

**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)

“ ” _____ 2020 р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Центральний тепловий пункт для багатоквартирного житлового будинку в м. Харкові»

Виконала: студентка IV курсу, групи ТП - 61

_____ Ярошевич Марина Віталіївна _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник _____ старший викладач Микола ГОЛІЯД _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант з охорони праці к.т.н, доц. Юрій ПОЛУКАРОВ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

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

Студентка _____
(підпис)

Київ – 2020 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)

« ____ » _____ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Ярошевич Марині Віталіївні _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Центральний тепловий пункт для багатоквартирного житлового будинку в м. Харкові.

керівник проекту Голіяд Микола Никифорович, старший викладач,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «25» травня 2020 р. № 1168-с

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2020 р.

3. Вихідні дані до проекту Кількість поверхів – 9; Кількість мешканців 760 чоловік; розміри будинку 18×210×30 м; кількість під'їздів - сім; кількість будинків – один. Теплова мережа з температурним режимом – 150/70°C. Незалежна схема опалювання.

4. Зміст пояснювальної записки

1. Розробка схеми теплового пункту та її опис.

2. Розрахунок теплової схеми:

2.1. розрахунок навантажень та підігрівача системи опалення;

2.2 розрахунок навантажень та витрат на підігрівач ГВП;

2.3 розрахунок теплообмінника підігрівача ГВП.

3. Вибір циркуляційних насосів систем опалення та ГВП.

4. Вибір розширювального баку системи опалення.

5. Компонування обладнання ЦТП.

6. Охорона праці.

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

1. Теплова схема ЦТП. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

2. Підігрівач системи ГВП. ЕСКД, А1 – 1 аркуш.

3. Компоновка обладнання у теплопункті. План на відмітці – 0.000.

СПДБ, А1 – 1 аркуш.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Юрій ПОЛУКАРОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 19.05.20 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Визначення теплового навантаження споживачів	22.05.20 р.	
2	Розробка схеми ЦТП	25.05.20 р.	
3	Розрахунок системи опалення	28.05.20 р.	
4	Розрахунок системи ГВП	31.05.20 р.	
5	Вибір основного обладнання	2.06.20 р.	
6	Охорона праці	4.06.20 р.	
7	Креслення		
7.1	Теплова схема ЦТП	2.06.20 р.	
7.2	Компоновка обладнання в теплопункті	5.06.20 р.	
7.3	Підігрівач системи ГВП	7.06.20 р.	
8	Оформлення пояснювальної записки	10.06.20 р.	

Студентка

_____ (підпис)

Марина ЯРОШЕВИЧ
(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

_____ (підпис)

Микола ГОЛЛЯД
(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Центральний тепловий пункт для багатоквартирного житлового будинку в м. Харкові»: пояснювальна записка на 69 с., 14 рис., 8 табл., 18 бібліографічних найменувань; 2 дод.; креслень – 3 арк. ф. А1.

Мета проекту – створення проекту центрального теплового пункту для житлового будинку.

З використанням нормативних матеріалів та каталогів фірм-виготовлювачів відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема центрального теплового пункту та підібране його основне обладнання.

Для кліматичних умов міста Харкова визначені теплові навантаження на опалення і гаряче водопостачання групи житлових будівель з заданими характеристиками і кількістю проживаючих в ній людей.

Відмічені основні заходи та засоби по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці.

На кресленнях наведені загальний вид теплообмінника системи гарячого водопостачання, схема компоновки тепломеханічного обладнання та теплова схема центрального теплового пункту.

Ключові слова: тепловий пункт, гаряче водопостачання, підігрівач, опалення, теплове навантаження, циркуляційний насос, охорона праці.

SUMMARY

Graduation project of the first (Bachelor) level of higher education on the theme: " Central heating point for multi-apartment residential house buildi in the Kharkiv": explanatory note for 69 p., 14 figures, 8 tables, 18 bibliographic names; 2 add.; drawings - 3 arcs. f. A1

The aim of the project is the creation of a central heating station for residential building.

Using standard materials and directories of manufacturers companies respective products was developed and designed the principal diagram of a central heating station and picked his main equipment.

For climate Kharkiv defined heat load for heating and hot water supply of residential building with certain characteristics and the number of people living in it.

The drawings show the general type of hot water supply system heat exchanger, the layout of heat-mechanical equipment and the thermal circuit of the central heating station.

Marked main events and means for providing organizational and technical safety.

Keywords: heat point, hot water, heater, heating, heat load, safety.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврской) уровня высшего образования на тему: «Центральный тепловой пункт группы для многоквартирного жилого дома в г. Харьков»: пояснительная записка на 69 с., 14 рис., 8 табл., 18 библиографических наименований; 2 прилож.; чертежей - 3 л. ф. А1.

Цель проекта - создание проекта центрального теплового пункта для жилого здания.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-изготовителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема центрального теплового пункта и подобранное его основное оборудование.

Для климатических условий города Харькова определены тепловые нагрузки на отопление и горячее водоснабжение жилого здания с заданными характеристиками и количеством проживающих в нем людей.

Отмеченные основные мероприятия и средства по организационно-техническому обеспечению охраны труда.

На чертежах приведены общий вид теплообменника системы горячего водоснабжения, схема компоновки тепломеханического оборудования и тепловая схема центрального теплового пункта.

Ключевые слова: тепловой пункт, горячее водоснабжение, подогреватель, отопления, тепловая нагрузка, охрана труда.

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему «Центральний тепловий пункт для
багатоквартирного житлового будинку в м. Харкові»

Київ – 2020 року

Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	11
1 Визначення теплових навантажень споживачів	13
1.1 Розрахунок теплового навантаження на опалення.....	13
1.2 Розрахунок теплового навантаження на гаряче водопостачання	22
2 Схема теплового пункту та її опис	24
2.1 Вузол опалення	25
2.2 Вузол гарячого водопостачання.....	26
3 Підігрівач системи опалення	28
3.1 Вихідні дані до розрахунку.....	28
3.2 Тепловий розрахунок.....	28
3.3 Гідравлічний розрахунок.....	32
3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	33
4 Розрахунок системи гарячого водопостачання	35
4.1 Вихідні дані до розрахунку.....	35
4.2 Тепловий розрахунок.....	35
4.3 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв.....	38
4.4 Розрахунок теплообмінника першої ступені підігріву.....	38
4.5 Розрахунок теплообмінника другої ступені підігріву.....	44
5 Вибір циркуляційних насосів системи опалення та гарячого водопостачання.....	50
5.1 Вибір циркуляційного та підживлювального насосу опалення.....	50
5.2 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання	54
6 Вибір розширювального баку системи опалення	56
7 Охорона праці	58
7.1 Технічні рішення передбачені проектом по забезпеченню безпечної експлуатації робочих приміщень та обладнання теплового пункту.....	59
7.2 Пожежна безпека	64

						ТП 61 14 010 ПЗ			
Зм.	Кільк.	Арк	№ док.	Підпис	Дата				
Студент		Ярошевич				Центральний тепловий пункт. Пояснювальна записка	Стадія	Арк.	Аркушів
Керівник		Голяяд					ДПБ	7	71
П. Контр.							НТУУ "КПІ ім. І. Сікорського", ТЕФ, кафедра ТПТ		
Н. Контр.		Боженко							
Зав.каф.		Варламов							

Висновки	66
Перелік посилань	67
Додатки	
Додаток А	
Список наукових праць і творчих досягнень.....	68
Додаток Б	
Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність.....	69

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							8
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

t – температура;

Q – витрата теплоти;

G – витрата води;

F – площа поверхні нагріву;

α - коефіцієнт тепловіддачі;

κ - коефіцієнт теплопередачі;

W – швидкість руху теплоносіїв;

D – діаметр патрубків;

P – тиск;

V – об'єм води;

A – температурний множник;

Re – число Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

λ - коефіцієнт теплопровідності;

ρ - густина.

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;

пл – параметри пластина теплообмінного апарату;

рец – параметри рециркуляційної води;

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							9
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

верхні:

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

ср – середнє значення;

рік – річне значення;

л – параметри літнього періоду.

Скорочення:

ТОА – теплообмінний апарат;

ГП – гаряче водопостачання;

ТН – теплоносій;

ЦТП – центральний тепловий пункт

СНиП – Строительные нормы и правила;

ДБН – Державні будівельні норми;

ДСН – державні санітарні норми;

ГОСТ – государственный стандарт.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							10
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Тепловий пункт - це сукупність пристроїв, розташованих в окремому приміщенні, конструкція з набором обладнання, що дозволяє змінювати температурний та гідравлічний режими теплоносія, забезпечувати облік та регулювання витрати теплової енергії та теплоносія [1]

По способу регулювання відпуску теплоти розрізняють:

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

Теплові пункти також виконують функцію захисту місцевих систем від аварійних перевищень параметрів теплоносіїв.

Центральні теплові пункти (ЦТП) обслуговують групу споживачів. Вони, зазвичай, знаходяться в підвальному або технічному приміщенні будівлі, але іноді можуть розміщуватися в окремій будівлі.

Основними елементами центрального теплового пункту є: водо-водяні теплообмінні апарати (опалення та гаряче водопостачання), циркуляційні насоси (основні та резервні), фільтри, механічні лічильники теплоти та витрати води, електронні вимірювальні прилади та запірно-регулююча апаратура.

Останнім часом широке застосування отримали розбірні пластинчаті теплообмінники. До їх переваг відносять менші об'ємні габарити та вагу в порівнянні з кожухотрубними апаратами, легші в обслуговуванні та експлуатації, мають більший строк служби та більші коефіцієнти теплопередачі.

Фільтри- грязьовики використовуються на прямих трубопроводах, вони захищають місцеві установки та системи від механічних домішок, що можуть відкладатися в трубах та зменшувати живий переріз каналів, сторонніх предметів, які потрапляють до трубопроводів під час монтажу. Головна вимога для фільтра – не створювати великі додаткові опори.

Циркуляційні насоси при перекачуванні води створюють вібрації, для їх згладжування у системах встановлюють розширювальні баки під надлишковим або атмосферним тиском. Ще одна їх перевага – можливість автоматичного підживлення системи при компенсації втрат води у внутрішньому контурі. Підживлювальні насоси встановлюються у тепловому пункті, в разі перевищення гідростатичного тиску в системі опалення над тиском у зовнішніх. Потрібні для заповнення системи та її підживлення - відшкодування втрати (витоку) води в процесі

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							11
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

експлуатації. На відміну від циркуляційного насоса підживлюючий насос повинен зміщати незначну кількість води та розвивати тиск, що буде перевищувати гідростатичний в системі опалення. Використовуються спеціальні моноблочні насоси, а також вихрові лопатеві насоси, що продукують великий тиск при незначній витраті. Недолік вихрових насосів - низький ккд в цих умовах не грає істотної ролі у зв'язку з недовготривалим їх використанням.

У даному дипломному проекті розробляється центральний тепловий пункт для житлового будинку в м. Харків.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							12
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

1 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

1.1 Розрахунок теплового навантаження на опалення

1.1.1 Вихідні дані для розрахунків:

Кількість поверхів – 9;

Кількість мешканців – 760 чел.;

Кількість квартир у будинку – 252;

Розміри будинку – $18 \times 210 \times 30 \text{ м} = 113400 \text{ м}^3$;

Температурний графік – $150 \times 70 \text{ }^\circ\text{C}$;

Населений пункт – м.Харків;

Характеристика стін – цегляні з повітряним прошарком на важкому розчині, товщина $\delta_1 = 565 \text{ мм}$ (товщина прошарку $\delta_0 = 50 \text{ мм}$).

Характеристика перекриття – з горищем, збірні залізобетонні панелі товщиною 160 мм; утеплювач – шлак товщиною $\delta = 200 \text{ мм}$.

Характеристика засклення – подвійне в дерев'яних сполучених рамах;

Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_{\text{вн}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.1.2 Кліматологічні дані для м. Харкова [2]:

-тривалість опалювального періоду – $n_o = 179$ діб;

-розрахункова температура на опалення – $t_{\text{ро}} = -23 \text{ }^\circ\text{C}$;

-середня температура навколишнього середовища опалювального періоду – $t_n^{\text{ср.о}} = -1 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.1.3 Втрати теплоти в приміщеннях житлового будинку, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою [1] :

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{осн.}} + Q_{\text{дод.}}, \quad (1.1)$$

де $\Sigma Q_{\text{осн.}}$ – загальні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни та двері, вікна, перекриття для останнього поверху, підлога для першого поверху), кВт;

$Q_{\text{дод.}}$ – додаткові втрати (орієнтація приміщення за сторонами світу, інфільтрація зовнішнього повітря, дві та більше кутові зовнішні стіни), кВт.

1.1.4 Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, кВт, розраховуються для кожної позиції за формулою [1] :

$$Q_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}) n_i, \quad (1.2)$$

де k_i – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

F_i – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій, м^2 ;

$t_{\text{вн}}$ – внутрішня температура повітря приміщення, $^\circ\text{C}$;

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							13
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$t_{p.o.}$ – розрахункова температура навколишнього повітря на опалення, $^{\circ}\text{C}$;

n_i – коефіцієнт, що враховує зниження різниці температур, що залежить від положення поверхні огорожувальної конструкції.

Якщо висота приміщення перевищує 4 м, то його розділяють на дві частини по висоті і розраховують теплові втрати для кожної частини окремо. Для зовнішньої конструкції висотою до 4 м розрахункова різниця температур буде однаковою, а для зовнішніх конструкцій, розміщених вище 4 м від підлоги, розрахункова різниця температур розраховується за формулою[3]:

$$\Delta t = \frac{t_{вн} + t_{зв}}{2} - t_{p.o.}, \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (1.3)$$

де $t_{зв}$ – температура повітря вгорі приміщення, $^{\circ}\text{C}$.

$$t_{зв} = t_{вн} + k(H_n - 4), \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (1.4)$$

де k – коефіцієнт зростання температури по висоті, яким можна задаватися від 0,2 до $1,5^{\circ}\text{C/м}$;

H_n – висота приміщення, м.

