5]

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3}, \quad (5.17)$$

де λ_1 – теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$, беру за [6], $\lambda_1 = 62,55 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$

Nu_1 – число Нуссельта для турбулентного режиму

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}} \right)^{0,25} \quad (5.18)$$

де Re_1 - число Рейнольдса,

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1}, \quad (5.19)$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009 \text{ м}$; ν_1 – кінематична в'язкість [6] $\nu_1 = 0,741 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$Re_1 = \frac{0,66 \cdot 0,009}{0,741 \cdot 10^{-6}} = 8016;$$

Pr_1 - критерій Прандтля;

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1}, \quad (5.20)$$

a_1 – коефіцієнт теплопровідності, [6] $a_1 = 15,08 \cdot 10^{-8}$ м/с;

$$Pr_1 = \frac{0,741 \cdot 10^{-6}}{15,08 \cdot 10^{-8}} = 4,914;$$

Pr_{c1} - критерій Прандтля, [6], $Pr_{c1}=4,932$;

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 8016^{0,73} \cdot 4,914^{0,43} \cdot \left(\frac{4,914}{4,932}\right)^{0,25} = 467;$$

$$\alpha_1 = 467 \cdot \frac{62,55 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 32456 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3) Швидкість води у каналі, яка нагрівається, м/с

$$W_2 = \frac{G_n}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (5.21)$$

де z_2 – кількість каналів у теплообміннику з нагрівальною стороною, шт, приймаю $z_2 = z_1 = 5$ шт;

ρ_2 – густина води, кг/м³, [6]

$$\rho_2 = f\left(t_{cp2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{5 + 32}{2} = 18,5^\circ\text{C}\right) = 998,4 \text{ кг/м}^3$$

$$W_2 = \frac{4,39}{5 \cdot 0,00285 \cdot 998,4} = 0,3 \text{ м/с.}$$

- коефіцієнт тепловіддачі [5]

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_3}, \quad (5.22)$$

де λ_2 – теплопровідність [6]

$$\lambda_{12} = 59,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Nu_2 – число Нуссельта, для турбулентного режиму

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}}\right)^{0,25}, \quad (5.23)$$

де Re_2 - число Рейнольдса,

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2}, \quad (5.24)$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

ν_2 – кінематична в'язкість, по [6] $\nu_2 = 1,051 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Re}_2 = \frac{0,3 \cdot 0,009}{1,051 \cdot 10^{-6}} = 2569;$$

Pr_2 - критерій Прандтля;

$$\text{Pr}_2 = \frac{\nu_2}{a_2}, \quad (5.25)$$

a_2 - по [6] $a_2 = 14,21 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Pr}_2 = \frac{1,051 \cdot 10^{-6}}{14,21 \cdot 10^{-8}} = 7,396;$$

Pr_{c2} - критерій Прандтля [6], $\text{Pr}_{c2} = 7,395$;

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 2569^{0,73} \cdot 7,396^{0,43} \cdot \left(\frac{7,396}{7,395}\right)^{0,25} = 98;$$

$$\alpha_2 = 98 \cdot \frac{59,5 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 6533 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4) Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\kappa = \frac{\beta}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta_{cm}/\lambda_{cm} + R_3}, \quad (5.26)$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному розрізі по [6] приймаю $\beta = 0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стінки, по [2] $R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2\text{К)}/\text{Вт}$;

δ_{cm} – товщина стінки пластини, по [5] $\delta_{cm} = 0,001 \text{ м}$;

λ_{cm} – теплопровідність стали, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,

по [6] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т

$$\lambda_{cm} = f\left(\frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{47,2 + 18,5}{2} = 33^\circ \text{C}\right) = 62 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{1/32456 + 1/6533 + 0,001/62 + 0,00023} = 1666 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

5) Площа поверхні теплообмінного апарату, м^2

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (5.27)$$

де Δt_1 - середньологарифмічна різниця температур, °С;

$$F_1 = \frac{736 \cdot 10^3}{1666 \cdot 29} = 15,3 \text{ м}^2$$

Приймаю з урахуванням росту забруднень площа поверхні теплообмінника $F_a=16 \text{ м}^2$.

6) Площа поперечного перерізу пакета, м^2

- по стороні ходу 1-го (гарячого) теплоносія

$$f_{n1} = \frac{V_{z1}}{3600 \cdot W_1}, \quad (5.28)$$

$$f_{n1} = \frac{32,2}{3600 \cdot 0,66} = 0,013 \text{ м}^2;$$

- по стороні ходу 2-го (холодного) теплоносія

$$f_{n2} = \frac{V_n}{3600 \cdot W_2}, \quad (5.29)$$

$$f_{n2} = \frac{15,8}{3600 \cdot 0,3} = 0,015 \text{ м}^2.$$

7) Кількість каналів в одному пакеті, шт

- для 1-го (гарячого) теплоносія

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1}, \quad (5.30)$$

$$m_1 = \frac{0,013}{0,00285} = 6 \text{ шт},$$

- для 2-го (холодного) теплоносія

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_1}, \quad (5.31)$$

$$m_2 = \frac{0,015}{0,00285} = 5,3 \text{ шт}$$

приймаю $m_2 = 5 \text{ шт}$.

8) Число пластин в одному пакеті, шт

- для 1-го (гарячого) теплоносія

$$n_1 = 2 \cdot m_1, \quad (5.32)$$

$$n_1 = 2 \cdot 6 = 12 \text{ шт};$$

- для 2-го (холодного) теплоносія

$$n_2 = 2 \cdot m_2, \quad (5.33)$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_2 = 2 \cdot 5 = 10 \text{ шт.}$$

9) Поверхня теплообмінника одного пакета, м²

- для 1-го (гарячого) теплоносія

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1, \quad (5.34)$$

$$F_{n1} = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ м}^2;$$

- для 2-го (холодного) теплоносія

$$F_{n2} = F_1 \cdot n_2, \quad (5.35)$$

$$F_{n2} = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ м}^2.$$

10) Кількість пакетів у апараті, шт

- по стороні хода 1-го (гарячого) теплоносія

$$X_1 = \frac{F_1}{F_{n1}}, \quad (5.36)$$

$$X_1 = \frac{16}{6} = 2,75$$

приймаю $X_1=3$;

- по стороні хода 2-го (холодного) теплоносія

$$X_2 = \frac{F_1}{F_{n2}}, \quad (5.37)$$

$$X_2 = \frac{16}{5} = 3,2$$

приймаю $X_2=3$.

11) Число пластин в апараті, шт

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_n}{F_n}, \quad (5.38)$$

$$n = \frac{16 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 34 \text{ шт.}$$

12) Фактична площа поперечного перерізу пакетів, м²

$$f_{n1} = f_1 \cdot m_1, \quad (5.39)$$

$$f_{n1} = 0,00285 \cdot 6 = 0,0171 \text{ м}^2;$$

$$f_{n2} = f_1 \cdot m_2, \quad (5.40)$$

$$f_{n2} = 0,00285 \cdot 5 = 0,02142 \text{ м}^2.$$

13) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1 , Вт/(м²·К)

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- фактична швидкість мережної води у каналі, м/с

$$W_1 = \frac{G_{c1}}{f_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.41)$$

$$W_1 = \frac{11,22}{0,0171 \cdot 989,25} = 0,66 \text{ м/с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3},$$

де λ_1 – теплопровідність, Вт/(м · К) [6]

$$\lambda_1 = 62,55 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м · К);}$$

Nu_1 – число Нуссельта, для турбулентного режиму

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot \text{Re}_1^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25},$$

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю за (5.19)

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_1 – кінематична в'язкість, по [6] $\nu_1 = 0,741 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,66 \cdot 0,009}{0,741 \cdot 10^{-6}} = 8016;$$

Pr_1 - критерій Прандтля, визначаю по (5.20)

$$\text{Pr}_1 = \frac{\nu_1}{a_1}$$

a_1 визначаю по [6] $a_1 = 15,08 \cdot 10^{-8} \text{ , м}^2/\text{с}$

$$\text{Pr}_1 = \frac{0,741 \cdot 10^{-6}}{15,08 \cdot 10^{-8}} = 4,914;$$

Pr_{c1} - критерій Прандтля, визначаю по [6], $\text{Pr}_{c1}=4,932;$

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot 8016^{0,73} \cdot 4,914^{0,43} \cdot \left(\frac{4,914}{4,932} \right)^{0,25} = 184;$$

$$\alpha_1 = 184 \cdot \frac{62,55 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 12676 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

14) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, α_2 , Вт/(м² · К)

- швидкість води у каналі, яка нагрівається, м/с

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_2 = \frac{G_n}{f_1 \cdot \rho_2}, \quad (5.42)$$

де ρ_2 – густина води, кг/м³, по [2]

$$\rho_2 = f \left(t_{cp2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{5 + 32}{2} = 18,5^\circ\text{C} \right) = 998,4 \text{ кг/м}^3$$

$$W_2 = \frac{11,22}{0,0142 \cdot 998,4} = 0,79 \text{ м/с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначаю за формулою (5.22)

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_3}$$

де λ_{12} – теплопровідність, приймаю по [6]

$$\lambda_{12} = 59,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Nu_2 – число Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі (5.23)

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{c2}} \right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.24)

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3 = 0,009 \text{ м}$;

ν_2 – кінематична в'язкість [6] $\nu_2 = 1,051 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Re}_2 = \frac{0,79 \cdot 0,009}{1,051 \cdot 10^{-6}} = 6777;$$

