

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім акад І.С.Гулого

Кафедра Теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»
Директор інституту

_____ Блаженко С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

«До захисту допущено»
В.о.завідувача кафедри

_____ Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

«__» лютого 2021 р.

«__» лютого 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності _____ 144 Теплоенергетика
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____
Теплоенергетика та енергоефективні технології

на тему: _____ Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м.Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ЗТЕ-2-5М

_____ Шульга Любов Володимирівна
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

_____ (підпис)

Керівник к.т.н. професор Павелко Володимир Іванович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

_____ (підпис)

Рецензент професор доктор т. н., Пушанко Микола Миколайович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

_____ (підпис)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній
роботі немає запозичень із праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Здобувач _____
(підпис)

Київ – 2021 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 144 Теплоенергетика

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

проф. Василенко С.М.

“10” листопада 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Шульги Любові Володимирівни

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м.Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології

керівник роботи к.т.н., професор Павелко Володимир Іванович

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “09”11.2020 року № 935-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2021 року

3. Вихідні дані до роботи матеріали переддипломної практики

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Інформаційний блок з обґрунтуванням необхідності модернізації систем теплозабезпечення і ГВП багатоповерхового будинку

2. Розрахунки витрат теплоносія у внутрішньобудинковій системі опалення та витрат у зовнішній тепломережі

3. Вибір обладнання системи централізованого постачання гарячої води через ІТП житлового будинку

4. Вибір обладнання системи централізованого опалення через ІТП житлового будинку

5. Вибір обладнання ІТП централізованої системи гарячого водопостачання житлового будинку

6. Розрахунок вузла обліку теплової енергії (ВОТЕ) на потреби ЦО

7. Технологічна автоматика у схемах централізованого опалення та гарячого водопостачання, її функціональне призначення

8. Розрахунок системи ГВП з використанням сонячної енергії

9. Техніко-економічний розрахунок _____

10. Охорона праці _____

11. Список використаної літератури _____

5. Перелік графічного матеріалу презентація Power Point – 18 слайдів _____

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 10.11.2020 _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Формування вихідних даних для розрахунку модернізації системи теплопостачання багатоповерхового житлового будинку	14.11-21.11.20	Виконано
2	Визначення розрахункових витрат теплоносія у внутрішньобудинковій та зовнішній системах	22.11-29.11.20	Виконано
3	Формування вихідних даних до Частини 3,4 проекту	30.11-05.12.20	Виконано
4	Вибір енергетичного обладнання ІТП	06.12-10.01.21	Виконано
5	Вибір типу ВОТЕ на потреби ЦО	11.01-18.01.21	Виконано
6	Розрахунок системи ГВП з використанням сонячної енергії	19.01-23.01.21	Виконано
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	24.01-28.01.21	Виконано
8	Оформлення презентації в системі Power Point	29.01-31.01.21	Виконано

Здобувач _____

(підпис)

Шульга Л.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____

(підпис)

Павелко В.І.

(прізвище та ініціали)

ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК

Актуальність дослідження

Житловий фонд міста Києва оновлюється та реконструюється повільними темпами. Зношеність його внутрішньобудинкових мереж та обладнання, невідповідність їх сучасним вимогам щодо енергоефективності призводить до частих перерв в наданні централізованих послуг та надання їх невідповідної якості. Реконструкція таких об'єктів дозволить не тільки підвищити якість життя мешканців столиці, а й в значній мірі зекономити невідновлювані енергоресурси.

Ця магістерська дипломна робота присвячена комплексному вирішенню проблеми енергозбереження житлової багатоповерхівки за рахунок впровадження децентралізації централізованого теплозабезпечення житлового будинку, впровадження системи автономного забезпечення гарячим водопостачанням з використанням сонячної енергії. В проекті використані новітні енерготехнології, запропоновані ефективно конструктивні рішення щодо компонування інженерного обладнання, що дає змогу не тільки забезпечити сталим та надійним теплопостачанням мешканців, а й буде стимулювати їх до економії енергоресурсів, завдяки встановленню групового ВОТЕ (вузел обліку теплової енергії) з системою погодного регулювання.