2.1.5 Визначаємо зовнішні розміри огорожень, м:

$$A_{сз} = a_1 + 2\delta_1; \quad (1.5)$$

$$A_{сз} = 210 + 2 \cdot 0,615 = 211,23 \text{ м}$$

$$A_{пп} = a_1 + 2 \delta_1 \quad (1.6)$$

$$A_{пп} = 18 + 2 \cdot 0,615 = 19,23 \text{ м.}$$

1.1.6 Визначаємо висоту зовнішніх стін, м:

$$H_{ст1} = 3 \text{ м}; \quad (1.7)$$

$$H_{ст2} = (H_n - 3) + \delta_2 + \delta \quad (1.8)$$

$$H_{ст2} = (30 - 3) + 0,200 + 0,160 = 27,36 \text{ м.}$$

1.1.7 За [1] визначаємо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриттів, заповнень світлових отворів відповідно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$- K_{ст} = 1,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{п} = 0,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{вік} = 2,94 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

1.1.8 Визначаємо розмір поверхні вікон, м^2

$$F_{вік} = H_{вік} C n_{вік}, \quad (1.9)$$

де $n_{вік}$ – кількість вікон,

$C=2$ (м) – ширина вікон, м;

$H_{вік}=1,5$ (м) – висота вікон;

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							14
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

- для стін, орієнтованих на схід та захід, 1-й поверх

$$F_{\text{бік1.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 8 = 24 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на схід та захід, інші поверхи

$$F_{\text{бік1.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 64 = 192 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на північ та південь, 1-й поверх

$$F_{\text{бік2.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 18 = 54 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на північ та південь, інші поверхи

$$F_{\text{бік2.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 144 = 432 \text{ м}^2.$$

1.1.9 Визначаємо поверхні зовнішніх стін:

$$F_1 = A_{\text{П}} \cdot H_{\text{ст}} - F_{\text{бік}}, \quad (1.10)$$

- для стіни, орієнтованої на схід та захід, 1-й поверх

$$F_{1.1} = 19,23 \cdot 3 - 24 = 33,69 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на схід та захід, інші поверхи

$$F_{1.2} = 19,23 \cdot 27,36 - 192 = 334,13 \text{ м}^2;$$

-для стіни, орієнтованої на північ та південь, 1-й поверх

$$F_{2.1} = 211,23 \cdot 3 - 54 = 579,69 \text{ м}^2;$$

-для стіни, орієнтованої на північ та південь, інші поверхи

$$F_{2.2} = 211,23 \cdot 27,36 - 432 = 5347,25 \text{ м}^2.$$

1.1.10 Визначаємо площу перекриття, м:

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5\delta_1) (e_1 + 0,5\delta_1), \quad (1.11)$$

$$F_{\text{пер}} = (210 + 0,5 \cdot 0,615) (18 + 0,5 \cdot 0,615) = 3850,2 \text{ м}^2.$$

1.1.11 Розрахункова різниця температур:

- при висоті приміщення $H_{\text{п}} \leq 4$ м різниця температур, °С:

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (1.12)$$

$$\Delta t_1 = 22 - (-23) = 45 \text{ °С}.$$

1.1.12 Визначаємо теплові втрати через підлогу:

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							15
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

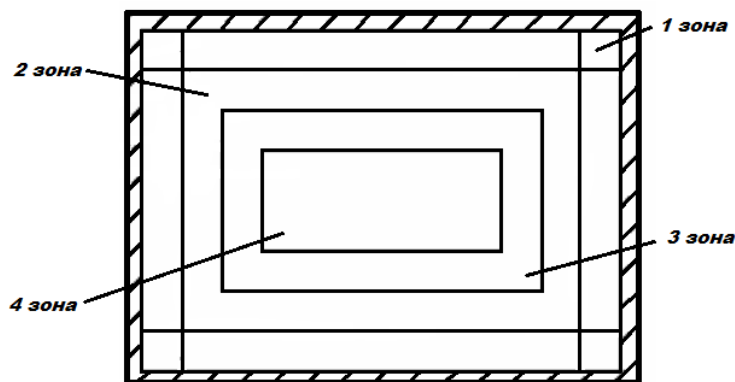


Рисунок 1.1 – Зони термічних опорів теплопередачі підлоги

За вихідними даними розміри підлоги : $F_I = 210 \times 18 = 3780 \text{ м}^2$, звідси площі зон :

$$F_I = 3780 - ((210 - 4) \cdot (18 - 4)) = 3780 - 2884 = 896 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{II} = 2884 - ((206 - 4) \cdot (14 - 4)) = 2884 - 2020 = 864 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{III} = 2020 - ((202 - 4) \cdot (10 - 4)) = 2020 - 1188 = 832 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{IV} = 1188 - ((198 - 4) \cdot (6 - 4)) = 1188 - 388 = 800 \text{ м}^2 .$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (беремо з довідкової літератури [3]) складають:

- перша зона - $r_I = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт ;}$
- друга зона - $r_{II} = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт ;}$
- третя зона - $r_{III} = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт ;}$
- четверта зона - $r_{IV} = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт .}$

1.1.13 Для кожної зони розраховуємо теплові втрати для підлоги, кВт, за формулою:

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_i, \text{ кВт}, \quad (1.13)$$

$$Q_I = \frac{896}{2,15 \cdot 1000} \cdot 45 = 18,75 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{II} = \frac{864}{4,3 \cdot 1000} \cdot 45 = 9 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{III} = \frac{832}{8,6 \cdot 1000} \cdot 45 = 4,353 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{IV} = \frac{800}{14,2 \cdot 1000} \cdot 45 = 2,535 \text{ кВт} ;$$

$$\sum Q = 18,75 + 9 + 4,353 + 2,535 = 34,638 \text{ кВт}.$$

1.1.14 Визначаємо втрати теплоти через зовнішні двері, кВт:

$$Q_{\text{дв}} = k \cdot F \cdot n \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}}), \quad (1.14)$$

де F – загальна площа зовнішніх дверей;

k – коефіцієнт теплопередачі дверей;

n – кількість під'їздів;

$t_{\text{в}}$ – температура у під'їзді в опалювальний період, приймаємо $t_{\text{в}} = 5^\circ\text{C}$.

$$Q_{\text{дв}} = 2 \cdot 1,5 \cdot 2,5 \cdot 7 \cdot (5 + 23) = 1,47 \text{ кВт}.$$

1.1.15 Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення, кВт, визначаємо при коефіцієнті $n = 1$ для вертикальних зовнішніх стін і $n = 0,95$ для перекриття зорищем.

- для вікон

$$Q_{\text{вік.}} = 2,94 \cdot 1404 \cdot 45 = 185,75 \text{ кВт}.$$

Для стін 1 поверху:

- для стін, що орієнтовані на схід та захід

$$Q_{\text{ст.сх.}} = 1,07 \cdot 33,69 \cdot 45 = 1,622 \text{ кВт};$$

- для стін, що орієнтовані на північ та південь

$$Q_{\text{ст.пв}} = 1,07 \cdot 579,69 \cdot 45 = 27,912 \text{ кВт}.$$

Для стін з 2 по 9 поверх:

- для стін, що орієнтовані на схід та захід

$$Q_{\text{ст.сх.}} = 1,07 \cdot 334,13 \cdot 45 = 16,088 \text{ кВт};$$

- для стін, що орієнтовані на північ та південь

$$Q_{\text{ст.пв}} = 1,07 \cdot 5347,253 \cdot 45 = 257,47 \text{ кВт};$$

- для перекриття, $n = 0,95$

$$Q_n = 0,88 \cdot 0,95 \cdot 3850,2 \cdot 45 = 144,844 \text{ кВт}.$$

Загальні втрати теплоти через обгородження, кВт:

$$Q_{\text{втр}} = \sum Q_{\text{ст.}}^i + Q_{\text{вік.}} + Q_{\text{перек.}} = 2 \cdot (1,622 + 16,088 + 257,47 + 27,912) + 185,75 + 144,844 = 948,7 \text{ кВт}.$$

Результати наведені у табл. 1.1.

1.1.16 Додаткові тепловтрати на інфільтрацію повітря:

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							17
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Результати розрахунків втрат теплоти

Зовнішнє обгородження	Орієнтація за сторонами світу	Поверхня обгородження $F_i, \text{м}^2$	Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопередачі $K_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	Втрати теплоти через обгородження $Q_{\text{обг.}i}, \text{кВт}$
1	2	3	4	5	6
Для першого поверху					
Зовнішня Стіна	Сх	33,69	45	1,07	1,622
Зовнішня Стіна	Зх	33,69	45	1,07	1,622
Зовнішня Стіна	Пн	334,13	45	1,07	27,912
Зовнішня Стіна	Пд	334,13	45	1,07	27,912
Вікна	Пн	54	45	2,94	7,144
Вікна	Пд	54	45	2,94	7,144
Вікна	Сх	24	45	2,94	3,175
Вікна	Зх	24	45	2,94	3,175
Для інших поверхів					
Зовнішня Стіна	Сх	334,13	45	0,91	16,088
Зовнішня Стіна	Зх	334,13	45	0,91	16,088
Зовнішня Стіна	Пн	5347,25	45	1,07	257,47
Зовнішня Стіна	Пд	5347,25	45	1,07	257,47
Вікна	Пн	432	45	2,94	57,153
Вікна	Пд	432	45	2,94	57,153
Вікна	Сх	192	45	2,94	25,4
Вікна	Зх	192	45	2,94	25,4
Перекриття	-	3850,2	45	0,88	144,844
Підлога	-	-	-	-	34,638
Всього	948,7 кВт				

Методика 1

Додаткові витрати на інфільтрацію повітря виникають через відкривання зовнішніх дверей, а також нещільність зовнішніх вікон.

Додаткові витрати на відкривання зовнішніх дверей обчислюють за формулою:

$$Q_{\text{дв}}^{\text{відкр}} = Q_{\text{дв}} \cdot \beta_{\text{відкр}}, \quad (1.15)$$

де $Q_{\text{дв}}$ - тепловтрати через зовнішні двері, які були визначені вище;

$\beta_{\text{відкр}}$ – коефіцієнт добавки на відкривання дверей, для одинарних дверей $\beta_{\text{відкр}} = 3$.

Тоді втрати на інфільтрацію повітря через зовнішні двері, кВт[4]:

$$Q_{\text{дв}}^{\text{відкр}} = 1,47 \cdot 3 = 4,41 \text{ кВт}.$$

Додаткові втрати через нещільність вікон обчислюються як:

$$Q_{\text{вік}}^{\text{інф}} = 0,28 \cdot G \cdot F \cdot c \cdot (t_B - t_3), \quad (1.16)$$

де F – площа віконного прорізу, м^2 ;

c – питома теплоємність повітря, $1,005 \text{ кДж/кг}^0\text{C}$;

G – кількість інфільтрованого холодного повітря через нещільності віконного огороження, приймаємо $6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Тоді втрати теплоти на інфільтрацію через зовнішні вікна складають, кВт

$$Q_{\text{вік}}^{\text{інф}} = 0,28 \cdot 6 \cdot 1404 \cdot 1,005 \cdot (22 + 23) \cdot 10^{-3} = 106,6 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через нещільність зовнішніх дверей обчислюють аналогічно

$$Q_{\text{дв}}^{\text{інф}} = 0,28 \cdot G \cdot F \cdot c \cdot (t_B - t_3). \quad (1.17)$$

де G – витрата інфільтраційного повітря, кг/год , яка розраховується за формулою:

$$G = b \cdot l \cdot v \cdot m \cdot 3600, \quad (1.18)$$

де b – ширина встановленої дверної нещільності (приймається $0,005 \text{ м}$);

l – ширина нещільності дверного прорізу (приймається загальний периметр дверей, м ;

v – середня швидкість інфільтрованого повітря (приймається $0,5 \text{ м/с}$);

m – маса одного м^3 повітря $1,293 \text{ кг}$.

$$G = 0,005 \cdot 8 \cdot 7 \cdot 0,5 \cdot 1,293 \cdot 3600 = 651,7 \text{ кг/год},$$

$$Q_{\text{дв}}^{\text{інф}} = 0,28 \cdot 651,7 \cdot 3,75 \cdot 1,005 \cdot (5 + 23) \cdot 10^{-3} = 19,18 \text{ кВт}.$$

Таким чином, загальні додаткові витрати на інфільтрацію повітря складають, кВт

$$\sum Q^{\text{інф}} = Q_{\text{дв}}^{\text{відкр}} + Q_{\text{дв}}^{\text{інф}} + Q_{\text{вік}}^{\text{інф}}. \quad (1.19)$$

$$\sum Q^{\text{інф}} = 4,41 + 19,18 + 106,6 = 130,2 \text{ кВт}$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							19
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Методика 2

Стандарт EN 12831 пропонує наступну формулу для розрахунку витрати повітря, м³, що інфільтрується в опалюваний простір [5]:

$$\dot{V}_{inf} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i, \quad (1.20)$$

де V_i – об'єм опалюваного простору, обчислений на підставі внутрішніх розмірів (у світлі стін і перекриттів), м³;

n_{50} – кратність повітрообміну за різниці тисків 50 Па назовні та всередині будинку (з урахуванням впливу повітряних клапанів), яка береться з таблиці 9 [5], год⁻¹;

e_i – коефіцієнт екранування будинку, який приймається за таблицею 11 [5];

ε_i – поправочний коефіцієнт, що враховує збільшення швидкості вітру з висотою розташування опалювального простору над рівнем землі, який береться по таблиці 10 [5]

2 – коефіцієнт, який враховує найбільш несприятливий випадок, коли все повітря, що інфільтрується, надходить у будинок з однієї сторони.

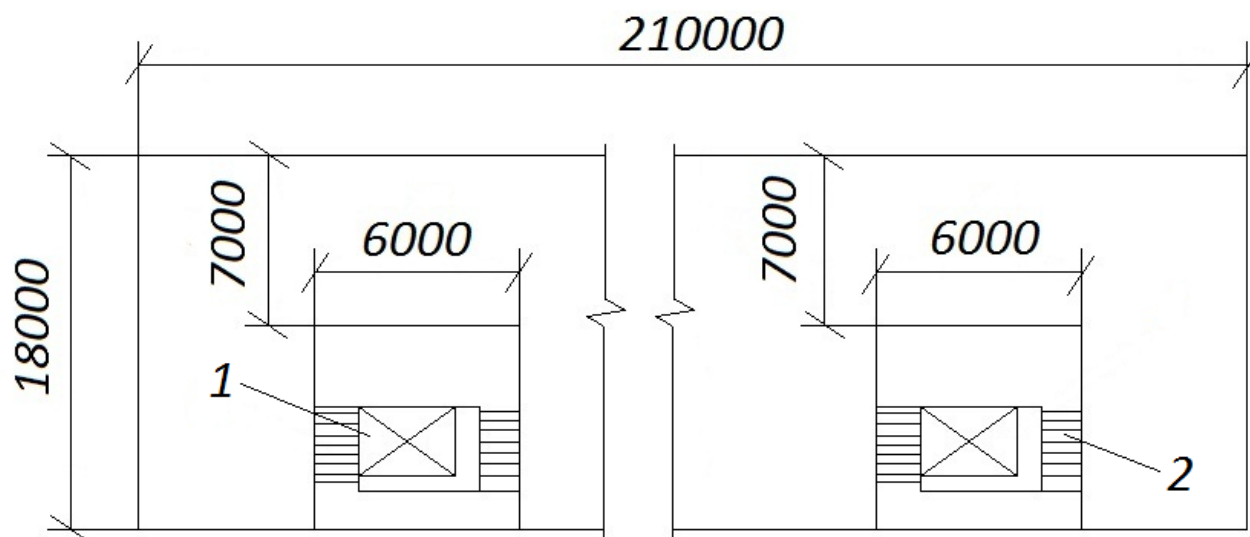
На рисунку 1.2 наведена схема для розрахунку теплових втрат на інфільтрацію холодного повітря в будинок.

$$V = 18 \cdot 60 \cdot 30 - 7 \cdot 6 \cdot 11 \cdot 30 = 99540 \text{ м}^3,$$

$$\dot{V}_{inf} = 2 \cdot 99540 \cdot 3 \cdot 0,02 \cdot 1,2 = 143334 \text{ (м}^3 \text{ /год)}.$$

Втрати теплоти через інфільтрацію повітря розраховуємо за формулою (1.20; див. нижче).