Pr_2 - критерій Прандтля, визначаю по формулі (5.25)

$$\text{Pr}_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

a_2 визначаю по [6] $a_2 = 14,21 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Pr}_2 = \frac{1,051 \cdot 10^{-6}}{14,21 \cdot 10^{-8}} = 7,396;$$

Pr_{c2} - критерій Прандтля, визначаю по формулі [6], $\text{Pr}_{c2} = 7,395$;

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 6777^{0,73} \cdot 7,396^{0,43} \cdot \left(\frac{7,396}{7,395} \right)^{0,25} = 200;$$

$$\alpha_2 = 200 \cdot \frac{59,5 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 13183 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

15) Коефіцієнт теплопередачі визначаю по формулі (5.26)

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному перерізі, $\beta=0,7$; [2]

R_3 - термічний опір забруднень на стіні, по [5] приймаю $R_3 = 0,00023 \frac{(m^2 \times K)}{Вт}$;

δ_{cm} – товщина стінки пластини, приймаю по [5] $\delta_{cm}=0,001$ м;

λ_{cm} – теплопровідність сталі, Вт/(м•К), [6] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{cm} = f\left(\frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{47,2 + 18,5}{2} = 33^\circ C\right) = 62 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{12676} + \frac{1}{13183} + \frac{0,001}{62} + 0,00023} = 1840 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

16) Площа поверхні теплообмінного апарату, визначаю по формулі (5.27)

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1},$$

де Δt_1 - середньо логарифмічна різниця температур, $^\circ C$

$$F_a = \frac{736 \cdot 10^3}{1840 \cdot 29} = 14,6 \text{ м}^2.$$

Вибрана площа поверхні теплообмінника $F_a = 15 \text{ м}^2$

17) Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу

$$\zeta_1 = \frac{29}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (5.43)$$

$$\zeta_1 = \frac{29}{8016^{0,25}} = 3,06;$$

$$\zeta_2 = \frac{29}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (5.44)$$

$$\zeta_2 = \frac{29}{6777^{0,25}} = 3,19.$$

18) Гідравлічний опір пакетів пластин, кПа

$$\Delta P_1 = \zeta_1 \cdot \frac{L_n}{d_3} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot X_1 \quad (5.45)$$

де L_n – приведена довжина одного каналу, м; по [5] приймаю $L_n = 0,8$ м;

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$\Delta P_1 = 3,06 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 989 \cdot \frac{0,66^2}{2} \cdot 3 = 175 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_2 = \zeta_2 \cdot \frac{L_n}{d_3} \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_2^2}{2} \cdot X_2, \quad (5.46)$$

$$\Delta P_2 = 3,19 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 998,4 \cdot \frac{0,79^2}{2} \cdot 3 = 265 \text{ кПа}.$$

19) Перевірка швидкості руху теплоносіїв у штуцерах, м/с

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot V_1}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (5.47)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера, м; по [5] приймаю $D_y=0,2$ м;

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot 32,2}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,28 \text{ м/с};$$

$$W_{um2} = \frac{4 \cdot V_2}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (5.48)$$

$$W_{um2} = \frac{4 \cdot 15,8}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,14 \text{ м/с}.$$

Так, як швидкості теплоносіїв у штуцерах менші допустимих ($0,28 < 2,5$ м/с; $0,14 < 2,5$ м/с), то замість опорів штуцерів враховано при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 и ζ_2

5.2.1.3 Розрахунок підігрівача другої ступені пластинчатого теплообмінника

1) Середньологарифмічна різниця температур

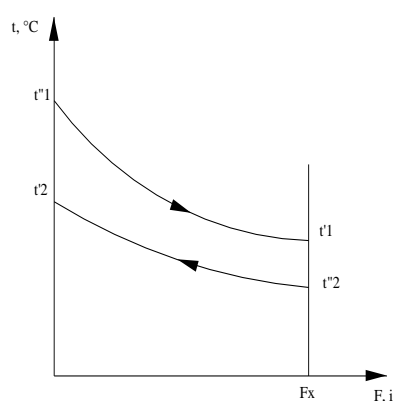


Рисунок 5.3 - Графік зміни температур

Середній температурний напір при протитечій ній схемі, °C

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (5.49)$$

де Δt_{δ} , $\Delta t_{\mathcal{M}}$ - відповідно велика та мала різниця температур.

$$\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2' = 39,4 - 5 = 34,4^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_1' - t_2'' = 55 - 32 = 23^{\circ}\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір дорівнює

$$\Delta t_2 = \frac{34,4 - 23}{\ln \frac{34,4}{23}} = 29^{\circ}\text{C}.$$

2) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1 , Вт/(м²·К)

$$W_1 = \frac{G_{\mathcal{E}2}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (5.50)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику з граючої сторони, *шт*, приймаю $z_1=4$ шт;

f_1 – площа поперечного перерізу каналу, м², по [5] приймаю для пластинчатого теплообмінника типа РС-0,5 $f_1=0,00285$ м²;

ρ_1 – густина води, кг/м³, [6]

$$\rho_1 = f \left(t_{cp1} = \frac{t_1'' + t_2''}{2} = \frac{39,4 + 32}{2} = 35^{\circ}\text{C} \right) = 992,25 \text{ кг/м}^3$$

$$W_1 = \frac{6,7}{4 \cdot 0,00285 \cdot 992,25} = 0,59 \text{ м/с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.17)

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3},$$

де λ_1 – теплопровідність, приймаю [6] $\lambda_1 = 65,46 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К)

Nu_1 – число Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі (5.18)

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}} \right)^{0,25},$$

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.19)

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_1 – кінематична в'язкість, по [6] $\nu_1 = 0,5092 \cdot 10^{-6}$ м²/с

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$Re_1 = \frac{0,59 \cdot 0,009}{0,5092 \cdot 10^{-6}} = 9985;$$

Pr_1 - критерій Прандтля, визначаю по формулі (5.20)

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

$$a_1 = 15,88 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Pr_1 = \frac{0,5092 \cdot 10^{-6}}{15,88 \cdot 10^{-8}} = 3,207;$$

Pr_{c1} - критерій Прандтля, визначаю по формулі [6], $Pr_{c1}=3,204$;

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 9985^{0,73} \cdot 3,207^{0,43} \cdot \left(\frac{3,207}{3,204}\right)^{0,25} = 182,5;$$

$$\alpha_1 = 182,5 \cdot \frac{65,46 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 13270 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

3) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, $\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

- швидкість води у каналі, яка нагрівається, м/с

$$W_2 = \frac{G_n}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (5.51)$$

де z_2 – кількість каналів у теплообміннику з нагріваною стороною, шт, приймаю $z_2 = z_1 - 1 = 3$ шт;

ρ_2 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [6] приймаю

$$\rho_2 = f\left(t_{cp2} = \frac{t_c + t_n}{2} = \frac{55 + 5}{2} = 30^\circ \text{C}\right) = 993,8 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$W_2 = \frac{4,39}{3 \cdot 0,00285 \cdot 993,8} = 0,5 \text{ м}/\text{с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.22)

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_3},$$

де λ_2 – теплопровідність, приймаю [6] $\lambda_{12} = 63,96 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Nu_2 – число Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі (5.23)

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}}\right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.24)

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3 = 0,009 \text{ м}$;

ν_2 – кінематична в'язкість, визначаю по [6] $\nu_2 = 0,623 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$Re_2 = \frac{0,5 \cdot 0,009}{0,623 \cdot 10^{-6}} = 7290;$$

Pr_2 - критерій Прандтля, визначаю по формулі (5.25)

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

$$a_2 = 15,44 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Pr_2 = \frac{0,623 \cdot 10^{-6}}{15,44 \cdot 10^{-8}} = 4,035;$$

Pr_{c2} - критерій Прандтля, визначаю по [6], $Pr_{c2}=4,041$

$$N_{u2} = 0,135 \cdot 7290^{0,73} \cdot 4,035^{0,43} \cdot \left(\frac{4,035}{4,041} \right)^{0,25} = 158$$

$$\alpha_2 = 158 \cdot \frac{63,96 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 11265 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4) Коефіцієнт теплопередачі, визначаю по формулі (5.26)

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному перерізі, по [5] приймаю $\beta=0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стіні, по [5] приймаю $R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$

δ_{cm} – товщина стінки пластини, приймаю по [5] $\delta_{cm}=0,001 \text{ м}$;

λ_{cm} – теплопровідність сталі, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,

по [2] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{ст} = f \left(\frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{36 + 30}{2} = 33^\circ \text{C} \right) = 62 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

$$\kappa_2 = \frac{0,7}{\frac{1}{13270} + \frac{1}{11265} + \frac{0,001}{62} + 0,00023} = 1850 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

5) Площа поверхні теплообмінника, м^2

$$F_2 = \frac{Q_2}{\kappa_2 \cdot \Delta t_2}, \quad (5.52)$$

де Δt_1 - середньологарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$;

$$F_a = \frac{736 \cdot 10^3}{1850 \cdot 30} = 14,5 \text{ м}^2.$$

Приймаю з урахуванням росту забруднень площу поверхні теплообмінника

$$F_a = 15 \text{ м}^2.$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6) Площа поперечного розрізу пакету, м²

- по стороні ходу 1-го (гарячого) теплоносія

$$f_{n1} = \frac{V_{\varepsilon 2}}{3600 \cdot W_1}, \quad (5.53)$$

$$f_{n1} = \frac{27,4}{3600 \cdot 0,5} = 0,02 \text{ м}^2;$$

- по стороні ходу 2-го (холодного) теплоносія

$$f_{n2} = \frac{V_n}{3600 \cdot W_2},$$

$$f_{n2} = \frac{15,83}{3600 \cdot 0,5} = 0,008 \text{ м}^2.$$

7) Кількість каналів у одному пакеті, шт

- для 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.30)

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1};$$

$$m_1 = \frac{0,02}{0,00285} = 4,41 \text{ шт}$$

приймаю $m_1 = 4$ шт;

- для 2-го (холодного) теплоносія, визначаю по формулі (5.31)

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_2},$$

$$m_2 = \frac{0,008}{0,00285} = 3,45 \text{ шт}$$

Приймаю $m_2 = 4 \text{ шт}$.