Зв'язок дослідження роботи з науковими програмами

Робота виконана у відповідності до плану НДР кафедри теплоенергетики та холодильної техніки НУХТ на 2020 р.

Мета дослідження

Визначити можливість здійснення децентралізації централізованої системи опалення та гарячого водопостачання з проектуванням індивідуального теплового пункту в підвалі житлового будинку; визначити можливість реконструкції внутрішньобудинкової системи СРТ з метою покращення забезпечення мешканців житлового будинку послугою опалення; ГВП; спроектувати і впровадити автономне забезпечення мешканців цього будинку безперервною послугою гарячого водопостачання в міжопалювальний період. Визначити очікувані капітальні витрати на впровадження нетрадиційної системи гарячого водопостачання, на збільшення енергоефективності систем опалення і гарячого водопостачання. Визначити також після впровадження даного проекту строк окупності.

Завдання дослідження

Дослідити і отримати підтвердження зростання очікуваної енергоефективності від впровадження децентралізації централізованої системи опалення та гарячого водопостачання з проектуванням і спорудженням

					00MP1440П ТЕЕТ 003.007ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Шульга Л.В.			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.				2	138
Реценз.		Пушанко М.М.			ІНФОРМАЦІЙНИЙ БЛОК НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.					
Затверд.		Петренко В.П.					

індивідуального теплового пункту, а також підтвердження можливості і ефективності впровадження нетрадиційної системи гарячого водопостачання.

Об'єкт дослідження

Система опалення та гарячого водопостачання багатоквартирного житлового будинку.

Предмет дослідження

Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології.

Наукова новизна

Наукова новизна результатів магістерського дослідження полягає у аналітичному підтвердженні ефекту децентралізації системи опалення та гарячого водопостачання, у впровадженні індивідуального теплового пункту та нетрадиційної системи гарячого водопостачання.

Практичне значення отриманих результатів

Отримані результати дозволяють об'єктивно оцінити доцільність впровадження децентралізованої системи опалення та гарячого водопостачання, індивідуального теплового пункту, впровадження нетрадиційної (альтернативної) системи гарячого водопостачання.

Особистий внесок магістранта

Магістрант:

здійснив розрахунок внутрішньобудинкової системи централізованого опалення та розробив заходи щодо оптимізації її роботи;

здійснив розрахунок внутрішньобудинкової системи централізованого гарячого водопостачання з приведенням витрат гарячої води до фактичного водоспоживання (згідно інформації наданої КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО»);

здійснив розрахунок і вибір лічильників теплової енергії;

здійснив розрахунок системи автономного забезпечення гарячим водопостачанням з використанням сонячної енергії.

Матеріали магістерської роботи обговорювались на науковому семінарі кафедри ТЕХН НУХТ у жовтні 2020 року.

Структура магістерської роботи.

Магістерська робота складається із вступу та десятиох розділів, висновків та додатків. Повний осяг роботи становить 138 стор. Робота містить 33 таблиці та 12 рисунків.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГВП	-	гарячого водопостачання
ЦО	-	централізоване опалення
СРТ	-	ступінчаста регенерація теплоносія
ГС	-	геліосистема
МІТП	-	модульний індивідуальний тепловий пункт;
ЦН	-	циркуляційний насос;
ВОТЕ	-	вузол обліку теплової енергії;
ВЗ ЦО	-	вузол змішування центрального опалення;
СТВП	-	станція тепловодопостачання
ЦТП	-	центральний тепловий пункт
ІТП	-	індивідуальний тепловий пункт
МН	-	мережний насос