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		20



1- ліфт; 2- сходи в під'їзді.

Рисунок 1.2 – Схема багатоквартирного будинку для розрахунку навантаження на опалення з урахуванням втрат теплоти на інфільтрацію холодного повітря по [5].

$$Q_{inf} = V_{inf} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{II} - t_{III}) \cdot 3600 \quad (1.21)$$

де ρ – густина внутрішнього повітря (беремо $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$);

c – теплоємність повітря (беремо $c = 1$), $\text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$;

t_{II} – температура повітря всередині приміщення (беремо $t_{II} = 22^\circ\text{C}$);

t_{III} – температура повітря в ліфтовій шахті;

$$t_{III} = (-0,1 + k(30 - 4)) \cdot 0,5 \quad (1.22)$$

$$t_{III} = (-0,1 + 0,2 \cdot 26) \cdot 0,5 = 2,55^\circ\text{C},$$

$$Q = 14334 \cdot 1,293 \cdot 1,005 \cdot (22 - 2,55) \cdot 3600 = 100,63 \text{ кВт}.$$

1.1.17. Сумарні теплові втрати з приміщення, кВт, розраховуються за формулою:

$$Q_{втр} = \Sigma Q_{обг.і} + \Sigma Q_{inf} = 948,7 + 130,2 = 1078,9 \text{ кВт}.$$

1.1.18 Річна витрата теплоти на опалення за формулою [1] :

$$Q_o^{рік} = Q_o^{ср} n_o \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.23)$$

$$Q_o^{cp} = Q_{втр} \frac{t_{вн} - t_{ср.о.}}{t_{вн} - t_{р.о.}}, \quad (1.24)$$

$$Q_o^{cp} = 1078,9 \cdot \frac{22 - (-1)}{22 - (-23)} = 551,4 \text{ кВт},$$

$$Q_o^{pik} = 551,4 \cdot 179 \cdot 24 \cdot 3600 = 8,528 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік}.$$

Результати наведені до таблиці 1.2

Таблиця 1.2 – Результати розрахунків теплового навантаження на опалення

Найменування	Позначення	Величина	Значення
1 Середня річна витрата теплоти на опалення	Q_o^{pik}	МДж / рік	$8,528 \cdot 10^3$
2 Максимальне навантаження на опалення	$Q_{втр}$	кВт	1078,9
3 Середня витрата теплоти на опалення	Q_o^{cp}	кВт	551,4

1.2 Розрахунок теплового навантаження на гаряче водопостачання

1.2.1. Максимальна витрата теплоти, Вт, яку використовують для визначення поверхні нагрівача для ГВП [1]

$$Q_{ГВП \max} = 1,163 \cdot G_{год} \times (t_{г.сеп} - t_{х.з.}) + Q_{п} + Q_{ц}, \quad (1.25)$$

де $G_{год}$ – розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання;

$Q_{п} + Q_{ц}$ – витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП, кВт. Для житлових будинків [6]

$$Q_{п} + Q_{ц} = 0,05 \cdot Q_o, \quad (1.26)$$

$$Q_{п} + Q_{ц} = 0,05 \cdot 1078,9 = 54 \text{ кВт}.$$

1.2.2 Розрахункові витрати гарячої води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вир} \cdot \alpha_{год}, \quad (1.27)$$

де $K_{вир}$ – коефіцієнт використання водорозбірного приладу за годину найбільшого водоспоживання (кількість приладів приймаємо – 3шт) беруть за приладом, для якого витрата води за годину найбільша, в нас це – змішувач душу $K_{вир} = 0,42$ [4];

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							22
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

α_{200} – безрозмірна величина, яку визначають залежно від кількості водорозбірних приладів N на розрахунковій ділянці мережі трубопроводу ($N=3\cdot 252=756$ для одного будинку) і ймовірності їх використання $P_{в.з.}$ за годину найбільшого споживання ($P=0,0185$ за [4]). При значенні $P < 0,1$, при будь-якому значенні N , α_{200} також визначають за [4].

Визначаємо добуток $NP = \frac{NP}{K_{вик}} = 756 \cdot \frac{0,0185}{0,42} = 33,3$. При $NP_{200}=22,46$ значення $\alpha_{200} = 10,28$;

g – витрата гарячої води одним водорозбірним приладом, для житлових будівель беремо $g = 0,2 \text{ кг} / \text{с}$ [4].

$$G_{200} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вик} \cdot \alpha_{200} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,42 \cdot 10,28 = 15543,3 \text{ кг/год.}$$

1.2.4 Отже, максимальна витрата теплоти, кВт, згідно (1.24) дорівнює :

$$Q_{ГВП \max} = 1,163 G_6 \cdot (t_{г.сер} - t_{х.з}) + Q_{II} + Q_{III} = 1,163 \cdot 15543,3 \cdot (55 - 5) + 53945 = 957,8 \text{ кВт.}$$

1.2.5 Середню витрату теплоти на гаряче водопостачання, кВт, будемо розраховувати за збільшеними показниками [5], згідно яких

$$Q_{ГВП \text{сер}} = Q_{ГВП \max} / (2 \dots 2,4) = 957,8 / 2 = 478,9 \text{ кВт.}$$

1.2.6 Річні витрати теплоти на ГВП дорівнюють [5], :

$$Q_{ГВП \text{річ}} = \left[Q_{ГВП \text{сер}} \cdot n_0 + Q_{ГВП \text{сер}} \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot \beta \cdot (350 - n_0) \right] \cdot 24 \cdot 3600, \quad (1.28)$$

$$Q_{ГВП \text{річ}} = \left[478,9 \cdot 179 + 478,9 \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot 0,8 \cdot (350 - 179) \right] \cdot 24 \cdot 3600 = 11,9 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік.}$$

Результати розрахунків наведені у таблиці 1.3

Таблиця 1.3 – Результати розрахунків витрат теплоти на ГВП

Найменування величини	Позначення	Величина	Значення величини
1 Середнє теплове навантаження на ГВП	$Q_{ГВП \text{сер}}$	кВт	478,9
2 Максимальне теплове навантаження на ГВП	$Q_{ГВП \max}$	кВт	957,8
3 Річне теплове навантаження	$Q_{ГВП \text{річ}}$	МДж/рік	$11,9 \cdot 10^3$

2 СХЕМА ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ТА ЇЇ ОПИС

2.1 Вузол опалення

Схему приєднання абонента до теплової мережі обирають, перш за все, за параметрами теплоносія на вводі в будинок та за характеристиками його внутрішніх систем. Схеми приєднання систем опалення поділяються на: залежні без змішування води, залежні із змішуванням води і незалежні.

Незалежне приєднання системи опалення застосовують для створення місцевого теплогідравлічного режиму, якщо температура води на вході в систему опалення менша за температуру води з теплової мережі на вході до споживача. Гідравлічний поділ тепломережі від системи опалення здійснюють поверхневим теплообмінником. Приймають таке рішення при перевищенні тиску в тепломережі над допустимим тиском для системи опалення або навпаки - коли статичний тиск в системі перевищує допустиму межу для тепломережі. Крім того, в обґрунтуванні вибору незалежного приєднання все частіше стають експлуатаційні вимоги працездатності сучасних систем опалення.

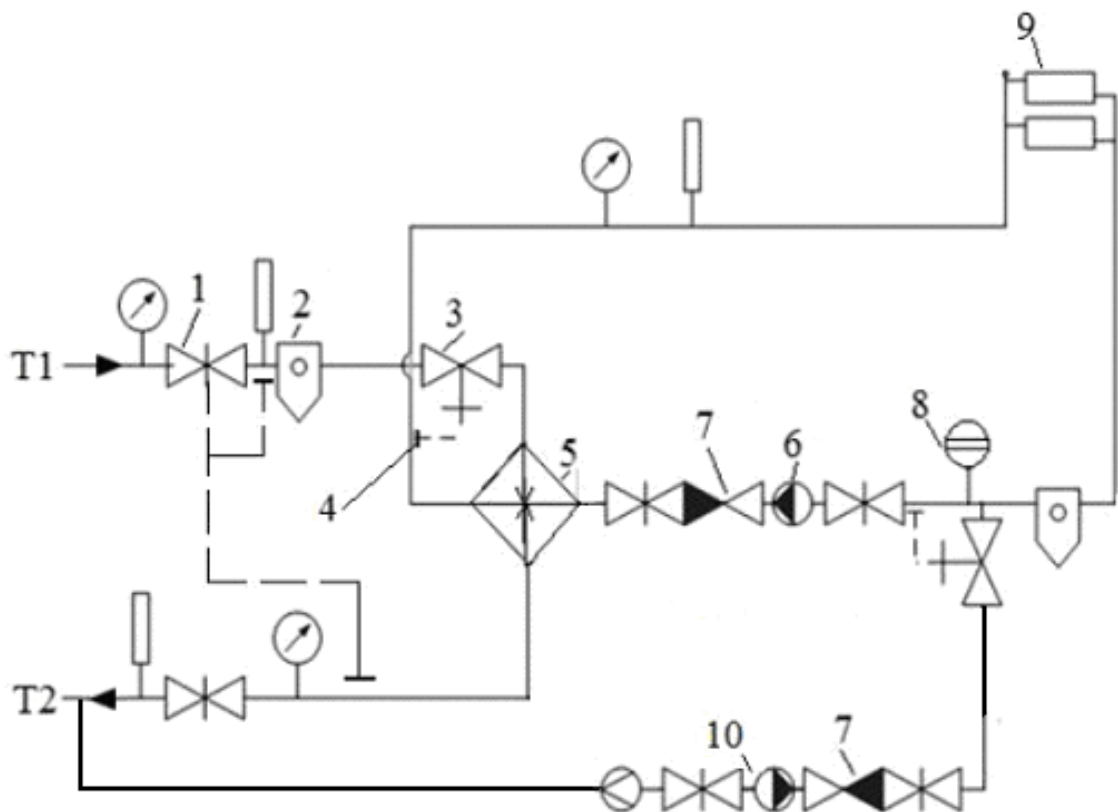
Умови експлуатації насосів, поквартирних витратомірів, автоматичних регуляторів теплогідравлічних параметрів теплоносія, терморегуляторів, штампованих сталевих радіаторів в більшості своїй вимагають застосування якісного теплоносія. Наприклад, без твердих домішок або без спуску води з системи в теплий період року. Забезпечити такі умови можливо лише при незалежному підключенні до тепломережі.

При незалежному підключенні зменшується витрата теплоносія в тепломережі, а отже зменшуються витрати на водопідготовку. Важливим є також зменшення інерційності теплової мережі, що в підсумку призводить до покращення якості наданої послуги з опалення будівель завдяки своєчасному реагуванню центрального якісного регулювання на зміну погодних умов. Тому незалежне підключення є найбільш прийнятним та перспективним технічним рішенням.

Найкращий варіант з експлуатаційної точки зору - використання розбірного теплообмінника. В цьому випадку слід передбачати запірну арматуру для відключення теплообмінників: кульові крани, поворотні заслінки, засувки.

Така схема приєднання теплообмінника системи опалення показана на рисунку 2.1.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							24
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		



1 – регулятор тиску «після себе»; 2 – грязьовик; 3 – регулятор температури;
 4 – датчик температури води в прямому трубопроводі місцевої системи опалення;
 5 – пластинчатий теплообмінник; 6, – циркуляційний насос; 7 – зворотній клапан;
 8 – розширювальний бак; 9 – нагрівальні прилади; 10 – підживлювальний насос
 Рисунок 2.1- Незалежна схема приєднання теплообмінника системи опалення.

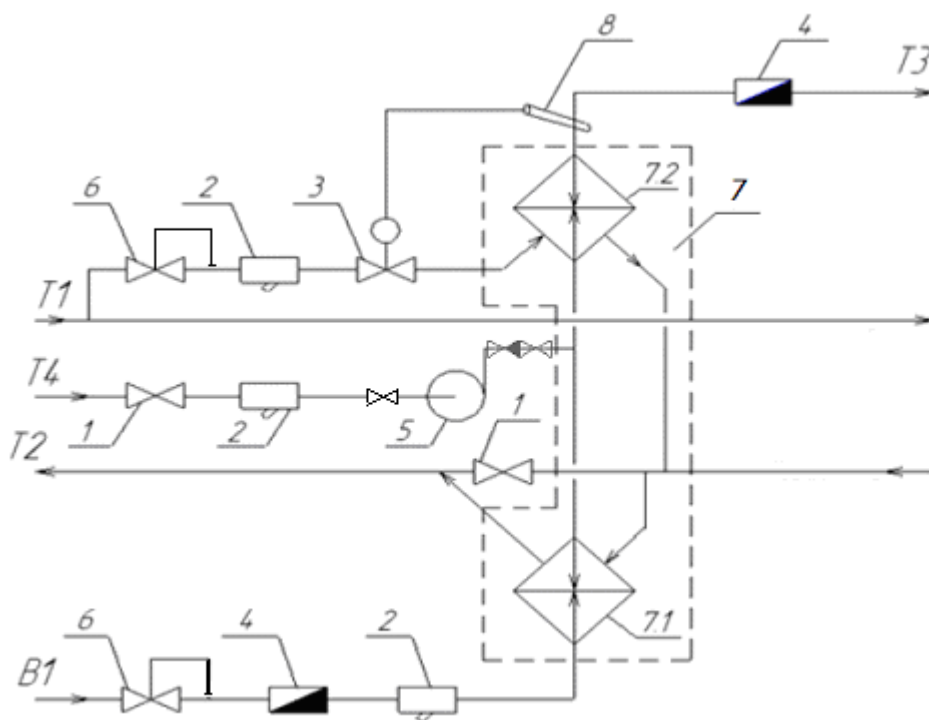
Мережна вода проходить по прямому трубопроводу через фільтр-грязьовик 2, де очищується від механічних домішок, які можуть зменшити потужність теплообмінного апарату. Перепад тисків в трубопроводі підтримується постійним завдяки регулятору витрати 1 для отримання постійної витрати теплоносія через теплообмінник та стабільної його роботи. На виході з теплообмінного апарату 5, відпрацьована мережна вода потрапляє у зворотній трубопровід.

У внутрішньому контурі системи опалення також підключені: опалювальні прилади, розширювальний бак 8, що зрівноважує об'єм при несталій температурі, циркуляційні насоси 6 та 10, які забезпечують потрібну витрату і напір, та вузол підживлення, що заповнює систему в момент запуску.

2.2 Вузол гарячого водопостачання

Підключення гарячого водопостачання до споживачів відбувається по двоступеневій змішаній схемі з рециркуляцією ГВП, показаній на рисунку 2.2.

У змішаній двоступеневій схемі перша ступінь підігрівача ГВП включена послідовно з системою опалення на зворотній лінії мережної води, а друга ступінь приєднана до теплової мережі паралельно з системою опалення. При цьому попередній підігрів водопровідної води відбувається за рахунок охолодження мережної води після системи опалення, що зменшує теплове навантаження другого ступеня і знижує загальний витрата мережної води на гаряче водопостачання.