8) Число пластин в одному пакеті, шт

- для 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.32)

$$n_1 = 2 \cdot m_1,$$

$$n_1 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт};$$

- для 2-го (холодного) теплоносія, визначаю по формулі (5.33)

$$n_2 = 2 \cdot m_2,$$

$$n_2 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт}.$$

9) Поверхня теплообміну одного пакету, м²

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.34)

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1$$

$$F_{n2} = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ м}^2.$$

10) Кількість пакетів у апараті, шт

- по стороні хода 1-го (гарячого) теплоносія, визначаю по формулі (5.36)

$$X_1 = \frac{F_1}{F_{n1}},$$

$$X_1 = \frac{15}{4} = 3,75$$

приймаю $X_1=4$;

- по стороні хода 2-го (холодного) теплоносія, визначаю по формулі (5.37)

$$X_2 = \frac{F_1}{F_{n2}},$$

$$X_1 = \frac{15}{4} = 3,75$$

Приймаю $X_2=4$.

11) Число пластин у апараті, шт

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_1}{F_1},$$

$$n = \frac{15 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 32 \text{ шт}$$

12) Фактична площа поперечного розрізу пакетів, визначаю по формулі (5.39) и (5.40)

$$f_{n1} = f_1 \cdot m_1;$$

$$f_{n1} = 0,00285 \cdot 4 = 0,01032 \text{ м}^2;$$

$$f_{n2} = f_1 \cdot m_2;$$

$$f_{n2} = 0,00285 \cdot 4 = 0,01032 \text{ м}^2.$$

13) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стіни, α_1 , Вт/(м²·К)

- фактична швидкість мережної води у каналі, м/с

$$W_1 = \frac{G_{\varepsilon 2}}{f_{n1} \cdot \rho_1}, \quad (5.54)$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{11,22}{0,01032 \cdot 992,16} = 0,5 \text{ м/с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.17)

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3},$$

де λ_1 – теплопровідність, приймаю [6] $\lambda_1 = 65,46 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Nu_1 – число Нуссельта, для турбулентного режиму

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot \text{Re}_1^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25},$$

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.19)

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009 \text{ м}$;

ν_1 – кінематична в'язкість, [6] $\nu_1 = 0,5092 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,5 \cdot 0,009}{0,5092 \cdot 10^{-6}} = 4230;$$

Pr_1 - критерій Прандтля, визначаю по формулі (5.20)

$$\text{Pr}_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

$$a_1 = 15,88 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Pr}_1 = \frac{0,5092 \cdot 10^{-6}}{15,88 \cdot 10^{-8}} = 3,207$$

Pr_{c1} - критерій Прандтля [6], $\text{Pr}_{c1}=3,204$;

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot 4230^{0,73} \cdot 3,207^{0,43} \cdot \left(\frac{3,207}{3,204} \right)^{0,25} = 115;$$

$$\alpha_1 = 115 \cdot \frac{65,46 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 8364 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

14) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до нагріваємої води, $\alpha_2, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

- швидкість води у каналі, яка нагрівається, м/с

$$W_2 = \frac{G_n}{f_{n2} \cdot \rho_2}, \quad (5.55)$$

де ρ_2 – густина води, кг/м^3 , [6] приймаю

$$\rho_2 = f \left(t_{cp2} = \frac{t_2 + t_n}{2} = \frac{55 + 34,4}{2} = 44^\circ \text{C} \right) = 990,8 \text{ кг/м}^3$$

$$W_2 = \frac{6,7}{0,01032 \cdot 990,8} = 0,15 \text{ м/с}$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

- коефіцієнт тепловіддачі, визначаю по формулі (5.22)

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_{12}}{d_3},$$

де λ_2 – теплопровідність, приймаю [6], $\lambda_{12} = 63,96 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м•К)

Nu_2 – число Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю по формулі (5.23)

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{c2}} \right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю по формулі (5.24)

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [7] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_2 – кінематична в'язкість, [6] $\nu_2 = 0,623 \cdot 10^{-6}$ м²/с

$$\text{Re}_2 = \frac{0,15 \cdot 0,009}{0,623 \cdot 10^{-6}} = 2745;$$

Pr_2 - критерій Прандтля, визначаю по формулі (5.25)

$$\text{Pr}_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

a_2 - визначаю по [6] $a_2 = 15,44 \cdot 10^{-8}$ м²/с

$$\text{Pr}_2 = \frac{0,623 \cdot 10^{-6}}{15,44 \cdot 10^{-8}} = 4,035;$$

Pr_{c2} - критерій Прандтля, визначаю по [6], $\text{Pr}_{c2}=4,041$;

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 2745^{0,73} \cdot 4,035^{0,43} \cdot \left(\frac{4,035}{4,041} \right)^{0,25} = 95;$$

$$\alpha_2 = 95 \cdot \frac{63,96 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 6751 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

15) Коефіцієнт теплопередачі, визначаю по формулі (5.26)

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β – поправка, яка враховує нерівність поля швидкостей у прохідному перерізі,
 $\beta=0,7$; [5]

R_3 - термічний опір забруднень на стінці, по [5] приймаю $R_3 = 0,00023$ (м²•К)/Вт

δ_{cm} – товщина стінки пластини, приймаю по [5] $\delta_{cm}=0,001$ м;

λ_{cm} – теплопровідність сталі, Вт/(м•К), [6] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{cm} = f \left(\frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{47,2 + 18,5}{2} = 33^\circ \text{C} \right) = 62 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$\kappa_2 = \frac{0,7}{\frac{1}{8364} + \frac{1}{6751} + \frac{0,001}{62} + 0,00023} = 1430 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

16) Площа поверхні теплообмінника, м²

$$F_2 = \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t_2}, \quad (5.56)$$

де Δt_2 - середньологарифмічна різниця температур, °С;

$$F_a = \frac{423200}{1430 \cdot 33} = 8,9 \text{ м}^2.$$

Вибрана площа поверхні теплообмінника згідно каталогу $F_a=9 \text{ м}^2$. [5]

17) Коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу, визначаю по формулі (5.43) та (5.44)

$$\zeta_1 = \frac{15}{\text{Re}_1^{0,25}},$$

$$\zeta_1 = \frac{15}{4242^{0,25}} = 1,86;$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{\text{Re}_2^{0,25}},$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{2745^{0,25}} = 2,07.$$

18) Гідравлічний опір пакетів пластин, визначаю по формулі (5.45) і (5.46)

$$\Delta P_1 = \zeta_1 \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot X_1,$$

де L_n – приведена довжина одного каналу, м; $L_n = 0,8 \text{ м}$;

$$\Delta P_1 = 1,86 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 985,16 \cdot \frac{0,24^2}{2} \cdot 4 = 18764 \text{ Па} = 19 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_2 = \zeta_2 \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_2^2}{2} \cdot X_2;$$

$$\Delta P_2 = 2,01 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 990,8 \cdot \frac{0,29^2}{2} \cdot 4 = 27552 \text{ Па} = 28 \text{ кПа}$$

19) Перевірка швидкості руху теплоносіїв у штуцерах

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot V_{z2}}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (5.57)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера, м; по [5] приймаю $D_y=0,2 \text{ м}$;

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{um1} = \frac{4 \cdot 9,17}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с};$$

$$W_{um2} = \frac{4 \cdot V_n}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (5.58)$$

$$W_{um2} = \frac{4 \cdot 10,83}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с}.$$

Так, як швидкості теплоносіїв у штуцерах менша допустимих ($0,1 < 2,5 \text{ м/с}$; $0,1 < 2,5 \text{ м/с}$), тоді опір штуцерів враховано при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 і ζ_2 .

5.2.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника ГВП для 2 секції (2 зони)

Розрахунок пластинчатого теплообмінника ГВП для 2 секції (2 зони) проводиться по аналогічній методиці. В результаті розрахунку було підібрано теплообмінник типу РС 0,25:

- номінальна площа поверхні теплообмінника 15 м^2 ;
- кількість пластин у апараті 34 шт.

5.3 Висновки за розділом 5

У даному розділі були проведені розрахунки блоку системи гарячого водопостачання, а саме розрахунок пластинчатого теплообмінника для подальшого вибору обладнання.

6 БЛОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

6.1 Загальні відомості

Блок системи опалення в себе включає:

- гідравлічний регулятор постійності перепаду тиску;
- двоходовий регулюючий клапан з електроприводом;
- циркуляційні насоси;
- сучасний електронний блок регулювання температури систем опалення;
- систему дренажних трубопроводів;
- теплообмінник пластинчастий (для незалежної схеми);
- арматуру, фільтри і контрольно-вимірювальні прилади.