					00MP144OP TEET 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.				4	138	
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,рп.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	8
ВСТУП.....	10
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ІСНУЮЧОГО ОБ'ЄКТА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	12
1.1. Система централізованого опалення (проблеми існуючої системи теплозабезпечення, шляхи їх вирішення та заходи направлені на підвищення енергоефективності Об'єкта теплопостачання).....	13
1.2. Система централізованого постачання гарячої води.....	15
1.3. Зовнішні та внутрішні інженерні мережі.....	18
1.4. Індивідуальний тепловий пункт системи СРТ (ІТП).....	18
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ В ВНУТРІШНЬОБУДИНКОВІЙ СИСТЕМІ ОПАЛЕННЯ ТА ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ В ЗОВНІШНІЙ ТЕПЛОМЕРЕЖІ	20
2.1. Опалювальний період (температурний графік 150-70°C).....	20
2.2. Перехідний період.....	21
2.3. Опалювальний період для графіку 115-70°C (перевірочний розрахунок).....	21
2.4. Розрахунок необхідного тиску у внутрішньобудинковій системі опалення будинку.....	22
2.5. Витрати теплоносія у внутрішньобудинковій системі ЦО.....	22
РОЗДІЛ 3. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ПОСТАЧАННЯ ГАРЯЧОЇ ВОДИ ЧЕРЕЗ ІТП ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ.....	24
3.1. Перевірочний розрахунок витрати теплоносія з тепломережі на потребу ГВП.....	24
3.2. Розрахунок витрати мережної води на гаряче водопостачання.....	25
РОЗДІЛ 4. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ОПАЛЕННЯ (ІТП ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ).....	27
4.1. Підбір теплообмінника незалежної внутрішньобудинкової системи центрального опалення.....	27
4.2. Підбір циркуляційного насосу внутрішньобудинкової системи опалення за незалежною схемою приєднання.....	28
4.3. Підбір двоходового автоматичного регулювального клапана теплового потоку системи опалення.....	29
4.3.1. На температурний графік 150-70 °C.....	29
4.3.2. На температурний графік 115-70 °C	30
4.4. Підбір автоматичного регулятора перепаду тиску для гріючого теплоносія системи опалення.....	31
4.4.1. На температурний графік 150-70 °C	31
4.4.2. На температурний графік 115-70 °C	33

					00MP144OP TEET 003.007PЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					5	138
Реценз.		Пушанко М.М				НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						

4.5. Підбір автоматичного регулятора перепаду тиску "до себе", типу AVA, для зворотного теплоносія системи опалення.....	34
4.5.1. На температурний графік 150-70 °С	34
4.5.2. На температурний графік 115-70 °С	35
4.6. Підбір розширювального баку системи опалення.....	37
4.7. Розрахунок гідравлічних втрат в ІТП.....	37
4.8. Розрахунок дросельної шайби на теплообмінник незалежної системи опалення	39
4.9. Розрахунок балансувальних клапанів внутрішньобудинкової системи опалення (на стояках).....	40
РОЗДІЛ 5. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ІТП ЦЕНТРАЛІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ.....	42
5.1. Вибір водопідігрівача системи центрального гарячого водопостачання централізованої системи гарячого водопостачання	42
5.2. Вибір циркуляційного насосу внутрішньобудинкової циркуляційної системи центрального гарячого водопостачання.....	42
5.3. Вибір трубопроводів.....	44
5.4. Вибір відсічної арматури.....	44
РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ВУЗЛА ОБЛІКУ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ (ВОТЕ) НА ПОТРЕБИ ЦО.....	45
6.1. Вибір типу вузлів обліку теплової енергії на вводі в житловий будинок та на потреби незалежної системи ЦО.....	46
6.2. Розрахунок гідравлічного опору вузла обліку теплової енергії.....	47
6.3. Розрахунок додаткових гідравлічних втрат системи опалення при встановленні елементів вузла обліку на систему опалення.....	49
6.4 Розрахунок теплових втрат в абонентській тепловій мережі.....	50
6.5 Втрати теплової енергії з непродуктивним витіканням води.....	51
6.6. Розрахунок лічильника на систему підживлення незалежної системи централізованого опалення.....	52
РОЗДІЛ 7. ТЕХНОЛОГІЧНА АВТОМАТИКА У СХЕМАХ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ, ЇЇ ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ.....	54
7.1. Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії та її алгоритм роботи у схемі опалення.....	54
7.2. Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії у схемі ГВП та алгоритм її роботи.....	55
7.3. Функціональне призначення елементів системи автоматичного включення та відключення циркуляційного насосу у схемі ГВП та алгоритм її роботи.....	56
7.4. Функціональне призначення елементів системи автоматичного захисту насосного обладнання в ІТП (у схемі опалення та ГВП) та алгоритм її роботи.	56
7.5. Функціональне призначення системи автоматичного щодобового	