- 1-засувка; 2-фільтр-грязьовик; 3-регулятор температури; 4-витратомір;
5-циркуляційна насос системи ГВП; 6-регулятор тиску "після себе";
7-теплообмінник ГВП (моноблок): 7.1-підігрівач першого рівня,
7.2- нагрівач другого ступеня; 8- датчик температури води.

Рисунок 2.2- Схема вузла приготування води на гаряче водопостачання.

У системі присутній пластинчастий теплообмінник 7, виконаний як моноблок, тобто перший і другий ступені розміщені на одній рамці та розділені проміжною плитою. Таке виконання зменшує металоємність, а отже і витрати на монтаж, полегшує обслуговування теплообмінного апарату.

Мережна вода потрапляє на теплообмінник через фільтр – грязьовик 2, який знижує вміст механічних компонентів у воді. Далі теплоносій потрапляє на регулятор тиску між подаючим

та зворотним трубопроводом, згодом на регулятор температури гарячої водопровідної води 3. Цей агрегат зменшує утворення накипу на пластинах теплообмінника через ліміт даної температури, а також створює безпечну температуру гарячої води для споживачів. Після цього мережна вода йде на другу ступінь теплообмінника, де здійснюється остаточний нагрів водопровідної води до належної температури. Після другого ступеня мережна вода поєднується з водою із зворотної магістралі і відряджається на першу ступінь теплообмінника, у якій з огляду на велику витрату зворотної гріючої води довершується нагрів водопровідної води з температурою 5 0C. Охолоджена мережна вода поступає у зворотний трубопровід.

Регулятор тиску 6, через який водопровідна вода потрапляє до системи, знижує тиск до встановлених значень та підтримує його постійним. Ця вода нагрівається у першому та другому ступенях теплообмінника послідовно.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		27

3 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

3.1 Вихідні дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_0 = 1078,9$ МВт;
- температура води у прямому трубопроводі $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотньому трубопроводі $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ\text{C}$;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення $t_{\text{прям.2}} = 95^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотньому трубопроводі системи опалення $t_{\text{звор.2}} = 65^\circ\text{C}$.

3.2 Тепловий розрахунок

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

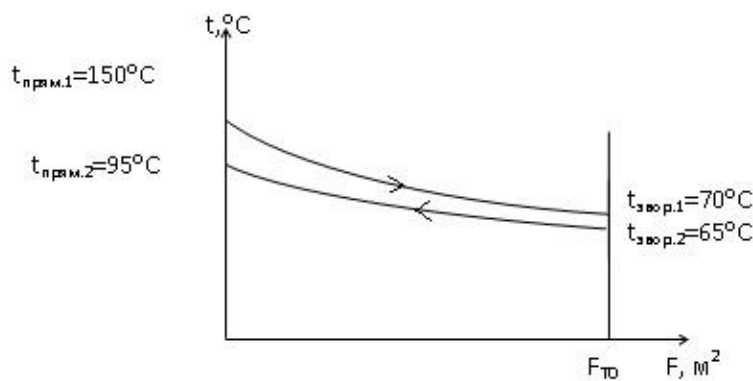


Рисунок 3.1 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} ; \quad (3.1)$$

більша різниця температур, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{\text{прям.1}} - t_{\text{прям.2}} , \quad (3.2)$$

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

менша різниця температур, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_{\text{звор.1}} - t_{\text{звор.2}} , \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = 70 - 65 = 5^\circ\text{C} ,$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{55 - 5}{\ln \frac{55}{5}} = 20,85^\circ\text{C} .$$

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

Вода зі сторони центральної мережі

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}, \quad (3.4)$$

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

За $t_{cp1} = 110^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_1 = 951 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_1 = 1,6; \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}, \quad (3.5)$$

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

За $t_{cp2} = 80^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_2 = 971,8 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_2 = 2,21; \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура стінки, °C

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (3.6)$$

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

За $t_{\bar{n}} = 95^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри $\text{Pr}_c = 1,85$ [6];

3.2.3 Витрати води у теплообміннику, кг/с

$$G_{on1} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.1} - t_{звор.1})}, \quad (3.7)$$

$$G_{on1} = \frac{1078,9}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 3,22 \text{ кг/с}.$$

$$G_{on2} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.2} - t_{звор.2})}, \quad (3.8)$$

$$G_{on2} = \frac{1078,9}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 8,6 \text{ кг/с}.$$

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр із нержавіючої сталі 12Х18Н10Т[2].

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							29
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

В таблиці 3.1 наведені характеристики розбірних пластин [6].

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пластин 0,5Пр:

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^m$, мм	1380×650×1
Поверхня теплообміну F_{nl} , м ²	0,5
Вага (маса) m , кг	6,0
Щілинні канали	
Крок гофрів s , мм	20,8
Висота гофрів h , мм	5
Кількість гофрів n_s , шт.	48
Еквівалентний діаметр каналу d_e , м	0,009
Площа перерізу каналу f_{nl} , м ²	0,00285
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{ш}$, мм	200
Теплопровідність стінки λ_{cm} , Вт/(м·К)	15
Гідравлічний коефіцієнт c	15
Приведена довжина каналу L_{np} , м	0,8

3.2.4 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с

Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі приймаємо рівним $z_1 = 5$.

Тоді, відповідно, зі сторони місцевої мережі $z_1 = z_2 = 5$ [7];

$$W_1 = \frac{G_{on1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (3.9)$$

$$W_1 = \frac{3,22}{5 \cdot 0,00285 \cdot 951} = 0,237 \text{ м/с.}$$

$$W_2 = \frac{G_{on2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (3.10)$$

$$W_2 = \frac{8,6}{5 \cdot 0,00285 \cdot 971,8} = 0,621 \text{ м/с.}$$

3.2.5 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.11)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left(\frac{1,6}{1,85} \right)^{0,25} = 5017 .$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} , \quad (3.12)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,21^{0,43} \left(\frac{2,21}{1,85} \right)^{0,25} = 4961 .$$

3.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}} , \quad (3.13)$$

$$\alpha_1 = 5017 \frac{0,237^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 6257 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}} , \quad (3.14)$$

$$\alpha_2 = 4961 \frac{0,621^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 12500 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

3.2.7 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3} , \quad (3.15)$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;
приймаємо $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,93$;

R_3 - термічний опір забрудненого шару, приймаємо $R_3 = 0,0002 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) /Вт}$,

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{6257} + \frac{1}{12500} + \frac{0,001}{15} + 0,0002} = 1836,1 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

3.2.8 Площа поверхні нагріву, м²

$$F = \frac{Q_0}{k \Delta t} , \quad (3.16)$$

$$F = \frac{1078,9 \cdot 10^3}{1836,1 \cdot 20,85} = 28,2 \text{ м}^2 .$$

3.2.9 Кількість пластин підігрівача, шт

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		31

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (3.17)$$

$$z_{nl} = \frac{28,2}{0,5} \approx 57 \text{ шт.}$$

3.2.10 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (3.18)$$

$$x = \frac{57 - 1}{5 + 5} = 5,6 \approx 6 \text{ шт.}$$

3.2.11 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (3.19)$$

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

3.2.12 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²

$$F_1 = F_{nl} z_{nl}, \quad (3.20)$$

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

3.3 Гідравлічний розрахунок

3.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_9}{\nu_1}, \quad (3.21)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,237 \cdot 0,009}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 7841,9.$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_9}{\nu_2}, \quad (3.22)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,621 \cdot 0,009}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 15312.$$

3.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (3.23)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{7841,9^{0,25}} = 1,594.$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (3.24)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{15312^{0,25}} = 1,348.$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							32
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

3.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.25)$$

$$\Delta P_1 = 1,594 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 951 \cdot 0,246^2}{2} = 24462 \text{ Па}.$$

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

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (3.26)$$

$$\Delta P_2 = 1,348 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 971,8 \cdot 0,647^2}{2} = 141232,6 \text{ Па}.$$

3.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

3.4.1 Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1,5 \text{ м/с}$;

Патрубок мережної води, м

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (3.27)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,22}{\pi \cdot 951 \cdot 1,5}} = 0,053 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок діаметром 57×3,5 мм.

3.4.2 Патрубок внутрішньої системи опалення, м

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (3.28)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,6}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1,5}} = 0,087 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок діаметром 89×3,5 мм.

Зводимо всі характеристики теплообмінника системи опалення у таблицю 3.2

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		33

Таблиця 3.2 - Характеристики теплообмінника системи опалення

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² ·К)	1836,1
2 Загальна поверхня теплообміну	м ²	28,2
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	20385
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	121860
5 Кількість ходів	Шт.	6
6 Кількість пластин	Шт.	61
7 Діаметр патрубка мережної води	мм	57
8 Діаметр патрубка внутрішньої системи опалення	мм	89

Схема компоновки теплообмінника :

$$C_x \frac{5+5+5+5+5+5}{6+5+5+5+5+5}.$$

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 3.2

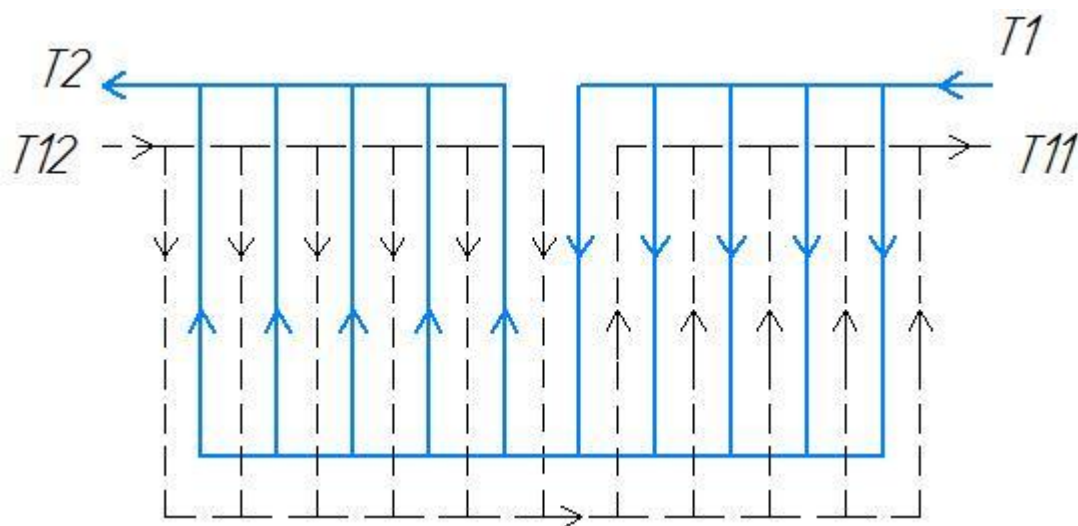


Рисунок 3.2 - Принципова схема теплообмінника системи опалення двох останніх ходів теплообмінника

4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

4.1 Вихідні дані до розрахунку:

а) загальне максимальне теплове навантаження на гаряче

водопостачання $Q_{\text{з.в.}}^{\text{max}} = 957,8 \text{ кВт}$;

б) розрахункова температура води :

- у прямому трубопроводі $t_{\text{прям.1}}^p = 150^\circ \text{C}$;

- у зворотному трубопроводі $t_{\text{звор.1}}^p = 70^\circ \text{C}$;

- гарячої води $t_{\text{г}} = 55^\circ \text{C}$;

- холодної води $t_{\text{х}} = 5^\circ \text{C}$.

Визначаємо схему пластинчастого теплообмінного апарату за відношенням максимального теплового навантаження на ГВП до максимальної витрати тепла на опалення:

$$\text{Відношення величин } \frac{Q_{\text{ГВП max}}}{Q_{\text{O max}}} = \frac{957,8}{1078,9} = 0,89 \quad ; \quad 0,2 < \frac{Q_{\text{ГВП max}}}{Q_{\text{O}}} = 0,89 < 1,$$

тому у відповідності з [2] приймається двоступенева схема приготування ГВП.

4.2 Тепловий розрахунок

4.2.1 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка теплової мережі, °C

$$t_n^{3\text{л}} = t_{\text{вн}}^p - \varphi_{\text{он}}^{3\text{л}} (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{р.о}}), \quad (4.1)$$

де φ - опалювальний коефіцієнт, який приймаємо рівним $\varphi=0,34$ [1];

$$t_n^{3\text{л}} = 22 - 0,34 \cdot (22 - (-23)) = 6,7^\circ \text{C} .$$

4.2.2 Температура мережної води у зворотному трубопроводі, °C

$$t_{\text{звор.1}}^{\text{min}} = t_{\text{прям.1}}^{\text{min}} - \left(t_{\text{прям.1}}^p - t_{\text{звор.1}}^p \right) \frac{t_{\text{вн}}^p - t_n^{3\text{л}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{р.о}}}, \quad (4.2)$$

$$t_{\text{звор.1}}^{\text{min}} = 70 - (150 - 70) \frac{22 - 6,7}{22 - (-23)} = 42,8^\circ \text{C} .$$

4.2.3 Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача, °C

Недогрівання води на ГВП : $\delta = 6 \dots 10^\circ \text{C}$. Приймаємо $\delta = 10^\circ \text{C}$ [1];

$$t_n = t_{\text{звор}}^{\text{min}} - \delta, \quad (4.3)$$

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

4.2.4 Теплове навантаження водонагрівачів, кВт

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							35
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

а) Теплове навантаження першого ступеня

$$Q_{\text{ген1}} = Q_{\text{з.б.}}^{\text{max}} \frac{t_n - t_x}{t_z - t_x}, \quad (4.4)$$

$$Q_{\text{ген1}} = 957,8 \cdot \frac{32,8 - 5}{55 - 5} = 532,5 \text{ кВт}.$$

б) Теплове навантаження другого ступеня

$$Q_{\text{ген2}} = Q_{\text{з.б.}}^{\text{max}} - Q_{\text{ген1}}, \quad (4.5)$$

$$Q_{\text{ген2}} = 957,8 - 532,5 = 425,3 \text{ кВт}.$$

4.2.5 Масові витрати води на ГВП у ступенях підігрівача, кг/с

а) перший ступінь

$$G_{\text{з.б.1}} = \frac{Q_{\text{ген1}}}{c_p \cdot (t_n - t_x)}, \quad (4.6)$$

$$G_{\text{з.б.1}} = \frac{532,5}{4,187 \cdot (32,8 - 5)} = 4,57 \text{ кг/с};$$

б) другий ступінь

$$G_{\text{з.б.2}} = G_{\text{з.б.1}} + 0,1 \cdot G_{\text{з.б.1}}, \quad (4.7)$$

$$G_{\text{з.б.2}} = 4,57 + 0,1 \cdot 4,57 = 5 \text{ кг/с}.$$

4.2.6 Витрати мережної води у другому ступені підігрівача гарячої води, кг/с

$$G_{\text{з2}} = \frac{Q_{\text{ген2}}}{c_p (t_{\text{прям1}}^{\text{min}} - t_{\text{звор1}}^{\text{min}})}, \quad (4.8)$$

$$G_{\text{з2}} = \frac{425,3}{4,187 (70 - 42,8)} = 3,73 \text{ кг/с}.$$

4.2.7 Витрати теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря, що дорівнює температурі у точці зламу, кВт

$$Q_o^{\text{зл}} = Q_o \frac{t_{\text{вн}}^p - t_z^{\text{зл}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{р.о}}}, \quad (4.9)$$

$$Q_o^{\text{зл}} = 1078,9 \cdot \frac{22 - 6,7}{22 - (-23)} = 366,8 \text{ кВт}.$$

4.2.8 Витрати мережної води на опалення у точці зламу, кг/с

$$G_{\text{он}}^{\text{зл}} = \frac{Q_o^{\text{зл}}}{c_p (t_{\text{прям.1}}^{\text{min}} - t_{\text{звор.1}}^{\text{min}})}, \quad (4.10)$$

$$G_{\text{он}}^{\text{зл}} = \frac{366,8}{4,187 \cdot (70 - 42,8)} = 3,22 \text{ кг/с}.$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							36
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

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

$$G_{\Sigma 1} = \varphi (G_{\Sigma 2} + G_{on}^{37}), \quad (4.11)$$

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

$$G_{\Sigma 1} = 0,85 \cdot (3,73 + 3,22) = 5,9 \text{ кг/с}.$$

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

$$t_{36}^1 = t_{36op.1}^{\min} - \frac{Q_{\Sigma on1}}{c_p \cdot G_{\Sigma 1}}, \quad (4.12)$$

$$t_{36}^1 = 42,8 - \frac{532,5}{4,187 \cdot 5,9} = 21,2 \text{ °C}.$$

4.3 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1.5 \text{ м/с}$;

4.3.1 Патрубок води на подаючий трубопровід ГВП

$$D_x = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\Sigma 2.2}}{\pi \cdot \rho_x \cdot W_{\max}}}, \quad (4.13)$$

$$D_x = \sqrt{\frac{4 \cdot 5}{\pi \cdot 999,8 \cdot 1,5}} = 0,065 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталний безшовний гарячочодеформований патрубок внутрішнім діаметром 68×3,5 мм.