Система опалення будинку працює по залежній та незалежній схемі. Секція №2, яка містить 24 поверхи, розбита по висоті на 2 зони. Перша зона (1-12 поверхів) працює по залежній схемі з насосами на змішуванні теплоносія. Друга зона (13-24 поверх) працює по незалежній схемі з використанням пластинчастого теплообмінника. Секції №3,4 – однозонна система опалення (16 та 12 поверхів відповідно) працюють по залежній схемі з нижнім розгалуженням теплоносія по магістральним трубопроводам та по квартирною двотрубною системою опалення. Трубопроводи в квартирах прокладаються в підготовці підлоги з труб поліетиленових РЕХс (для ц.о.) в захисній гофрі. В кожній квартирі передбачається встановлення вимірювального приладу. Циркуляція в системі – насосна. Теплоносій – вода з температурою 90-70°C.

Регулююча арматура біля радіаторів - термостатичні клапани з попереднім налагодженням та з автоматичними терморегуляторами, що встановлюються на подавальному трубопроводі до нагрівального приладу.

Опалення сходових клітин та ліфтових холів прийнято за однострубною проточною схемою. Опалювальні прилади сходових клітин – чавунні радіатори h=300мм, які встановлюються на висоті 2,2 м від сходової площадки.

Магістральні трубопроводи та головні стояки виконуються із сталевих водогазопровідних та електрозварювальних (залежно від діаметру) труб та теплоізолюються мінераловатними конструкціями з покривним шаром. Перед влаштуванням теплової ізоляції труби покривають антикорозійним покриттям. Всі

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трубопроводи, що прокладаються відкрито, та радіатори фарбуються олійною фарбою за два рази.

Для випуску повітря із систем опалення встановлюються повітрозбірники з автоматичними повітровипускачами в верхніх точках системи та крани Маєвського на нагрівальних приладах.

Передбачене влаштування компенсаторів - на всіх стояках. Також передбачене встановлення балансувальних вентилів на кожному стояку.

Злив з систем опалення виконаний з розривом струменя у лійки в дренажний трубопровід, а далі через приямок з насосами в дощову каналізацію.

Гідравлічний регулятор постійного перепаду тиску забезпечує постійність різниці тиску між подавальним та зворотнім трубопроводами незалежно від змін тиску в тепломережі.

Блок регулювання теплової потужності систем опалення сумісно з регулюючим клапаном та електроприводом підтримує необхідну температуру теплоносія в системі опалення в залежності від температури зовнішнього повітря (погодне регулювання), шляхом зміни витрати первинної високотемпературної води з тепломережі (проектна температура 110°C), що інтенсифікує теплообмін в незалежних схемах, або підмішування в залежних схемах приєднання.

Циркуляція теплоносія у вторинному контурі систем опалення забезпечується циркуляційними насосами.

6.2 Розрахунок пластинчатого теплообмінника

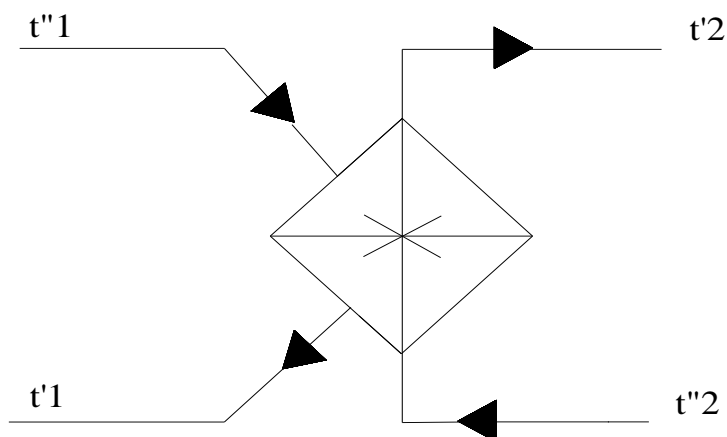


Рисунок 6.1 - Теплообмінний апарат системи опалення

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

1) Параметри теплоносія у точці приєднання:

- тиск в подавальному трубопроводі – 0,68 МПа;
- тиск в зворотному трубопроводі – 0,25 МПа.
- температура води в подавальному трубопроводі – $T_1 = 110^\circ\text{C}$;
- температура води в зворотному трубопроводі – $T_2 = 70^\circ\text{C}$.

2) Розрахунковий температурний графік системи опалення:

- температура води у подавальному трубопроводі системи опалення $t_{под2}=95^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотному трубопроводі системи опалення $t_{обp2}=70^\circ\text{C}$.

3) Теплове навантаження 2 секція (2 зона) на систему опалення

$$Q_o = 0,33 \text{ МВт} .$$

4) Середньологарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$

Середній температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (6.1)$$

де Δt_{δ} , $\Delta t_{\text{м}}$ - відповідно більша та менша різниця температур.

$$\Delta t_{\delta} = t_1'' - t_2' = 110 - 95 = 15^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1' - t_2'' = 80 - 70 = 10^\circ\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір дорівнює:

$$\Delta \bar{t} = \frac{15 - 10}{\ln \frac{15}{10}} = 12,5^\circ\text{C}$$

5) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1 , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$

- швидкість мережної води у каналі, $\text{м}/\text{с}$

$$W_1 = \frac{G_{om}}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (6.2)$$

де z_1 – кількість каналів у теплообміннику зі сторони теплоносія, який гріється шт, приймаю $z_1=3$ шт;

f_1 – площа поперечного розрізу каналу, м^2 , по [5] приймаю для пластинчатого теплообмінника типа РС-0,25 $f_1=0,0019 \text{ м}^2$;

ρ_1 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [6] приймаю

$$\rho_1 = f \left(t_{cp1} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{110 + 70}{2} = 90^\circ\text{C} \right) = 965 \text{ кг}/\text{м}^3$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

G_{om} – витрата мережної води на опалення, кг/с

$$G_{om} = \frac{Q_{om}}{c_p \cdot (t_{nodl} - t_{obpl})}; \quad (6.3)$$

$$G_{om} = \frac{330000}{4187 \cdot (110 - 70)} = 1,98 \text{ кг/с}$$

або

$$V_{om} = \frac{G_{om} \cdot 3600}{\rho_1}, \quad (6.4)$$

$$V_{om} = \frac{1,98 \cdot 3600}{965} = 7,4 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$W_1 = \frac{1,98}{3 \cdot 0,0019 \cdot 965} = 0,35 \text{ м/с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²•К), визначається за формулою

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_3},$$

де λ_1 – теплопровідність, Вт/(м•К), приймаю по [6]

$$\lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м•К)}$$

Nu_1 – число Нуссельта, для турбулентного режиму визначаю за формулою (5.18)

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}} \right)^{0,25},$$

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю за формулою

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_1 –кінематична в'язкість, [6] $\nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$Re_1 = \frac{0,35 \cdot 0,009}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 9990;$$

Pr_1 - критерій Прандтля; визначаю за формулою

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

де $a_1 = 17,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$

$$Pr_1 = \frac{0,272 \cdot 10^{-6}}{17,0 \cdot 10^{-8}} = 1,6;$$

Pr_{c1} - критерій Прандтля, [6], $Pr_{c1}=1,60$;

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 9990^{0,73} \cdot 1,6^{0,43} \cdot \left(\frac{1,6}{1,6} \right)^{0,25} = 190;$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$\alpha_1 = 190 \cdot \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 10150 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

6) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до нагріваючої води, α_2 , Вт/(м²•К)

- швидкість нагріваючої води у каналі, м/с

$$W_2 = \frac{G_{\text{от.вн.}}}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (6.5)$$

де z_2 – кількість каналів у теплообміннику зі сторони нагріваючої води, шт, приймаю $z_2 = z_1 + 1 = 4$ шт;

ρ_2 – густина води, кг/м³, [6] приймаю

$$\rho_2 = f \left(t_{\text{ср}2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 81,5^\circ \text{C} \right) = 970,8 \text{ кг/м}^3$$

$G_{\text{от}}$ – витрата мережної води на опалення, кг/с

$$G_{\text{от.вн.}} = \frac{Q_{\text{от}}}{c_p \cdot (t_{\text{под}2} - t_{\text{обр}2})}; \quad (6.6)$$

$$G_{\text{от.вн.}} = \frac{330000}{4187 \cdot (95 - 70)} = 3,15 \text{ кг/с}$$

або

$$V_{\text{от.вн.}} = \frac{G_{\text{от.вн.}} \cdot 3600}{\rho_2}, \quad (6.7)$$

$$V_{\text{от.вн.}} = \frac{3,15 \cdot 3600}{970,8} = 11,7 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$W_2 = \frac{3,15}{4 \cdot 0,0019 \cdot 970,8} = 0,38 \text{ м/с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_3},$$

де λ_2 – теплопровідність, приймаю [6] $\lambda_2 = 67,79 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

Nu_2 – число Нуссельта, для турбулентного режиму, визначаю за формулою

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{с}2}} \right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю за формулою (5.24)

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [7] приймаю $d_3 = 0,009 \text{ м}$;

ν_2 – кінематична в'язкість, [6] $\nu_2 = 0,359 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,38 \cdot 0,009}{0,359 \cdot 10^{-6}} = 9526;$$

Pr_2 - критерій Прандтля, визначаю за формулою

$$\text{Pr}_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

де $a_2 = 16,63 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$

$$\text{Pr}_2 = \frac{0,359 \cdot 10^{-6}}{16,63 \cdot 10^{-8}} = 2,16$$

Pr_{c2} - критерій Прандтля, [6], $\text{Pr}_{c2}=2,17$;

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 9526^{0,73} \cdot 2,16^{0,43} \cdot \left(\frac{2,16}{2,17}\right)^{0,25} = 150;$$

$$\alpha_2 = 150 \cdot \frac{67,49 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 11305 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

7) Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, визначаю за формулою

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному розрізі, по [5] приймаю $\beta=0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стіні, по [1] приймаю $R_3 = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$

δ_{cm} – товщина стінки пластини, приймаю по [1] $\delta_{cm}=0,001 \text{ м}$;

λ_{cm} – теплопровідність сталі, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, [6]

для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{ст} = f\left(\bar{t}_{cp} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{110 + 80}{2} = 95^\circ \text{C}\right) = 68 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{10150} + \frac{1}{11305} + \frac{0,001}{68} + 0,00023} = 1700 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

8) Площа поверхні теплообміну апарату, м^2

$$F_1 = \frac{Q_1}{\bar{\Delta t}_1 \cdot \kappa_1}, \quad (6.8)$$

де $\bar{\Delta t}_1$ - середньологарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$;

$$F_1 = \frac{330000}{1700 \cdot 12,5} = 15,5 \text{ м}^2.$$

Приймаю з урахуванням росту забруднень, площа поверхні теплообміну $F_a=16 \text{ м}^2$.

9) Площа поперечного розрізу пакета, м^2

- по стороні хода 1-го (гарячого) теплоносія

$$f_{n1} = \frac{V_{от}}{3600 \cdot W_1}, \quad (6.9)$$

$$f_{n1} = \frac{7,4}{3600 \cdot 0,35} = 0,0058 \text{ м}^2;$$

- по стороні хода 2-го (холодного) теплоносія

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{n2} = \frac{V_{\text{от.вн.}}}{3600 \cdot W_2}, \quad (6.10)$$

$$f_{n2} = \frac{11,7}{3600 \cdot 0,38} = 0,0085 \text{ м}^2.$$

10) Кількість каналів у одному пакеті, шт

- для 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1};$$

$$m_1 = \frac{0,0058}{0,002} = 2,85 \text{ шт}$$

приймаю $m_1 = 3$ шт;

- для 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_2},$$

$$m_2 = \frac{0,0085}{0,002} = 4 \text{ шт}$$

приймаю $m_2 = 4$ шт.

11) Число пластин у одному пакеті, шт

- для 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою

$$n_1 = 2 \cdot m_1,$$

$$n_1 = 2 \cdot 3 = 6 \text{ шт};$$

-

для 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою

$$n_2 = 2 \cdot m_2$$

$$n_2 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт.}$$

12) Поверхня теплообміну одного пакета, м²

- для 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1,$$

$$F_{n1} = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ м}^2;$$

- для 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою (5.35)

$$F_{n2} = F_1 \cdot n_2,$$

$$F_{n2} = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ м}^2.$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13) Кількість пакетів у апараті, шт

- по стороні ходу 1-го (гарячого) теплоносія визначаю за формулою (5.36)

$$X_1 = \frac{F_1}{F_{n1}},$$

$$X_1 = \frac{16}{3} = 5,3$$

приймаю $X_1=6$;

- по стороні ходу 2-го (холодного) теплоносія визначаю за формулою (5.37)

$$X_2 = \frac{F_1}{F_{n2}},$$

$$X_2 = \frac{16}{4} = 4$$

приймаю $X_2=4$.

14) Число пластин у апараті, шт., визначаю за формулою (5.38)

$$n = \frac{F_a + 2 \cdot F_1}{F_1},$$

$$n = \frac{16 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 34 \text{ шт.}$$

15) Фактична площа поперечного перерізу пакетів, шт., визначаю за формулою (5.39) і (5.40)

$$f_{n1} = f_1 \cdot m_1;$$

$$f_{n1} = 0,0019 \cdot 3 = 0,006 \text{ м}^2;$$

$$f_{n2} = f_1 \cdot m_2;$$

$$f_{n2} = 0,0019 \cdot 4 = 0,008 \text{ м}^2.$$

16) Коефіцієнт теплопередачі від мережної води до стінки, α_1 , Вт/(м²•К),

- фактична швидкість мережної води у каналі, м/с

$$W_1 = \frac{G_{om}}{f_{n1} \cdot \rho_1}, \quad (6.11)$$

$$W_1 = \frac{1,98}{0,0058 \cdot 965} = 0,35 \text{ м/с}$$

- коефіцієнт теплопередачі визначаю за формулою (5.17)

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_s},$$

де λ_1 –теплопровідність [6]

$$\lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Nu_1 – число Нуссельта, для турбулентного режиму визначаю за формулою (5.18)

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{c1}} \right)^{0,25},$$

де Re_1 - число Рейнольдса, визначаю за формулою (5.19)

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_1 –кінематична в'язкість, [8] $\nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$Re_1 = \frac{0,35 \cdot 0,009}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 7560;$$

Pr_1 - критерій Прандтля, визначаю за формулою (5.20)

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1},$$

де $a_1 = 17,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$

$$Pr_1 = \frac{0,272 \cdot 10^{-6}}{17,0 \cdot 10^{-8}} = 1,6;$$

Pr_{c1} - критерій Прандтля, [6], $Pr_{c1}=1,6$;

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 7560^{0,73} \cdot 1,6^{0,43} \cdot \left(\frac{1,6}{1,6} \right)^{0,25} = 120;$$

$$\alpha_1 = 120 \cdot \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 8019 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

17) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, $\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

- швидкість назріваючої води у каналі, м/с

$$W_2 = \frac{G_{от.вн.}}{f_{n2} \cdot \rho_2}, \quad (6.12)$$

де ρ_2 – густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, [6]

$$\rho_2 = f \left(t_{ср2} = \frac{t_{под2} + t_{обр2}}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 81,5^\circ \text{C} \right) = 970,8 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$W_2 = \frac{3,15}{0,0085 \cdot 970,8} = 0,68 \text{ м}/\text{с}$$

- коефіцієнт тепловіддачі визначаю за формулою (5.22)

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_3},$$

де λ_2 –теплопровідність [6] $\lambda_2 = 67,79 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,

Nu_2 –число Нуссельта, для турбулентного режиму визначаю за формулою (5.23)

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{c2}} \right)^{0,25},$$

де Re_2 - число Рейнольдса, визначаю за формулою (5.24)

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2},$$

d_3 – еквівалентний діаметр каналу, м, по [5] приймаю $d_3=0,009$ м;

ν_2 – кінематична в'язкість [6] $\nu_2 = 0,359 \cdot 10^{-6}$ м²/с

$$Re_2 = \frac{0,38 \cdot 0,009}{0,3359 \cdot 10^{-6}} = 17047;$$

Pr_2 - критерій Прандтля, визначаю за формулою (5.25)

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2},$$

$$a_2 = 16,63 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Pr_2 = \frac{0,359 \cdot 10^{-6}}{16,63 \cdot 10^{-8}} = 2,16;$$

Pr_{c2} - критерій Прандтля [6], $Pr_{c2}=2,17$;

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 17047^{0,73} \cdot 2,16^{0,43} \cdot \left(\frac{2,16}{2,17} \right)^{0,25} = 231;$$

$$\alpha_2 = 231 \cdot \frac{67,49 \cdot 10^{-2}}{0,009} = 17322 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

18) Коефіцієнт теплопередачі визначаю за формулою (5.26)

$$\kappa = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3},$$

де β – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей у прохідному розрізі, по [5] приймаю $\beta=0,7$;

R_3 - термічний опір забруднення на стіні, по [5] приймаю $R_3 = 0,00023$ (м²•К)/Вт

δ_{cm} – товщина стінки пластини, приймаю по [1] $\delta_{cm}=0,001$ м;

λ_{cm} – теплопровідність сталі, Вт/(м•К), [6] для матеріалу пластин 12Х18Н10Т приймаю

$$\lambda_{ст} = f \left(t_{cp} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{110 + 81,5}{2} = 95,8^\circ \text{C} \right) = 68,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

$$\kappa_1 = \frac{0,7}{\frac{1}{8019} + \frac{1}{17322} + \frac{0,001}{68,2} + 0,00023} = 1639 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

19) Площа поверхні теплообмінного апарату, м²

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (6.13)$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

де Δt_1 - середньологарифмічна різниця температур, °C;

$$F_a = \frac{330000}{1640 \cdot 12,5} = 16 \text{ м}^2.$$

Вибираю площу поверхні теплообмінника п [5]

Номінальна площа поверхні теплообмінного апарату зі здвоєними пластинами типу РС 0,25 $F_a = 16 \text{ м}^2$,

Кількість пластин у апараті $N = 38$.