4.3.2 Патрубок холодної води на ГВП

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\Sigma 2.1}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (4.14)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,57}{\pi \cdot 998,4 \cdot 1,5}} = 0,062 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталний безшовний гарячочодеформований патрубок внутрішнім діаметром 63,5×3,5 мм.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							37
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

4.4 Розрахунок теплообмінника першого ступеню підігріву

4.4.1 Вихідні дані для розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на перший ступінь $Q_{\text{звн1}} = 532,5 \text{ кВт}$;
- температура мережної води на вході $t'_1 = t_{\text{зв}}^{\text{min}} = 42,8^\circ\text{C}$;
- температура мережної води на виході $t''_1 = t'_2 = 21,2^\circ\text{C}$;
- температура холодної води $t'_2 = t_x = 5^\circ\text{C}$;
- температура гарячої води на виході з першого ступеня $t''_2 = t_n = 32,8^\circ\text{C}$.

4.4.2 Тепловий розрахунок

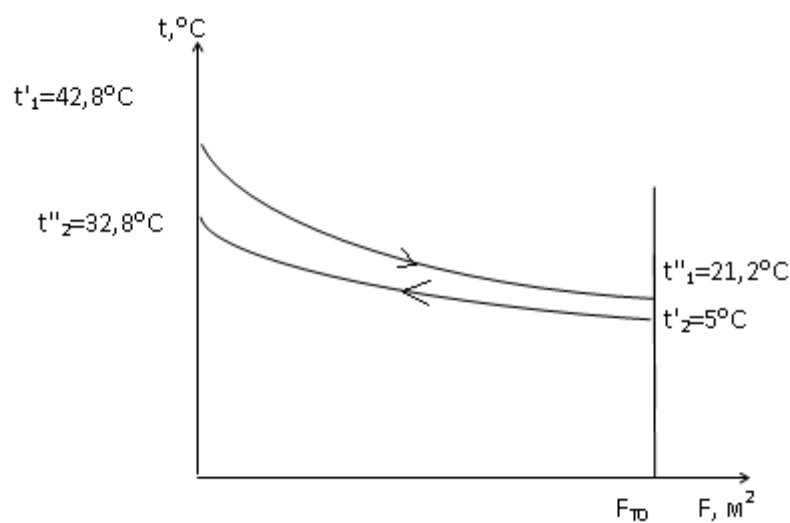


Рисунок 4.1 - Графік зміни температур теплоносіїв.

4.4.2.1 Середньологарифмічна різниця температур, °C

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} ; \quad (4.15)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t''_1 - t'_2, \quad (4.16)$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = 21,2 - 5 = 16,2^\circ\text{C};$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\bar{m}} = t'_1 - t''_2, \quad (4.17)$$

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

$$\Delta t = \frac{16,2 - 10}{\ln \frac{16,2}{10}} = 12,85^\circ \text{C}.$$

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

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \quad (4.18)$$

$$t_{cp1} = \frac{42,8 + 21,2}{2} = 32^\circ \text{C}.$$

За $t_{cp1} = 32^\circ\text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_1 = 995 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_1 = 5,198; \nu_1 = 0,776 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 62,14 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (4.19)$$

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

За $t_{cp2} = 18,9^\circ\text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_2 = 998,37 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_2 = 7,3; \nu_2 = 1,039 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 59,62 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Температура стінки.

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (4.20)$$

$$t_c = \frac{32 + 18,9}{2} = 25,45^\circ \text{C}.$$

За $t_c = 25,45^\circ\text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри $\text{Pr}_c = 6,148$ [6];

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр.

Технічна характеристика наведена у п. 3.2.3 (Таблиця 3.1)

4.4.2.3 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_1 = 5$, $z_2 = z_1 = 5$;

$$W_1 = \frac{G_{z1}}{z_1 \cdot f \cdot \rho_1}, \quad (4.21)$$

$$W_1 = \frac{5,9}{5 \cdot 0,00285 \cdot 995} = 0,416 \text{ м/с}.$$

$$W_2 = \frac{G_{z2}}{z_2 \cdot f \cdot \rho_2}, \quad (4.22)$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							39
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$W_2 = \frac{4,57}{5 \cdot 0,00285 \cdot 998,37} = 0,312 \text{ м/с.}$$

4.4.2.4 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (4.23)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{62,14 \cdot 10^{-2}}{(0,776 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 5,198^{0,43} \left(\frac{5,198}{6,148} \right)^{0,25} = 3494,3.$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (4.24)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{59,62 \cdot 10^{-2}}{(1,039 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 7,3^{0,43} \left(\frac{7,3}{6,148} \right)^{0,25} = 3413.$$

4.4.2.5 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · К)

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.25)$$

$$\alpha_1 = 3494,3 \frac{0,416^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 6571,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.26)$$

$$\alpha_2 = 3413 \frac{0,32^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 5300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4.4.2.6 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (4.27)$$

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

R_3 - термічний опір забрудненого шару, приймаємо $R_3 = 0,0002$, (м² · К)/Вт

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{6571,3} + \frac{1}{5300} + \frac{0,001}{15} + 0,0002} = 1530,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4.4.2.7 Площа поверхні нагріву, м²

$$F = \frac{Q_{снл}}{k \Delta t}, \quad (4.28)$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							40
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{532,5 \cdot 10^3}{1530,8 \cdot 12,85} = 27 \text{ м}^2.$$

4.4.2.8 Кількість пластин підігрівача, шт

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (4.29)$$

$$z_{nl} = \frac{27}{0,5} = 54 \text{ шт.}$$

4.4.2.9 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (4.30)$$

$$x = \frac{54 - 1}{5 + 5} = 5,3 \approx 6 \text{ шт.}$$

4.4.2.10 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (4.31)$$

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

4.4.2.11 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²

$$F = F_{nl} z_{nl}, \quad (4.32)$$

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

4.4.3 Гідравлічний розрахунок

4.4.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_g}{\nu_1}, \quad (4.33)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,416 \cdot 0,009}{0,776 \cdot 10^{-6}} = 4824.$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_g}{\nu_2}, \quad (4.34)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,312 \cdot 0,009}{1,039 \cdot 10^{-6}} = 2702,5.$$

4.4.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (4.35)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{4824^{0,25}} = 1,8.$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							41
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (4.36)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{2702,5^{0,25}} = 2,08.$$

4.4.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (4.37)$$

$$\Delta P_1 = 1,8 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{3 \cdot 995 \cdot 0,416^2}{2} = 41325,8 \text{ Па}.$$

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

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (4.38)$$

$$\Delta P_2 = 2,08 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{3 \cdot 998,37 \cdot 0,312^2}{2} = 26952,7 \text{ Па}.$$

4.4.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

4.4.4.1 Патрубок мережної води у зворотній трубопроводі

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{z1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (4.39)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,9}{\pi \cdot 995 \cdot 1,5}} = 0,07 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячохолоформований патрубок внутрішнім діаметром 73×3,5 мм.

4.4.4.2 Патрубок мережної води на виході з ТОА

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot (G_{z1})}{\pi \cdot \rho \cdot W_{\max}}}, \quad (4.40)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,9}{\pi \cdot 998,37 \cdot 1,5}} = 0,07 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячохолоформований патрубок внутрішнім діаметром 73×3,5 мм.

Зводимо всі характеристики

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							42
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Схема компоновки теплообмінника I ступені підігрівача ГВП:

$$C_x \frac{5+5+5+5+5}{6+5+5+5+5}.$$

Принципову схему на рисунку 4.2

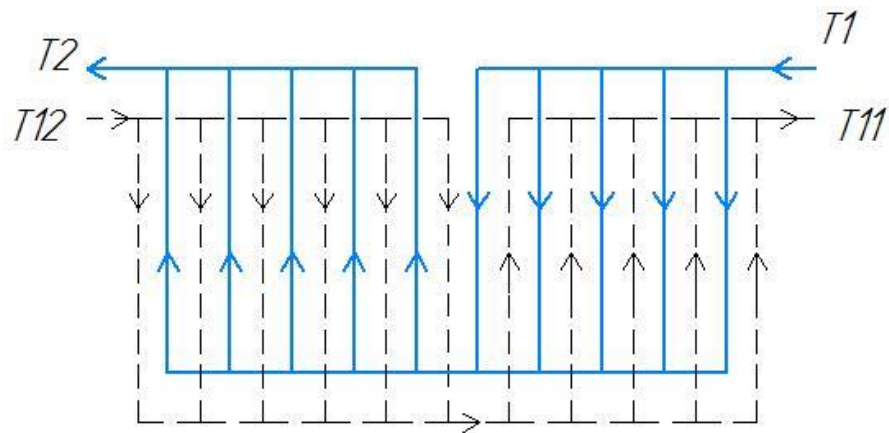


Рисунок 4.2 - Принципова схема руху носіїв в двох останніх ходах теплообмінника I ступеня підігрівача ГВП

Таблиця 4.1- Характеристики першої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² · К)	1526,8
2 Загальна поверхня теплообміну	м ²	30,5
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	41325.8
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	26952,7
5 Кількість ходів	Шт.	6
6 Кількість пластин	Шт.	61
7 Діаметр патрубка мережної води у зворотній трубопроводі	мм	73
8 Діаметр патрубка мережної води на виході з ТОА	мм	73

4.5 Розрахунок теплообмінника другого ступеню підігріву

4.5.1 Вихідні дані для розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на другий ступінь $Q_{\text{звн2}} = 425,3 \text{ кВт}$;
- температура мережної води на вході $t'_1 = t_{\text{np}}^{\text{min}} = 70^\circ\text{C}$;
- температура мережної води на виході $t''_1 = t_{\text{зв}}^{\text{min}} = 42,8^\circ\text{C}$;
- температура гарячої води на виході з другого ступеню $t''_2 = t_{\text{с}} = 55^\circ\text{C}$.

4.5.2 Тепловий розрахунок

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

$$t'_2 = t''_2 - \frac{Q_{\text{звн2}}}{G_{\text{зв2}} \cdot c_p}, \quad (4.41)$$

$$t'_2 = 55 - \frac{425,3}{5 \cdot 4,187} = 34,7^\circ\text{C}.$$

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

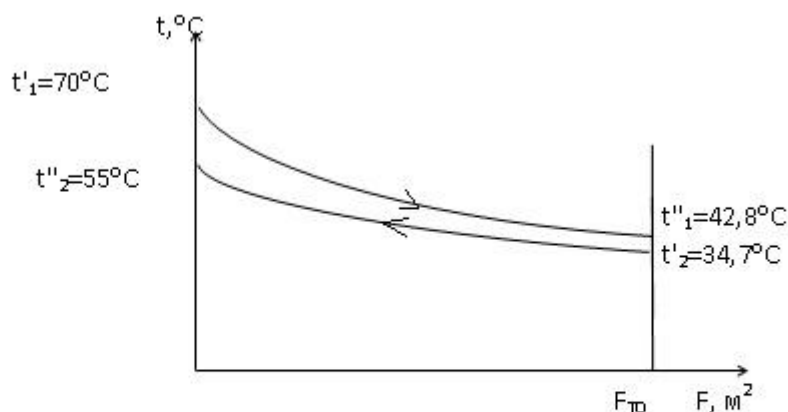


Рисунок 4.3 - Графік зміни температур

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.42)$$

більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = t'_1 - t''_2, \quad (4.43)$$

$$\Delta t_{\delta} = 70 - 55 = 15^\circ\text{C};$$

менша різниця температур:

$$\Delta t_{\text{м}} = t''_1 - t'_2, \quad (4.44)$$

$$\Delta t_m = 42,8 - 34,7 = 8,1^\circ \text{C}.$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{15 - 8,1}{\ln \frac{15}{8,1}} = 11,2.$$

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

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \quad (4.45)$$

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

За $t_{cp1} = 56,4^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_1 = 985 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_1 = 3,18; \nu_1 = 0,506 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 65,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}.$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (4.46)$$

$$t_{cp2} = \frac{55 + 34,7}{2} = 44,85^\circ \text{C}.$$

За $t_{cp2} = 44,85^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри [6]:

$$\rho_2 = 990,4 \text{ кг/м}^3; \text{ Pr}_2 = 3,97; \nu_2 = 0,613 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 64,14 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$$

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

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (4.47)$$

$$t_c = \frac{56,4 + 44,85}{2} = 50,625^\circ \text{C}.$$

За $t_c = 50,625^\circ \text{C}$ знаходимо теплофізичні параметри $\text{Pr}_c = 3,5$ [6]. Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр. Технічну характеристика дивитись у п. 3.2.2 (Таблиця 3.1)

4.5.2.5 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с

Кількість каналів одного ходу приймаємо рівним $z_2 = z_1 = 4$;

$$W_1 = \frac{G_{\text{св}2}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (4.48)$$

$$W_1 = \frac{3,73}{4 \cdot 0,00285 \cdot 985} = 0,332 \text{ м/с}.$$

$$W_2 = \frac{G_{\text{св}2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (4.49)$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							45
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$W_2 = \frac{5}{4 \cdot 0,00285 \cdot 990,4} = 0,443 \text{ м/с}.$$