20) Коефіцієнти гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу визначаю по формулі (5.43) и (5.44)

$$\zeta_1 = \frac{15}{\text{Re}_1^{0,25}};$$

$$\zeta_1 = \frac{15}{7560^{0,25}} = 1,64;$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{\text{Re}_2^{0,25}}$$

$$\zeta_2 = \frac{15}{17047^{0,25}} = 1,31.$$

21) Гідравлічний опір пакетів пластин, кПа, визначаю по формулам (5.45) и (5.46)

$$\Delta P_1 = \zeta_1 \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot X_1$$

де L_n – приведена довжина одного каналу, м; $L_n = 0,8\text{м}$;

$$\Delta P_1 = 1,64 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 965 \cdot \frac{0,35^2}{2} \cdot 6 = 18000 \text{ Па} = 18 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_2 = \zeta_2 \cdot \frac{L_n}{d_s} \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_2^2}{2} \cdot X_2;$$

$$\Delta P_2 = 1,31 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot 970,8 \cdot \frac{0,38^2}{2} \cdot 4 = 33000 \text{ Па} = 33 \text{ кПа}.$$

22) Перевіряю швидкості руху теплоносія у штуцерах, м/с

$$W_{\text{шт1}} = \frac{4 \cdot V_{\text{от}}}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (6.14)$$

де D_y – діаметр умовного проходу кутового отвору штуцера, м; по [5] приймаю $D_y = 0,2 \text{ м}$;

$$W_{\text{шт1}} = \frac{4 \cdot 7,4}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,065 \text{ м/с};$$

$$W_{\text{шт2}} = \frac{4 \cdot V_{\text{от.вн.}}}{3600 \cdot \pi \cdot D_y^2}, \quad (6.15)$$

$$W_{\text{шт2}} = \frac{4 \cdot 11,7}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с}.$$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Так, як швидкості теплоносіїв у штуцерах менші за допустимі ($0,065 < 2,5$ м/с; $0,1 < 2,5$ м/с), то місцевий опір штуцерів враховано при розрахунку коефіцієнтів ζ_1 и ζ_2

6.3 Висновки за розділом 6

У даному розділі були проведені розрахунки блоку системи опалення, а саме розрахунок пластинчатого теплообмінника для подальшого вибору обладнання.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

7.1 Вибір насосів

7.1.1 Циркуляційні насоси системи опалення

Продуктивність насосу приймаємо по циркуляційній витраті у вторинному контурі системи опалення:

7.1.1.1 Для системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

$$G_{co} = 10,4 \text{ кг/с}$$

Максимальний опір місцевої системи опалення 29,4 кПа (3 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-TOP-S 80/10 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 69 кПа (7 м. вод. ст.)

7.1.1.2 Для системи опалення 2 (2 зона) секції:

$$G_{co} = 3,15 \text{ кг/с}$$

Максимальний опір вторинного контуру системи опалення складає 49 кПа (5 м. вод. ст.) Приймаємо насос Wilo-TOP-S 50/10 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 88 кПа (9 м. вод. ст.)

7.1.2 Циркуляційні насоси системи ГВП

Продуктивність насосу приймаємо по циркуляційній витраті в системі ГВП:

7.1.2.1 Для системи ГВП 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

$$G_u = 3,62 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Опір циркуляційного контуру системи ГВП складає 49 кПа (5 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-TOP-Z 50/7 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 67 кПа (6.8 м. вод. ст.)

7.1.2.2 Для системи ГВП 2 (2 зона) секції:

$$G_u = 1,14 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Опір циркуляційного контуру системи ГВП складає 29,4 кПа (3 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-TOP-Z 30/7 з мокрим ротором (один робочий та один резервний) з трьома робочими швидкостями, максимальний напір при розрахунковій витраті складає 67 кПа (6.8 м. вод. ст.)

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

7.1.3 Підживлювальні насоси систем опалення

Продуктивність насосу приймаємо по витраті на підживлення системи опалення, що залежить від об'єму системи:

7.1.3.1 Для системи опалення 2 (2 зона) секції з об'ємом системи 5130 л:

$$G_{\text{жив}} = 0,98 \text{ кг/с}$$

Статичний тиск, обумовлений висотою будинку, складає 794,34 кПа (81 м. вод. ст.)

Мінімальний гарантований тиск в зворотному трубопроводі теплових мереж приймаємо 196 кПа (20 м. вод. ст.) Таким чином, необхідний напір насосу складає $794,34 - 196 + 49 = 647,24$ кПа (66 м. вод. ст.)

Приймаємо насос Wilo-Multivert MVI 108 багатоступеневий (один робочий та один резервний), максимальний напір при розрахунковій витраті складає 686,5 кПа (70 м. вод. ст.)

7.2 Регулюючі клапани

7.2.1 Клапан регулюючий системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Витрата системи опалення $G = 11.87 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0033 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VB 2, DN 40, $K_{vs}=25 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{K_{vs}} \right)^2, \quad (7.1)$$

$$\Delta P = \left(\frac{11.87}{25} \right)^2 = 23 \text{ кПа}$$

Клапан працює з електроприводом AMV 20 та електронним блоком.

7.2.2 Клапан перепаду тиску системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Витрата системи опалення $G = 11.87 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0033 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VIG 2, DN 50, $K_{vs}=20 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{K_{vs}} \right)^2, \quad (7.2)$$

$$\Delta P = \left(\frac{11.87}{20} \right)^2 = 35 \text{ кПа.}$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AIP, діапазон регулювання 1,0..5,0 бар.

7.2.3 Клапан регулюючий системи опалення 2 (2 зона) секції:

Витрата системи опалення $G = 3.6 \text{ м}^3/\text{год} = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VB 2, DN 25, $K_{vs}=10 \text{ м}^3/\text{год}$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{Kvs} \right)^2 ,$$
$$\Delta P = \left(\frac{3.6}{10} \right)^2 = 13 \text{ кПа} \quad (7.3)$$

Клапан працює з електроприводом AMV 20 та електронним блоком.

7.2.4. Клапан перепаду тиску системи опалення 2 (2 зона) секції:

Витрата системи опалення $G = 3.6 \text{ м}^3/\text{год} = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VIG 2, DN 25, $Kvs=8 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{Kvs} \right)^2 ,$$
$$\Delta P = \left(\frac{3.6}{8} \right)^2 = 20 \text{ кПа} \quad (7.4)$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AIP, діапазон регулювання 1,0..5,0 бар.

7.2.5 Клапан регулюючий системи опалення 2 (1 зона), 3, 4 секцій вбудованих приміщень:

Витрата системи опалення $G = 1.83 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0005 \text{ м}^3/\text{с}$;

Обираємо клапан Danfoss VB 2, DN 15, $Kvs=4 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{Kvs} \right)^2 ,$$
$$\Delta P = \left(\frac{1.83}{4} \right)^2 = 21 \text{ кПа} \quad (7.5)$$

Клапан працює з електроприводом AMV 20 та електронним блоком.

7.2.6. Клапан регулюючий системи ГВП 2 (1 зона), 3, 4 секцій:

Витрати системи ГВП $G = 12.8 \text{ м}^3/\text{год}$;

Обираємо клапан Danfoss VFG 2, DN 50, $Kvs=32 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{Kvs} \right)^2 ,$$
$$\Delta P = \left(\frac{12.8}{32} \right)^2 = 16 \text{ кПа} \quad (7.6)$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AFT 06, діапазон регулювання 20..90 °С.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

7.2.7. Клапан регулюючий системи ГВП 2 (2 зона) секції:

Витрати системи ГВП $G = 5.2 \text{ м}^3/\text{год}$;

Обираємо клапан Danfoss VIG 2, DN 32, $K_{vs}=12.5 \text{ м}^3/\text{год}$

Гідравлічний опір клапану у відкритому положенні:

$$\Delta P = \left(\frac{G}{K_{vs}} \right)^2, \quad (7.7)$$
$$\Delta P = \left(\frac{5.2}{12.5} \right)^2 = 17 \text{ кПа}$$

Клапан працює з елементом прямої дії Danfoss AIT, діапазон регулювання 20..70 °C

7.3 Мембранний бак

Мембранний бак встановлюють в незалежних системах опалення для компенсування зміни тиску системи при змінах температури теплоносія системи та для запобігання гідравлічним ударами при вмиканні та вимиканні насосів системи підживлювання.

7.4.1 Розрахунок об'єму системи опалення 2 (2 зона) секції житлової частини.

Під час пуску тепла температура системи виростає у середньому на величину $(95+70)/2-20 = 62, 5^\circ\text{C}$ (20°C -температура монтажу).

Тоді зміна об'єму системи опалення 2 (2 зона) секції становить:

$$\Delta V_c = \beta \cdot V_c \cdot \Delta t = 0.0006 \cdot 5130 \cdot 62.5 = 192.4 \text{ л}$$

Обираємо бак Reflex G 400-300 PN 10 з корисним об'ємом 300 л.

7.4 Трубопроводи, арматура і дренаж

Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах тепловпункта прийняті з труб сталевих електрозварних по ГОСТ 10704-91 ($\geq 57\text{мм}$) та безшовних по ГОСТ 8731-74* ($< 57\text{мм}$).

Трубопроводи системи ГВП і водопроводу прийняті з труб сталевих емальованих по ТУ.У.7308692-001-93 ($\geq 57\text{мм}$) та оцинкованих водогазопроводних ГОСТ 3262-75* ($< 57\text{мм}$).

Запірна арматура - кульові крани.

У нижчих точках систем теплопостачання передбачено встановлення спускної арматури, в вищих точках – встановлення повітряних клапанів.

Дренаж систем споживання тепла передбачається самопливом в дренажний приємок через дренажні трубопроводи з воронками.