4.5.2.6 Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (4.50)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{65,5 \cdot 10^{-2}}{(0,506 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,18^{0,43} \left(\frac{3,18}{3,5} \right)^{0,25} = 4148.$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (4.51)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{64,14 \cdot 10^{-2}}{(0,613 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 3,97^{0,43} \left(\frac{3,97}{3,5} \right)^{0,25} = 4106.$$

4.5.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · К)

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.52)$$

$$\alpha_1 = 4148 \frac{0,332^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 6616,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (4.53)$$

$$\alpha_2 = 4106 \cdot \frac{0,443^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 8084,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4.5.2.8 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$K = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (4.54)$$

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

R_3 - термічний опір забрудненого шару , приймаємо $R_3=0,0002 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$,

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{6616,4} + \frac{1}{8084,4} + \frac{0,001}{15} + 0,0002} = 1717,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		46

4.5.2.9 Площа поверхні нагріву, м²

$$F = \frac{Q_{\text{ген2}}}{k\Delta t}, \quad (4.55)$$

$$F = \frac{425,3 \cdot 10^3}{1717,4 \cdot 11,2} = 22,1 \text{ м}^2.$$

4.5.2.10 Кількість пластин підігрівача, шт

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}},$$

$$z_{nl} = \frac{22,1}{0,5} = 44,2 \approx 45 \text{ шт.} \quad (4.56)$$

4.5.2.11 Кількість ходів у теплообміннику, шт

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (4.57)$$

$$x = \frac{45 - 1}{4 + 4} = 5,5 \approx 6 \text{ шт.}$$

4.5.2.12 Загальна кількість пластин, шт

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (4.58)$$

$$z_{nl} = 6 \cdot 4 + 6 \cdot 4 + 1 = 49 \text{ шт.}$$

4.5.2.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²

$$F_1 = F_{nl} z_{nl}, \quad (4.59)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 49 = 24,5 \text{ м}^2.$$

4.5.3 Гідравлічний розрахунок

4.5.3.1 Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_g}{\nu_1}, \quad (4.60)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,332 \cdot 0,009}{0,506 \cdot 10^{-6}} = 5905.$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_g}{\nu_2}, \quad (4.61)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,443 \cdot 0,009}{0,613 \cdot 10^{-6}} = 6504.$$

4.5.3.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (4.62)$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							47
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$\lambda_1 = \frac{15}{5905^{0,25}} = 1,71.$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (4.63)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{6504^{0,25}} = 1,67.$$

4.5.3.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.64)$$

$$\Delta P_1 = 1,71 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 985 \cdot 0,332^2}{2} = 49508 \text{ Па}.$$

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

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (4.65)$$

$$\Delta P_2 = 1,67 \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{6 \cdot 990,4 \cdot 0,443^2}{2} = 86557,2 \text{ Па}.$$

4.5.4 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1,5 \text{ м/с}$;

4.5.4.1 Патрубок рециркуляції ГВП

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{г2}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (4.66)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5}{\pi \cdot 985 \cdot 1,5}} = 0,065 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячохдеформований патрубок внутрішнім діаметром $68 \times 3,5 \text{ мм}$.

4.5.4.2 Патрубок мережної води з прямого трубопроводу

Патрубок мережної води з прямого трубопроводу

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{г1}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (4.67)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,9}{\pi \cdot 990,4 \cdot 1,5}} = 0,071 \text{ м}.$$

За ДСТУ 3667–97 приймаємо сталевий безшовний гарячохдеформований патрубок внутрішнім діаметром $73 \times 3,5 \text{ мм}$.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							48
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Схема компоновки теплообмінника II ступеню підігрівача ГВП:

$$C_x \frac{4+4+4+4+4+4}{5+4+4+4+4+4}.$$

Принципову схему руху теплоносіїв двох останніх ходів та приєднання патрубків за характеристиками з таблиці 4.2 показано на рисунку 4.4.

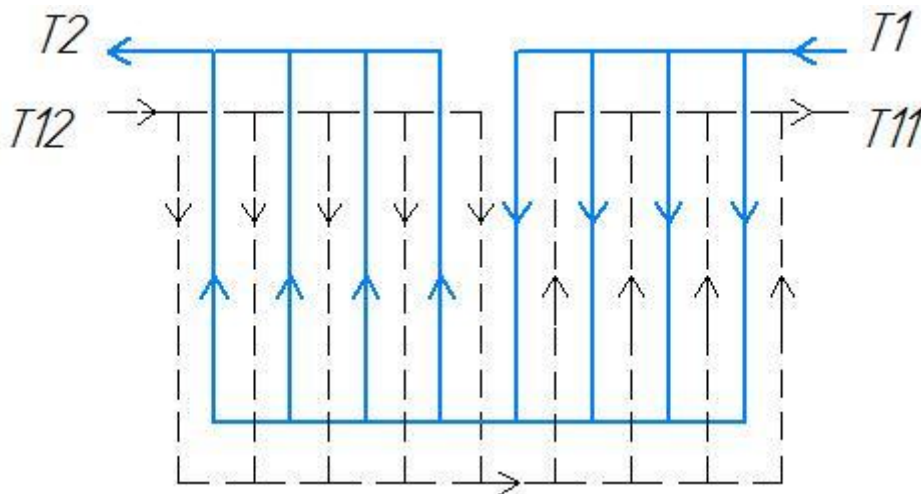


Рис.4.4 Принципова схема компоновки двох останніх ходів теплообмінника II ступеня підігрівача ГВП

Таблиця 4.2- Характеристики другої ступені теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² · К)	1717,4
2 Загальна поверхня теплообміну	м ²	22,1
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	49508
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	86557,2
5 Кількість ходів	Шт.	6
6 Кількість пластин	Шт.	49
7 Діаметр патрубку рециркуляції ГВП	Мм	68
8 Діаметр патрубку мережевої води з прямого трубопроводу	Мм	73

5 ВИБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

5.1.1 Вибір циркуляційного та підживлювального насосу системи опалення

Циркуляційні насоси розраховують лише на перекачування води по трубопроводах, виходячи з ідеї, що в цих насосах не мають розвивати потужність, потрібну насосам водопровідних систем. Циркуляційні насоси мають напір, достатній лише для подолання гідравлічного опору у замкненому контурі.

Встановлюють два насоси: один – робочий, другий - резервний.

5.1.1.1 Продуктивність циркуляційних насосів, м³ / год

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

де $Q_o = 1078,9$ кВт - загальне максимальне теплове навантаження на опалення;

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

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

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

$$G_o^H = \frac{1078,9 \cdot 3600}{(95 - 65) \cdot 4,187 \cdot 980,5} = 31,5 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Повний напір контуру системи опалення, Па

$$H_{on} = H_2 + H_\phi + H_{p.c}, \quad (5.2)$$

де H_2 – втрати тиску у каналах теплообмінного апарату зі сторони води, що нагрівається;

H_ϕ – втрати тиску у грязьовику;

$H_{p.c}$ – втрати тиску у радіаторній системі опалення та трубопроводах.

$$H_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_2 \cdot g}, \quad (5.3)$$

де $g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ – прискорення вільного падіння.

$$H_2 = \frac{121860}{971,8 \cdot 9,81} = 12,78 \text{ м. вод. ст.}$$

Приймаємо: $\Delta P_\phi = 20$ кПа – максимальний гідравлічний опір грязьовика [4];

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							50
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

$\Delta P_{p.c} = 30$ кПа – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів [4].

Звідси:

$$H_{\phi} = \frac{\Delta P_{\phi}}{\rho_2 \cdot g}, \quad (5.4)$$

$$H_{\phi} = \frac{20000}{971,8 \cdot 9,81} = 2,097 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{p.c.} = \frac{\Delta P_{p.c.}}{\rho_2 \cdot g}, \quad (5.5)$$

$$H_{p.c.} = \frac{30000}{971,8 \cdot 9,81} = 3,14 \text{ м. вод. ст.}$$

Повний напір контуру системи опалення відповідно дорівнює, мм. вод. ст.:

$$H_{on} = 12,78 + 2,097 + 3,14 = 18 \text{ м. вод. ст.}$$

Отже, за напором і подачею у якості циркуляційного насосу системи опалення обираємо відцентровий насос з електронним управлінням Calpeda NR 50/160 В/А.[8]

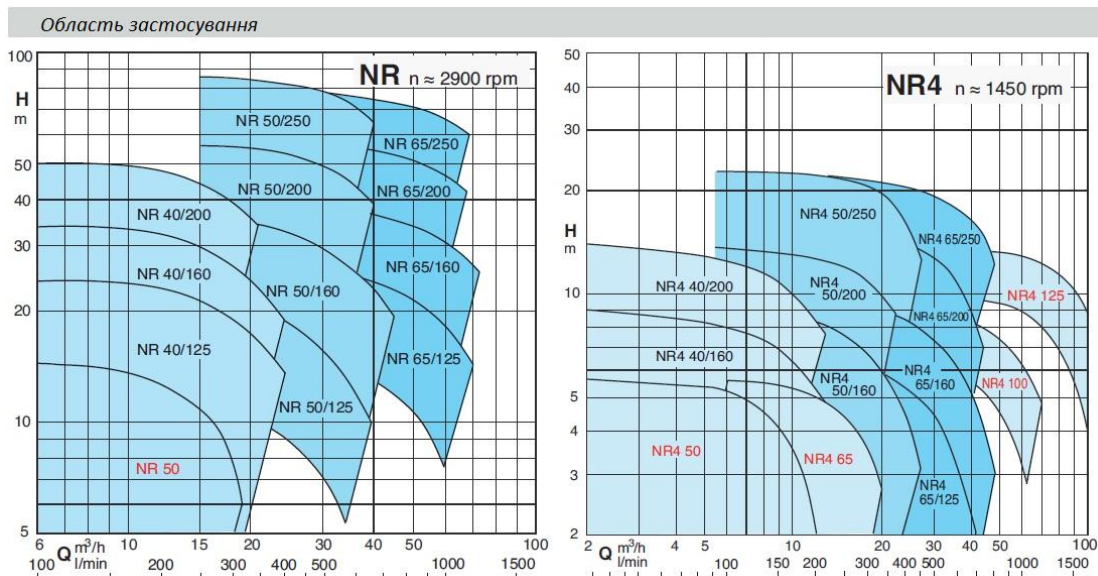


Рисунок 5.1 – Область застосування насосів фірми Calpeda

Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

ТП 61 14 010 ПЗ

Арк.

51

За умови стовідсоткового резервування приймаємо два насоси, що будуть включені паралельно (один робочий, один резервний). Габаритні розміри: L=340 мм; H=506 мм; D=140 мм [8].

5.1.2 Вибір підживлювальних насосів

Через нещільність контурів системи, підключеної по незалежній схемі, можливі витоки теплоносія. Температура води у зворотньому трубопроводі теплової мережі менша за температуру в подавальних трубопроводах. Тому система опалення підживлюється та заповнюється із них через зворотні трубопроводи системи опалення. Окрім цього, таке підживлення безпечніше через можливість випадків витоку теплоносія під час пробних запусків системи.

Таке заповнення здійснювати не турбуючись про скипання води в системі опалення, трубопроводи в цьому випадку знаходяться під атмосферним тиском, оскільки температура теплоносія в зворотньому трубопроводі тепломережі не перевищує 70°C, на відміну від подавального трубопроводу, де температура теплоносія може бути більше ніж 100°C.

5.1.2.1 Робочий тиск підживлювального насосу, м вод. ст.

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

$$H_H = h_6 + \Delta h_T + 5, \quad (5.6)$$

де h_6 – висота будівлі;

Δh_T - поправочний коефіцієнт на тертя в трубопроводі.

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

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

$$\Delta h_T = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}, \quad (5.7)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя, $\lambda = 0,03$;

l – загальна довжина трубопроводів, приймаємо $l = 210$ м;

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

$$\Delta h_T = 0,03 \cdot 210 \cdot \frac{1^2}{0,05 \cdot 2 \cdot 9,81} = 6,422 \text{ кПа} = 0,642 \text{ м вод. ст.}$$

Визначимо напір, який має створювати підживлювальний насос для підняття води на останній поверх будівлі, м вод. ст.:

$$H_H = 30 + 0,642 + 5 = 35,642 \text{ м вод. ст.}$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							52
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Також робочий напір повинен задовольняти умові:

$$H_H \geq H_{H_{\text{исп}}},$$

$$H_H \geq 35,642 \text{ м вод. ст.}$$

5.1.2.2 Продуктивність насоса, м³/год, обираємо відповідно до об'єму води в трубопроводах теплової мережі а також систем опалення, що підключені до теплообмінника. Вона дорівнює 20% об'єму системи за одну годину [4].

$$G_{nn} = 0,2 \cdot V_c. \quad (5.7)$$

Об'єм системи $V_c = 14,5 \text{ м}^3 / \text{год}$, приймається [4]

$$G_{nn} = 0,2 \cdot 14,5 = 2,9 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

5.1.2.3 Робоча точка підживлювального насосу системи опалення

$$G_n^0 = 2,9 \text{ м}^3 / \text{год}, \quad p_{жсн}^0 \geq 35,642 \text{ м вод.ст.}$$

У якості підживлюючого насосу системи опалення вибираємо одноступінчастий відцентровий насос типу NM 3/CE фірми Calpeda [8]. Один робочий, один резервний. Габарити насоса (мм) : L = 375; H = 240; D=220.

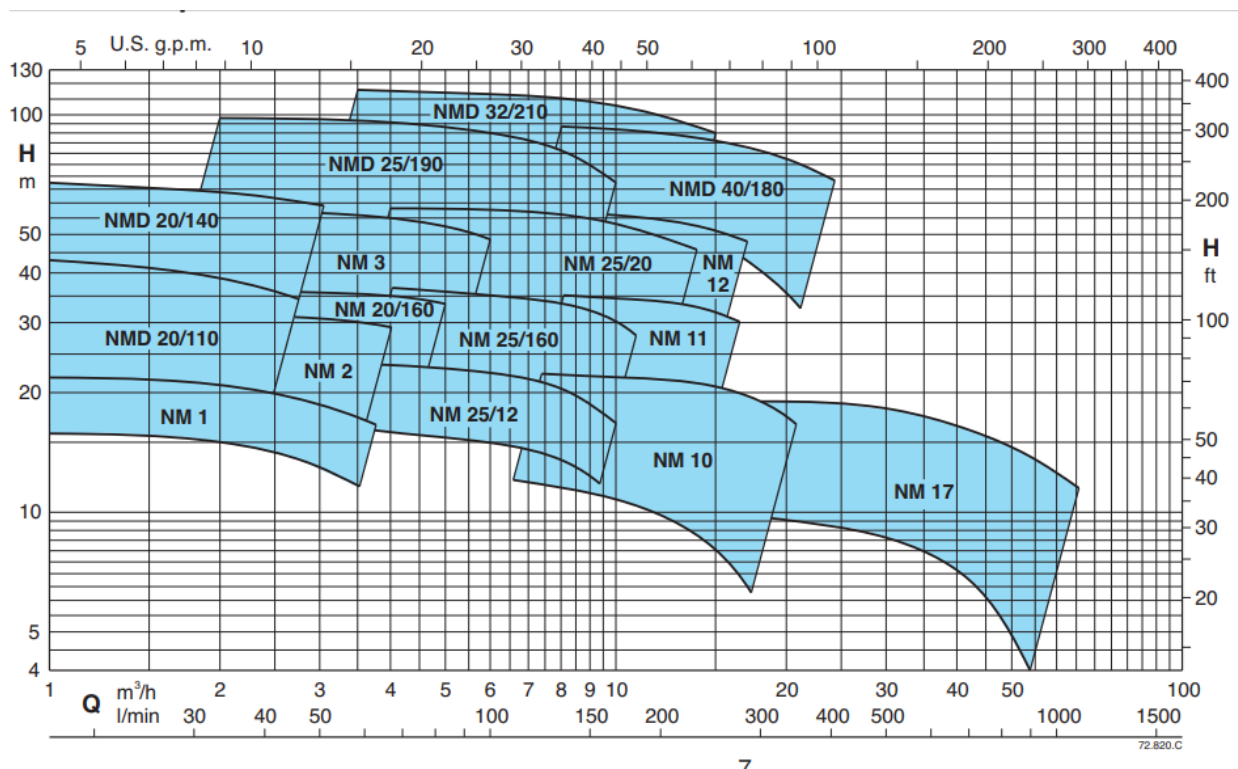


Рисунок 5.2 – Область застосування насосів фірми Calpeda

5.2 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

За рахунок підтримування циркуляційними насосами в системі сталої температури гарячої води, їх застосування дозволяє зекономити до 10 відсотків енергії, що споживається. Рециркуляційна вода після споживачів (Т4) вводиться між першою і другою ступенями теплообмінника гарячого водопостачання.

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

5.2.1 Витрата води системи рециркуляції, м³/год

$$G_p = \frac{0,1 \cdot G_{\text{з.в.}} \cdot 3600}{\rho}, \quad (5.9)$$

де $G_{\text{з.в.}} = 5$ кг/с - масова витрата гарячої води у другій ступені підігрівача ГВП;

$\rho = f(t_p = 42,8^\circ \text{C}) = 991,08$ кг/м³ - густина води.

$$G_p = \frac{0,1 \cdot 5 \cdot 3600}{991,08} = 1,8 \text{ м}^3/\text{год}.$$

5.2.2 Гідравлічний опір замкненого контуру системи гарячого водопостачання, Па

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{зк}}, \quad (5.10)$$

де $\Delta p_2 = 86557,2$ Па – витрата тиску в каналах теплообмінника другого ступеню підігріву зі сторони води, яка нагрівається;

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

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

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 86,557 + 20 + 20 = 126,557 \text{ кПа}.$$

5.2.3 Необхідний напір циркуляційного насосу системи ГВП, м вод. ст.

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq \Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}},$$

$$p_n^{\text{ГВП}} \geq 126,557 \text{ кПа} = 12,6557 \text{ м вод. ст.}$$

5.2.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

$$G_p = 1,8 \text{ м}^3/\text{год}, \quad p_n^{\text{ГВП}} \geq 12,6557 \text{ м вод. ст.}$$

У якості насосу системи гарячого водопостачання вибираємо два насоса типу TP 150/2 фірми Grundfos [9]. Один робочий, один резервний. Габаритні розміри: L=280мм; H=395мм; D=140мм.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							54
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

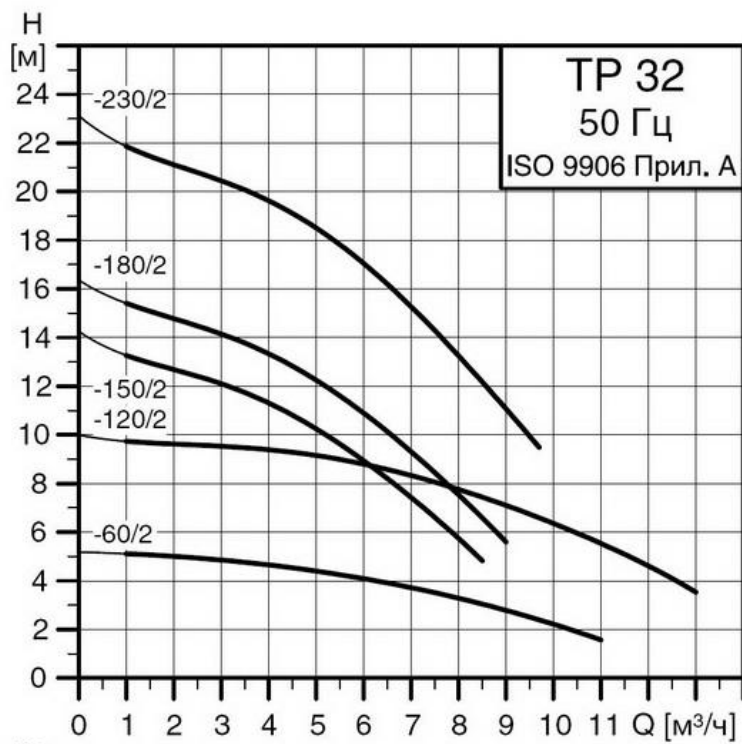


Рисунок 5.3 – Н -Q діаграма циркуляційного насоса системи гарячого водопостачання

Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата

ТП 61 14 010 ПЗ

Арк.

55

6 ВИБІР РОЗШИРЮВАЛЬНОГО БАКУ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Будь-яка гідравлічна опалювальна система являє замкнутий контур, до якого включено розширювальний бак. Цей елемент необхідний, оскільки рідина при нагріванні збільшується в об'ємі.

В закритій циркуляційній системі використовується закритий розширювальний бак. В такій системі немає потреби в постійному контролі рівня води.. Конструкція передбачає монтаж розширювального бачка мембранного типу, який призначений для компенсації раптового зниження або підвищення тиску в системі. Тим самим він запобігає поломці обладнання в результаті різких перевантажень. Мембрана тут виконує роль клапана захисту. У ній розташований теплоносіє, а над нею - стиснене повітря. Коли обсяг води в баку збільшується, мембрана під його тиском розтягується, розширюючи простір для заповнення. А після стиснення теплоносія внаслідок зниження температури - виникає зворотний процес. Тиск в повітряній камері до підключення до трубопроводу може бути атмосферним або підвищеним. Це залежить від загальних налаштувань і параметрів системи опалення. Для регулювання тиску в повітряній камері є спеціальний клапан для закачування повітря - ніпель.

Рідина постійно знаходиться всередині герметичного баку, тож витoki виключаються.

6.1 Розрахунковий об'єм води

6.1.1 Загальний об'єм води, яка циркулює у системі, м³ [4]

$$V_a = \beta \cdot N_{on.np} \cdot n_{б\ddot{y}д} \cdot V_{c.m.} , \quad (6.1)$$

де β - коефіцієнт, що враховує об'єм води у подаючих та зворотніх трубопроводах (приймаємо $\beta = 1,5$);

$N_{on.np}$ — кількість нагрівальних приладів на будинок;

$V_{on.np}$ — середній об'єм опалювального приладу (для старих чавунних радіаторів 1,8-2 л на одну секцію, по 7 секцій на кімнату, в середньому приймаємо 3 прилади на квартиру)[1].

Тоді:

$$\Delta V_a = 1,5 \cdot 756 \cdot 0,014 = 15,87 \text{ м}^3.$$

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		56

Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури), м³

$$\Delta V_a = \beta \Delta t V_a, \quad (6.2)$$

де $\beta = 0,0006$ середній коефіцієнт об'ємного розширювання води.

$$\Delta t = 95 - 65 = 30 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta V_a = 0,0006 \cdot 30 \cdot 15,87 = 0,285 \text{ м}^3.$$

6.1.2 Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баку, м³

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}, \quad (6.3)$$

$$V_v = \frac{15,87 \cdot 0,5}{100} = 0,08 \text{ м}^3.$$

6.2 Мінімальний об'єм розширювального баку

$$V_{\min} = (\Delta V_a + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (6.4)$$

p_0 - тиск газу, у розширювальному баку за відсутності тиску води, приймається

$$p_0 = 30 \text{ м вод.ст}$$

p_e - тиск середовища в системі опалення, приймається $p_e = 40 \text{ м вод.ст.}$

$$V_{\min} = (0,285 + 0,08) \cdot \frac{40 + 10}{40 - 30} = 1,82 \text{ м}^3.$$

Вибираємо розширювальний мембранний бак об'ємом 2,0 м³ марки WRV 2000 фірми Pneumatex внутрішнім діаметром $d = 1,1 \text{ м}$ [10].

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, органічних, технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Тема дипломного проекту: „Центральний тепловий пункт”. Тепловий пункт побудовано для забезпечення житлових будинків гарячою водою та підготовкою води потрібної температури. Потужність теплового пункту по гарячому водопостачанню – 957,8 МВт. Розрахунковий графік у теплових мережах 150/70 °С, у системі гарячого водопостачання 55°С.

У даному дипломному проекті запроектовано основне обладнання теплового пункту:

- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,5Пр для системи опалення;
- номінальна площа поверхні теплообмінника – 28,5 м²;
- кількість пластин у апараті N=61 шт;
- теплообмінний пластинчатий апарат РС 0,5Пр для системи гарячого водопостачання;
- циркуляційні та підживлювальні насоси систем ГВП і опалення;
- трубопроводи, арматура покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат (в проекті не наводяться).

При монтажі та експлуатації цього обладнання мають місце потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори, які при певних умовах можуть негативно впливати на стан здоров'я персоналу теплового пункту. До таких факторів належать:

- підвищена або понижена температура;
- відносна вологість та швидкість руху повітря робочої зони;
- підвищена або понижена температура поверхні обладнання та матеріалів;
- підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- недостатня або надмірна освітленість робочої зони;
- пожежна небезпека та інші.

З метою виключення їх негативного впливу на виробництві теплового пункту в цьому розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації робочих приміщень та технологічного обладнання теплового пункту, а також визначені активні заходи з гігієни приміщення, виробничої санітарії та пожежної безпеки і профілактики.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							58
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

7.1 Технічні рішення передбачені проектом по забезпеченню безпечної експлуатації робочих приміщень та обладнання теплового пункту

7.1.1 Мікроклімат робочої зони

Оптимальний мікроклімат [11] в приміщенні забезпечується підтримкою теплової рівноваги між організмом і навколишнім середовищем, підтримкою на заданому рівні нормованих параметрів, що визначають мікроклімат – температура ($t, ^\circ\text{C}$), відносна вологість повітря ($W, \%$), швидкість його переміщення (м/с).

Оптимальні і допустимі параметри мікроклімату для даних умов (категорія робіт і період року) приведені в таблиці 7.1

Таблиця 7.1 - Параметри мікроклімату виробничого приміщення

Період року		Температура, °C				Відносна вологість %		Швидкість руху, м/с		
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш ніж	Оптимальна, не більш ніж	допустима на робочих місцях постійних непостійних, не більш ніж
			Верхня межа		Нижня межа					
			На робочих місцях							
			Постійних	Непостійних	Постійних	Непостійних				
Холодний	Середньої тяжкості – II-б	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	До 0,4
Теплий		20-22	27	29	15	15	40-60	70 (при 25°C)	0,3	0,2-0,5

Для забезпечення необхідних по нормативах параметрів мікроклімату згідно з [11] проектом передбачено:

- теплообмінне обладнання оснащується місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.;
- припливна вентиляція з механічною спонудою і подачею повітря у верхню зону;
- витяжна вентиляція, для видалення повітря з теплопункту.

Вентиляція і опалювання приміщення забезпечують видалення надлишків вологості та пилу.

7.1.2 Виробниче освітлення

В робочих приміщеннях застосовують штучне та природне освітлення нормоване відповідно з вимогами [12].

Правильно організоване освітлення створює сприятливі умови праці, підвищує працездатність і продуктивність праці. Освітлення на робочому місці повинно бути таким, щоб працівник міг без напруги зору виконувати свою роботу.

Розміри приміщення: довжина 6 м, ширина 6 м, висота 3,5 м, тобто вихідні дані для розрахунку: $A=6$ м; $B=6$ м; $H_n=3,5$ м. Визначаємо площу приміщення: $S=A \cdot B=6 \cdot 6=36 \text{ м}^2$.

Схема розміщення світильників у приміщенні наведено на рис. 7.1.

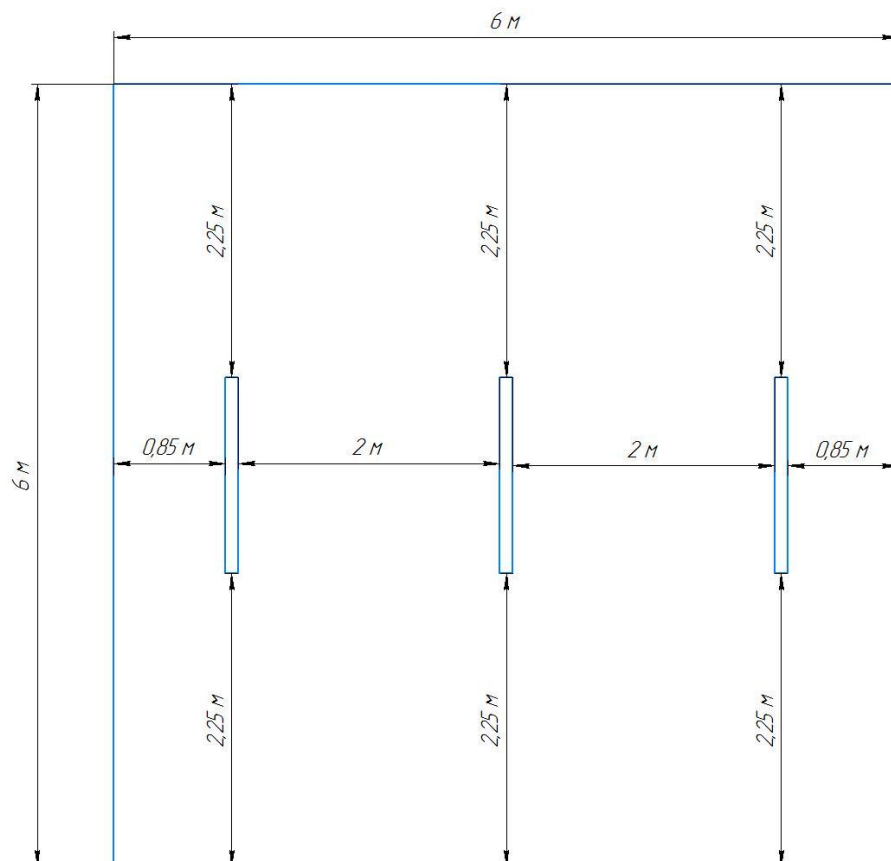


Рисунок 7.1 – Схема розміщення світильників Обчислимо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$H_p = H_n - h_{p,n}, \quad (7.1)$$

де $h_{p,n}$ – висота робочої поверхні ($h_{p,n}=0,8$ м); $H_p=3,5-0,8=2,7$ м.