Для подальшого видалення води з дренажного приємка застосовується дренажна насосна система Wilo-Drain Twister, в складі якої два насоси Wilo-Drain TMW32/8.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.5 Висновки за розділом 7

У даному розділі було підібране обладнання. В результаті були вибрані насоси фірми Wilo різних марок в залежності від секції для систем опалення та гарячого теплопостачання.

Аналогічно були вибрані регулюючі клапани фірми Danfoss, мембранний бак Reflex G 400-300 PN 10 з корисним об'ємом 300л. Для подальшого видалення води з дренажного приямка застосовується дренажна насосна система Wilo-Drain Twister, в складі якої два насоси Wilo-Drain TMW32/8.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

Тема даного дипломного проекту «Центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону міста Горішні Плавні, Полтавської області».

Теплоносій – вода з параметрами: тиск теплоносія у подавальному трубопроводі на вводі в тепловий пункт: $P_{\text{п}} = 0,68$ МПа; тиск теплоносія у зворотному трубопроводі на вводі в тепловий пункт: $P_{\text{зв}} = 0,25$ МПа; температура в подавальному трубопроводі: $t_{\text{п}} = 110$ °С; температура в зворотному трубопроводі: $t_{\text{зв}} = 70$ °С.

При монтажі об'єкта ТП та його експлуатації матимуть місце фактори, які можуть призвести до травмування людини.

Проект виконано з урахуванням чинних вимог охорони праці та пожежної безпеки.

В даному розділі на основі аналізу шкідливих і небезпечних факторів розроблені заходи, спрямовані на створення здорових і безпечних умов праці та забезпечення пожежної безпеки на проектуваному об'єкті.

8.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів на проектуваному об'єкті. Заходи з охорони праці.

8.1.1 Повітря робочої зони

Параметри мікроклімату нормуються, згідно ДСН 3.3.6.042-99, в залежності від тяжкості виконуваних робіт та періоду року. Роботи, які виконує обслуговуючий персонал на нашому об'єкті, можна віднести до робіт середньої важкості – категорії Па.

Таблиця 8.1 – Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату

Період	Оптимальні			Допустимі		
	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V, \text{м/с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V, \text{м/с}$
Теплий	18...25	40-60	$\leq 0,1$	22...26	До 75	0,1...0,2
Холодний	16...24	40-60	$\leq 0,1$	21...25	До 75	$\leq 0,1$

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично – допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м³ [7].

З метою забезпечення нормативних параметрів мікроклімату проектом передбачено здійснювати контроль його параметрів. Для цього у тепловому пункті встановлено термометри та датчики температури, психрометри і анемометри.

Також у приміщенні теплового пункту відсутня підвищена загазованість та запиленість повітря. Для комфортної роботи працівників теплового пункту виділені приміщення для відпочинку та прийому їжі.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Розрахунок аерації теплового пункту

Конструкція стулки віконного отвору одинарна підвісна. Висота і довжина стулки рівні, кут відкриття стулки $\alpha = 60^\circ$. Ліхтар П-подібний з фрамугами на вертикальній осі з вітрозахисними панелями, які знаходяться на відносній відстані $l/h=1,5$ з кутом відкриття $\alpha = 90^\circ$.

Температура повітря, що видаляється з верхньої частини, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вид}} = t_{\text{зовн}} + \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.з.}}}{m}, \quad (8.1)$$

де $t_{\text{зовн}}$ – температура зовнішнього повітря, для м. Горішні Плавні в теплий період становить $t_{\text{зовн}} = 23^\circ\text{C}$;

$t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря $t_{\text{вн}} = 24^\circ\text{C}$ [2]

$t_{\text{рз}}$ – температура повітря, що надходить до робочої зони $t_{\text{рз}} = t_{\text{зовн}} = 23^\circ\text{C}$ [2]

m – коефіцієнт, приймаю 0,6.

Тоді

$$t_{\text{вид}} = 23 + \frac{24 - 23}{0,6} = 24,66^\circ\text{C}$$

Питома вага повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho = \frac{353}{t + 273}, \quad (8.2)$$

$$\rho_{\text{зовн}} = \frac{353}{23 + 273} = 1,19 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$\rho_{\text{вид}} = \frac{353}{24,66 + 273} = 1,18 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Розподілений тиск, $\text{кг}/\text{м}^2$

$$\Delta\rho_{1,2} = h \cdot (\rho_{\text{зовн}} - \rho_{\text{вид}}), \quad (8.3)$$

де h – відстань між осями прорізів, $h = 10 \text{ м}$.

$$\Delta\rho_{1,2} = 10 \cdot (1,19 - 1,18) = 0,1 \text{ кг}/\text{м}^2$$

Втрати тиску на прохід повітря через припливні прорізи, $\text{кг}/\text{м}^2$

$$\Delta\rho_1 = \beta \cdot \Delta\rho_{1,2}, \quad (8.4)$$

де β – різниця тисків, що використовується на прохід повітря через припливні прорізи, $\beta = 0,4$. [5]

$$\Delta\rho_1 = 0,4 \cdot 0,1 = 0,04 \text{ кг}/\text{м}^2$$

Втрати тиску на прохід повітря через ліхтар, $\text{кг}/\text{м}^2$

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

$$\Delta\rho_2 = \Delta\rho_{1,2} - \Delta\rho_1, \quad (8.5)$$

$$\Delta\rho_2 = 0,1 - 0,04 = 0,06 \text{ кг/м}^2$$

Площа прорізів у стіні, м²

$$F_{прит} = \frac{G_{прит}}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{зовн}}{\varepsilon_1} \cdot \Delta p_1}}, \quad (8.6)$$

де $G_{прит}$ - кількість повітря, що повинна надходити в приміщення.

$$F_{прит} = \frac{47000}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,19}{3,7} \cdot 0,04}} = 25,99 \text{ м}^2$$

Площа прорізів ліхтарів, м²

$$F_{л} = \frac{G_{вид}}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho_{вид}}{\varepsilon_2} \cdot \Delta p_2}}, \quad (8.7)$$

де $G_{вид}$ - кількість повітря, що видаляється.

$$F_{л} = \frac{35000}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,18}{4,1} \cdot 0,06}} = 16,70 \text{ м}^2.$$

8.1.2 Виробниче освітлення

Згідно ДБН В.2.5-28:2018, розряд і підрозряд зорової роботи теплового пункту - Vб та VIІв. Нормовані значення КПО та норми освітленості в системі суміщеного освітлення наведено в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2. Нормативні показники природного та штучного освітлення котельні, згідно ДБН В.2.5-28:2018:

Розряд і підрозряд зорової роботи	Освітленість, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Комбіноване
	Комбіноване	Загальне	Верхнє і бічне	Верхнє і бічне
Vб	-	200	3 і 1	1,8 і 0,6
VIІв	-	50	0,7 і 0,2	0,5 і 0,2

Згідно ДБН В.2.5-28:2018 нормується величина освітленості (Е) в люксах, яка залежить від розряду, підрозряду робіт, системи освітлення і типу джерел світла.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконується вибір мінімального освітлення, згідно ПУЕ [8], а також вибір освітлювальної арматури у відповідності до умов середовища приміщень і їхнього призначення.

У якості системи освітлення передбачено загальне рівномірне штучне висвітлення. Допустиме значення величини освітленості для тепlopункту складає 100 Лк. В приміщенні ТП встановлюються такі види електроосвітлення за функціональним призначенням:

- робоче, з напругою 220 В, 50 Гц;
- аварійне освітлення від акумуляторного ліхтаря.

Передбачене освітлення основних проходів світильниками у вибухозахищеному виконанні, що включається при вході в помешкання тепlopункту. Вимикачі цих світильників виносяться з приміщення назовні.

Управління освітленням здійснюється вимикачами, які встановлені біля входу до приміщення. Світильники кріпляться до стелі та до стіни над вхідними дверима.

- у приміщенні ТП встановлюють мережу розеток, живлення яких йде від щита та рубильнику типу ЯРВ для підключення зварювального апарату.

8.1.3 Виробничий шум та вібрації

Проектом передбачені шляхи зниження рівня шуму та вібрацій, які викликані роботою обладнання теплого пункту. Рівень шуму та вібрацій не повинен перевищувати 80 дБА, згідно вимог ДСН 3.3.6.037-99 . Фактичне значення складає 78 дБА, що вписується у регламентовані межі.

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

Для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) у приміщенні вбудованого теплового пункту проектом передбачено:

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

Для усунення та зменшення вібрацій проектом передбачено:

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- зменшення до мінімуму допусків між з'єднуючими деталями, збалансування, своєчасні змазки;

- під опори трубопроводів та обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкціях передбачено встановлення віброізолюючих прокладок – гумові килимки.

8.1.4 Електробезпека

Проектування електропостачання та електрообладнання теплових пунктів виконано згідно вимог ДСТУ ГОСТ 12.1.038:2008 .

У даному тепловому пункті тип електричної мережі - чотирьохпровідна трифазна мережа з глухозаземленим нульовим проводом. Величина напруги такої мережі 380 х 220 В. Категорія з небезпеки електротравматизму - особливо небезпечна через наявність підвищеної температури повітря, високої його вологості; конденсації вологи на поверхні устаткування та будівельних конструкціях та одночасної наявності двох і більше факторів підвищеної небезпеки.

Електричні мережі забезпечують роботу зварювальних апаратів та ручного електромеханічного інструменту.

Місьцеве управління засувками з електропроводами та насосами для ЦТП дублюється дистанційним управлінням зі щита.