Для досягнення рівномірної освітленості необхідно, щоб відношення відстаней між центрами світильників до висоти їх підвісу над робочою поверхнею дорівнювала конкретному числу, характерному для типу вибраного світильника.

У приміщеннях встановлюються люмінесцентні лампи низького тиску ЛБ80, відношення $L_k/H_p=2$. Визначимо L_k - відношення між центрами світильників:

$$L_k = H_p \cdot 2 = 2,7 \cdot 2 = 5,4 \text{ м.} \quad (7.2)$$

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку необхідно обчислити індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{(A+B) \cdot H_p} = \frac{6 \cdot 6}{2,7 \cdot (6+6)} = 1,11. \quad (7.3)$$

Отримане значення i округляємо до найближчого табличного i , прийнявши значення коефіцієнтів відбиття стелі, стін та підлоги «стандартного» приміщення як $\rho_{ст} = 50\%$, $\rho_{с} = 30\%$ та $\rho_{під} = 10\%$ відповідно, отримуємо по таблиці коефіцієнтів використання світлового потоку значення $\eta=23\%$ для світильника.

Розрахунок світлового потоку світильника методом коефіцієнта використання виконується за формулою:

$$\Phi_c = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 36 \cdot 1,3 \cdot 1,15 \cdot 100}{2 \cdot 23} = 11700. \quad (7.4)$$

де Φ_c - необхідний світловий потік ламп в кожному світильнику, Лм; E_n – нормована освітленість ($E = 100$ лк); k – коефіцієнт запасу ($k = 1,3$); S – площа, що освітлюється, m^2 ; z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, величина якого знаходиться в межах від 1,1 до 1,5 (при оптимальних відношеннях відстані між світильниками до розрахункової висоти; для люмінесцентних ламп $z = 1,15$); N - число світильників в приміщенні. Визначаємо кількість світильників для установки в приміщенні:

$$N = \frac{S}{L_k^2} = \frac{36}{5,4^2} = 1,23 \quad (7.5)$$

Використовуємо 2 світильники Н4Т4Л 3*58 по 3 лампи Т8 TL-D Philips 58Вт світловим потоком 4000Лм у кожному, отримуємо загальний світловий потік на рівні $\Phi_{реальн} = \Phi_{л} \cdot 6 = 24000$ Лм, що дуже близько до розрахункового $\Phi_c \cdot 2 = 23400$ Лм.

На практиці допускається відхилення світлового потоку реального i розрахункового в межах -10% до + 20%. Розрахуємо похибку для обраної системи освітлення, %:

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		61

$$\Delta = \frac{\Phi_p - \Phi_{розр.}}{\Phi_{розр.}} \cdot 100\% \quad (7.6)$$

$$\Delta = \frac{24000 - 23400}{23400} \cdot 100 = 2,6\%$$

Підрахована похибка цілком задовольняє вимогам. Отже, потрібно використовувати лампи T8 TL-D Philips 58Вт, розміщені в трьох світильниках Н4Т4Л 2*58.

Розрахуємо загальну потужність, що споживається цією системою освітлення, кВт:

$$P_C = N \cdot n \cdot P_1, \quad (7.7)$$

де N – кількість світильників;

n – кількість ламп в одному світильнику;

P₁ - потужність, споживана однією лампою, яка становить 58 Вт.

$$P_C = 3 \cdot 2 \cdot 58 = 348 \text{ Вт.} \quad (7.8)$$

Отже, при проектуванні енергосистеми повинна бути врахована потужність 348Вт, що споживається системою освітлення.

7.1.3 Виробничий шум і вібрація

Одним з головних умов організації роботи промислового підприємства є контроль рівня шуму і вібрацій, які негативно впливають на здоров'я обслуговуючого персоналу. Основними джерелами шуму в приміщеннях для роботи теплопункту є насоси.

Рівень шуму на виробництві залежить від одночасної роботи всього обладнання і не повинен перевищувати 80 дБА, згідно [13]. Фактичне значення складає 78 дБА, що відповідає вимогам.

Відповідно до [14] нормуються допустимі величини віброшвидкості (Дб, м/с) або віброприскорення (Дб, м/с²) відповідно:

- трубопроводи з середньгеометричною частотою смуг 31,5 Гц відповідно для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 57 Дб або 0,224 м/с²; для 1/1 окт: 92 Дб або 0,2 м/с, 62 Дб або 0,4 м/с²;
- насоси з середньгеометричною частотою смуг 40 Гц для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 59 Дб або 0,29 м/с².

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							62
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Заходи щодо віброізоляції знижують коливання від працюючого устаткування, сприяють зменшенню шуму і збільшують надійність будівельних конструкцій [14].

- Віброізолюючі елементи:

а) у вигляді окремих опор:

- пружинні віброізолятори, основним робочим елементом яких є одна або кілька сталевих гвинтових пружин;

- пружні прокладки, нерідко мають складну форму;

б) у вигляді шару пружного матеріалу, що укладається між машиною і фундаментом;

в) у вигляді плаваючої підлоги на пружній основі. Підлога на пружній основі являє собою залізобетонну стяжку, влаштовану на пружній основі поверх несучої плити перекриття будівлі.

Також при установці надпотужних промислових компресорів обов'язковою умовою є організація для них локальних фундаментів, відокремлених від конструкції будівель.

Для поглинання шуму від роботи конденсатора використовується пористий акустичний поролон, який розсіює звукову енергію і перетворює її в теплову. Для збільшення звукоізоляції працюючих компресорів використовується непориста, еластична самоклеюча звукоізоляція на кам'яній основі.

Для контролю шуму і вібрації використовується шумомір і вібратор АСВШ-МГ4.

Якщо в робочій зоні рівень перевищує нормативні значення і заходи щодо віброізоляції і поглинання шуму не знижують його рівень, додатково застосовують індивідуальні засоби захисту від шуму, відповідно до [15].

7.1.4 Електробезпека

Тепловий пункт по небезпеці електротравматизму відноситься до 3 категорії «особливо небезпечне приміщення»: струмопровідна підлога у приміщенні, можливість одночасного дотику людини до корпусу споживача електроенергії та металевих предметів, які мають контакт з землею, а також підвищену вологість повітря.

Основними споживачами електроенергії в теплому пункті є електродвигуни насосних установок та джерела штучного освітлення.

Електрообладнання живиться від мережі перемінного струму з глухо заземленою нейтраллю частотою 50Гц за [16].

Для виключення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання теплопункту проектом його реконструкції передбачено:

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		63

- ізоляція нормально струмоведучих частин з опором $R_{32} \geq 1 \text{ кОм}$; допускається експлуатація електроустановок при зниженні опору ізоляції до $0,5 \text{ кОм}$;
- прилади, що огорожують та закривають, виконані так, щоб знімати чи відкривати їх можна тільки за допомогою ключів чи інструменту;
- живлення ламп накаливання загального освітлення здійснюється від трифазної мережі перемінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю, висота підвішування ламп 3,5м;
- передбачено мережу розеток 12 В для переносного освітлення;
- для захисту персоналу від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту;
- для захисту обслуговуючого персоналу від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання и випробування засобів захисту , які використовуються в електроустановках»;
- наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення частин електрообладнання, яке випадково виявилось під напругою та пошкоджених частин електромереж.

7.2 Пожежна безпека

Пожежна безпека – стан об’єкта, за якого з регламентованою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі та впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

Приміщення теплового пункту згідно з [17] відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі може бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії обслуговуючого персоналу, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Приміщення теплового пункту не відноситься до вибухонебезпечних, тому що тут не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей.

Системи пожежної безпеки - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання пожежі та збитків від неї.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		64

Відповідно до [17] пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно – технічних засобів.

Системи пожежної безпеки мають запобігати виникненню пожежі і впливу на людей небезпечних факторів пожежі на необхідному рівні. Потрібний рівень пожежної безпеки людей за допомогою зазначених систем, згідно з [18], не повинен бути меншим за 0,99999 відвернення впливу на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не може перевищувати 10^{-6} впливу небезпечних факторів пожежі, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожну людину.

Основні засоби попередження пожеж:

- застосування електрообладнання, яке задовольняє вимогам електростатичної електробезпеки по [16];
- застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті теплового пункту;

Основні технічні рішення по системі протипожежного захисту теплопункту:

- проектом передбачено, що тепловий пункт має індивідуальний вихід;
- для пожежної сигналізації застосовані пристрої охоронної сигналізації УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками. Датчики встановлено на стелі;
- згідно з [17] та [18] передбачено застосування вогнегасників. Вогнегасник розташовано біля входу у тепловий пункт;
- проектом запроектовано, що електродвигуни, електропроводники та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів;
- плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;
- на електродвигуни, світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно стандартів;
- проектом передбачено, що з'єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконується за допомогою опресовки, зварювання, пайки;
- прийнято, що переносні світильники мають скляні ковпачки та сітки. Для цих світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з урахуванням їх захисту від можливих пошкоджень;
- згідно з вимогами [18] передбачено застосування стаціонарної системи водяного пожежогасіння з пожежними кранами у настінних шафах.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		65

ВИСНОВКИ

У даній роботі був розроблений проект центрального теплового пункту для теплопостачання трьох житлових будинків у місті Харкові.

Були розраховані теплові навантаження:

-на опалення 1078,9 МВт;

-на гаряче водопостачання 957,8 МВт.

Схема підключення системи опалення незалежна. Для гарячого водопостачання було вибрано схему з двоступінчастим змішаним приєднанням водонагрівачів.

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

Теплообмінник системи опалення укомплектований з пластинами 0,5Pr на двох плитах має 61 пластин та 6 ходів. Площа теплообмінника 30,5 м².

Теплообмінники системи гарячого водопостачання, першого та другого ступенів підігріву, виконані як один блок, який виконаний на трьох плитах(дві основні та одна проміжна) з пластин типу 0,5Pr. Перша ступінь має 61 пластин та 6 ходів, друга ступінь має 68 пластин та 6 ходів.

Вибрано циркуляційний насос системи опалення марки Calpeda NR 50/160 В/А, в кількості 2 шт.; підживлювальний насос системи опалення марки NM 3/CE фірми Calpeda, в кількості 2 шт. Для рециркуляції системи гарячого водопостачання вибрано циркуляційний насос системи ГВП марки TP 150/2 фірми Grundfos в кількості 2 шт. Для системи опалення вибрано розширювальний бак марки WRV 2000 фірми Pneumatex. Його об'єм становить 2,0м³.

В графічній частині проекту представлено загальний вид теплообмінника системи гарячого водопостачання, схема компоновки тепломеханічного обладнання та теплова схема центрального теплового пункту.

Відмічені основні заходи і засоби по забезпеченню охорони праці.

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		66

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: навч . посіб./ М.Ф. Боженко, В.П. Сало. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2004. – 192с.;
- 2 «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти», «Енергозбереження в теплопостачанні». Методичні вказівки до виконання практичних занять для студ. напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» освітньо – кваліфікаційного рівня «бакалавр» і спеціальності «Теплоенергетика» освітньо – кваліфікаційного рівня «спеціаліст» (7.05060101) та «магістр» (8.05060101) / Уклад. : М.Ф. Боженко. – К.: НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2013. – 60 с.;
- 3 Пешехонов Н.И. Проективання теплотапобезпечення/ Н.И.Пешехонов - К.: Вища школа, 1982.- 328 с.;
- 4 Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. / Е. Я. Соколов – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.;
- 5 Проценко С.Б. Методичні вказівки по розрахунку проектного теплового навантаження систем опалення будівель за EN 12831/ С.Б.Проценко, О.С.Новицька – Рівне.: НУВГП, 2016. – 40 с.;
- 6 Краснощеков Е.А Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов. / Е.А Краснощеков, А. С. Сукомел – Москва: «Энергия», 1980. – 288 с.;
- 7 Загребин В.А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников/ В.А. Загребин // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. –№2. – С.11-14;
- 8 Каталог продукції, що випускається заводом «Calpeda» (Італія);
- 9 Каталог продукції, що випускається заводом «Grundfos» (Данія);
- 10 Каталог продукції, що випускається заводом «Pneumatex» (Швейцарія);
- 11 ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»;
- 12 ДБН В2.5.-28-2018 «Природне і штучне освітлення»;
- 13 ДСН 3.3.6.037–99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку»;
- 14 ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації»;
- 15 ДСТУ ГОСТ 26568:2009 «Вибрация методы и средства защиты»;
- 16 ДСТУ ІЕС 61140:2015 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання»;
- 17 ДБН В.1.1-7-2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»;
- 18 ДБН В.2.5-56-2014 «Системи протипожежного захисту»;

						ТП 61 14 010 ПЗ	Арк.
							67
Зм.	Кільк.	Арк.	№док.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

Додаток А

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Ярошевич Марина Віталіївна

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журкала (номер, рік) або номер авторського свідоцтва	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Тепловізійний моніторинг як метод визначення теплових втрат у будівлях	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – 260 с. ISBN 978-966-622-887-4 (Т.1)	1 стор.	Соломаха А. С.
2	Зменшення витрат теплоти через світлопрозорі конструкції будівель	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів, м. Київ, 23– 26 квітня 2019 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – Т. 1. – 313 с. ISBN 978-966-622-938-3(Т.1)	1 стор.	Боженко М.Ф.
3	Паризька угода: пріоритетні технології для впровадження в Україні	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів, м. Київ, 21– 24 квітня 2020 р.	1 стор.	Голіяд М.Н.

Додаток Б



Власник документу:
Гавриш Андрій Сергійович

ID перевірки:
1003704786

Дата перевірки:
02.06.2020 14:00:57 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
02.06.2020 14:02:54 EEST

ID користувача:
77138

Назва документу: Yaroshevich_Maryna_bakalavr

ID файлу: 1003719323 Кількість сторінок: 50 Кількість слів: 7791 Кількість символів: 48928 Розмір файлу: 1.86 MB

27.8% Схожість

Найбільша схожість: 21.1% з джерело бібліотеки. ID файлу: 1000041652

18.2% Схожість з Інтернет джерелами

46

Page 52

25.1% Текстові збіги по Бібліотеці акаунту

139

Page 52

0% Цитат

Не знайдено жодних цитат

0% Вилучень

Вилучений текст відсутній

Підміна символів

Заміна символів

251

[illegible]

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 61 14 010 ПЗ	Пояснювальна записка	72	
3	A1	ТП 61 14 010 001 ОВ	Теплова схема ЦТП	1	
4	A1	ТП 61 14 010 002 ОВ	Компановка обладнання у тепловпункті	1	
5	A1	ТП 61 05 004 001 ВЗ	Підігрівач системи ГВП	1	
9	A3	ТП 61 14 010 001 ОВ.С	Специфікація	1	

				ТП 61 14 10		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студентка	Ярошевич			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Голіад					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, Каф. ТПТ, Гр. ТП – 61	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					