Електрообладнання відповідає всім вимогам для роботи у сирих приміщеннях.

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

1) Технічні рішення із запобігання електротравм від контакту з струмоведучими елементами електроустаткування:

- передбачена ізоляція струмоведучих елементів електроустаткування відповідно з вимогами нормативів [9,10] (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;

- передбачено механічний захист блоку керування насосів;

- передбачена сигналізація при порушенні електропостачання теплових пунктів.

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;

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

- живлення ламп розжарювання робочого освітлення здійснюється від трифазної мережі змінного струму 380/220 В з глухозаземленою нейтраллю;

- використання індивідуальних захисних засобів: діелектричні боти, рукавиці, килимки.

2) Технічні рішення щодо запобігання електротравм при переході напруги на нормально неструмовідні елементи електроустаткування відповідно до [9, 10]:

- проектом передбачене занулення металевих корпусів електроустаткування. Зануленню 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 [11].

При зануленні пробій на корпус призводить до короткого замикання фази. Спрацьовує захист від короткого замикання: автомат з токовим захистом та плавкі запобіжники;

- проектом передбачена цілісність нульового провідника та достатня його провідність;

- силові магістралі і розподільні мережі виконуються кабелями з мідними жилами і проводами в трубах і металевих рукавах.

8.1.5 Безпека технологічних процесів та обслуговування обладнання

Компоновку основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно вимог [12]:

1) Проектом теплового пункту передбачено монтажний (ремонтну) майданчик. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підймально-транспортне обладнання (талі та монорельси) [13]:

- при масі вантажу від 150 кг до 1 т передбачено монорельси з ручними талями і кішками або 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.

Будівельно-монтажні, ремонтні організації, які виконують проектування, будівництво, монтаж, налагодження та ремонт теплових мереж і теплових пунктів здійснено у відповідності до вимог [14].

2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам [15]. Вони обладнуються постійними сходами ззовні, показником тиску, запобіжними клапанами пружинного типу від підвищення тиску, які встановлюють на

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підводящому до бака трубопроводі. Запобіжне обладнання відрегульоване таким чином, що тиск у захисному елементі не перевищує розрахунковий більше ніж на 10 %, а при розрахунковому тиску до 0,5 МПа – не більше ніж на 0,05 МПа [20].

3) Кожний водоводяний підігрівач відповідно до проекту оснащено штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам [15].

4) Трубопроводи системи опалення і мережної води в межах тепло пункту прийняті з труб сталевих електрозварних з урахуванням вимог ГОСТ 10704-91 (<57мм) та безшовних по ГОСТ 8731-74* (<57мм) згідно з [16].

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

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

5) На вході теплових мереж у ЦТП передбачується стальна запірна арматура. У самому тепловому пункті встановлюється арматура із високоміцного сірого чавуну відповідно до [16].

Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами [12].

6) Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій не більше 45 °С, якщо температура теплоносія вище 100 °С, та не більше 35 °С, якщо температура теплоносія нижче 100 °С.

Проектування теплової ізоляції трубопроводів даного теплового пункту виконується згідно вимог [17]. В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркується відповідно до [16].

7) 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 буде перекритим знімною решіткою [12].

8) Проектом передбачено, щоб відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до будівельних конструкцій будинку чи до поверхні теплоізоляційної конструкції іншого трубопроводу була у світлі не менше 30 мм з урахуванням переміщення трубопроводу згідно вимог [12].

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8.2 Пожежна безпека

Категорія приміщення з вибухопожежонебезпеки - Д (пожежобезпечні приміщення, в яких знаходяться негорючі рідини) у відповідності до [18].

Клас приміщення за пожежонебезпекою – В-II (зони в приміщеннях, де виділяється пи́л чи волокна, що переходять у зважений у повітрі стан, у кількості і з такими властивостями, що вони здатні утворити з повітрям вибухонебезпечні суміші при нормальних режимах роботи) відповідно до [9].

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

Технічні рішення системи запобігання пожеж:

- для захисту електрообладнання від короткого замикання проектом передбачено використання плавких електромагнітних 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 негорючими (використовуємо ізовер).

Технічні рішення системи протипожежного захисту.

У приміщенні теплового пункту:

- встановлено щит з набором вогнегасників та пожежного інвентаря, 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;
- встановлено сигналізатор загазованості безупинної дії Щит-2-13. Сигнал про загазованість подається в приміщення з цілодобовим перебуванням персоналу (диспетчерський пункт).

8.3 Висновки за розділом 8

У цьому розділі були наведені основні заходи і засоби по забезпеченню охорони праці. Також наведений розрахунок аерації теплового пункту.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

ВИСНОВКИ

У даному дипломному проекті було розроблено центральний тепловий пункт для шостого мікрорайону міста Горішні Плавні, Полтавської області. Було виконано розрахунок теплових навантажень споживачів. Величина теплової потужності системи опалення житлової частини становить 1,77 МВт. Теплове навантаження системи ГВП загальне максимальне складає 1,27 МВт. У результаті розрахунку витрат теплоносія було визначено максимальні та мінімальні витрати мережної води на опалення та ГВП в зимовий та літній періоди.

Було здійснено гідравлічний розрахунок трубопроводів теплових мереж. У результаті проведення розрахунку пластинчатих теплообмінників, було підібрано теплообмінний апарат зі здвоєними пластинами типу РС 0,5р у кількості 1 штуки, та 2 штуки теплообмінних апаратів зі здвоєними пластинами типу РС 0,25р.

У якості насосного обладнання застосувала малогабаритні, малошумні, безфундаментні насоси виробництва фірми Willo.

У якості регулюючої арматури застосовується регулятори перепаду тиску, регулятори тиску „до себе”, запобіжні клапани, регулятори витрати в залежності від температури зовнішнього середовища фірми Danffos.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1 ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011 – 11 – 01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.

2 Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.

3 Боженко М.Ф. Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ „Видавництво „Політехніка”, 2004. – 192 с.

4 Пешехонов Н.И. Проектирование теплоснабжения / Н.И. Пешехонов. - К.: Вища школа, 1982. - 328 с.

5 Пластинчатые теплообменные аппараты. Справочник-каталог для систем теплоснабжения:- Х.: «Прапор», 1995

6 Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче, Изд. 2-е, перераб. и доп./ Е.А.Краснощеков, А.С. Сукомел. - М: Энергия, 1980. – 288 с.

7 ГОСТ 12.1.005-91 ССБТ. Общие санитарно - гигиенические требования к воздуху

8 СНиП II – 4 - 79/85 гл. 4 часть II.

9 Правила устройства электроустановок. – Энергоатомиздат, 1986

10 ДНАОП 0.00-1.21-98 Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів.

11 ГОСТ 12.1.005-91 ССБТ. Общие санитарно - гигиенические требования к воздуху

12 Свод правил по проектированию тепловых пунктов к действующему нормативному документу СНиП 2.04.07-86* Тепловые сети (дата затвердження 1996-07-01).

13 ГОСТ 12.2.003 – 91. ССБТ. Оборудование производственное. Ограждения защитные.

14 Правила эксплуатации теплотребляющих установок и тепловых сетей потребителей. Изменения, 1995..

15 Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском

16 Правила будови та безпечної експлуатації трубопроводів пара та гарячої води.

17 СНиП 2.04.14-88 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов.

18 ОНТП 24-86. Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной

19 Каталог продукції фірми Danfoss. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.danfoss.com/uk-ua/products/> .

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

20 Каталог продукції фірми WILO. [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
<https://avtonomenergo.com.ua/brand/nasosy-wilo/nasosy-wilo-dlya-otopleniya?gclid>

21 Каталог продукції фірми Reflex [Електронний ресурс] – Режим доступу:
https://www.reflex-winkelmann.com/ru/fileadmin/user_upload/documents/rus_doc/Reflex-catalogue-20190.pdf

22 Метод, вказівки до викон. розділу «Охорона праці» в дипломних проектах бакалаврів хіміко-технологічного факультету / Уклад.: Ю.О. Полукаров, Н.А. Праховнік, Л.О. Мітюк - К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. - 31 с.

					ТП 71 96 09 ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А

Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

ID перевірки:
1008293510

Дата перевірки:
14.06.2021 15:56:11 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
14.06.2021 15:57:41 EEST

ID користувача:
100005082

Назва документа: Tkatchenko_bakalavr

Кількість сторінок: 62 Кількість слів: 12481 Кількість символів: 73282 Розмір файлу: 1.75 MB ID файлу: 1008362145

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

18.5%
Схожість

Найбільша схожість: 6.41% з джерелом з Бібліотеки (ID файлу: 1008344925)

7.2% Джерела з Інтернету	43	Сторінка 64
17.3% Джерела з Бібліотеки	83	Сторінка 65

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

0.22%
Вилучень

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

0.05% Вилучення з Інтернету	23	Сторінка 66
0.18% Вилученого тексту з Бібліотеки	170	Сторінка 67

Модифікації

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

Замінені символи	387
Підозріле форматування	13 сторінок

№ п/п	№ Дізн.	Підп. та дата	Взаєм.інв.№
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			
72			
73			
74			
75			
76			
77			
78			
79			
80			
81			
82			
83			
84			
85			
86			
87			
88			
89			
90			
91			
92			
93			
94			
95			
96			
97			
98			
99			
100			

Формат А3

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

[illegible]

				ТП 71 96 09		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Ткаченко			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Барабаш					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, Кафедра ТПТ	ТЕФ,
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					