переводу насосів з режиму “робота” на режим “резерв” та з режиму “резерв” на режим “робота”.....	57
7.6. Функціональне призначення елементів системи захисту насосного обладнання, поверхонь нагріву ВП та регуляторів від забруднення та алгоритм роботи цієї системи.....	57
7.7. Функціональне призначення елементів системи підживлення незалежної схеми опалення та алгоритм її роботи.....	57
РОЗДІЛ 8. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГВП З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ.....	59
8.1. Розрахунок площі трубчастих колекторів.....	65
8.2. Вибір циркуляційних насосів	70
8.3. Вибір обладнання для очищення води.....	70
8.4. Розрахунок бака-акумулятора.....	71
8.5 Підключення геліоустановки для попереднього підігріву холодної води при роботі централізованої схеми приготування гарячої води.....	72
РОЗДІЛ 9. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	75
РОЗДІЛ 10. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	90
ДОДАТКИ.....	92-138

АНОТАЦІЯ

Шульга Л.В. Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології. Магістерська робота.- К.:НУХТ, 2021.

В магістерській роботі розроблений проєкт, направлений на децентралізацію систем централізованого опалення та гарячого водопостачання багатоповерхового житлового будинку в місті Києві, оптимізацію роботи внутрішньобудинкової системи централізованого опалення, яка морально та фізично застаріла. Також розроблено проєкт системи гарячого водопостачання на альтернативних джерелах енергії.

Проєкт розроблений на основі всебічного аналізу існуючих проблем для конкретного багатоповерхового будинку з врахуванням недоліків, які притаманні для багатоповерхових житлових будинків, побудованих за часи СРСР.

Проєктом передбачено:

- впровадження сучасних енергозберігаючих технологій;
- використання альтернативних джерел енергії, в системі теплопостачання.

В проєкті представлено:

- розрахунок внутрішньобудинкової системи централізованого опалення та розроблено заходи щодо оптимізації її роботи;
- розрахунок внутрішньобудинкової системи централізованого гарячого водопостачання з приведенням витрат гарячої води до фактичного водоспоживання (згідно інформації наданої КП «КІЇВТЕПЛОЕНЕРГО»);
- розрахунок, вибір лічильників теплової енергії;
- розрахунок системи автономного забезпечення гарячим водопостачанням з використанням сонячної енергії.

Запропоновані заходи дозволяють знизити витрати теплоносіїв на потреби гарячого водопостачання, підвищити якість послуг централізованого опалення та гарячого водопостачання, зменшити технологічні втрати та витрати і виробництво та розподіл теплової енергії.

Проєкт виконаний у відповідності з діючими нормами та правилами.

Ключові слова: децентралізація, альтернативні джерела енергії, енергозберігаючі технології, система теплопостачання, лічильник теплової енергії, сонячна енергія.

					00MP1440П ТЕЕТ 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Шульга Л.В.				Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Павелко В.І.						8	138
Реценз.	Пушанко М.М.							
Керівник	Павелко В.І.							
Затверд.	Петренко В.П.							
						НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М		

ANNOTATION

Shulga L.V. Modernization of heat supply systems of a multi-storey building in Kyiv based on the introduction of energy-saving technology. Master's thesis. - K.: NUFT, 2021.

In the master's thesis a project was developed aimed at decentralization of central heating and hot water supply of a multi-storey residential building in Kyiv, optimization of the indoor central heating system, which is morally and physically obsolete. A project of hot water supply system on alternative energy sources has also been developed.

The project is developed on the basis of a comprehensive analysis of the existing problems that are inherent in multi-storey residential buildings built during the Soviet times.

The project provides:

- introduction of modern technologies;
- introduction of alternative energy sources.

The project presents:

- calculation of thermal remediation measures;
- calculation of indoor central heating system;
- calculation of the indoor centralized hot water supply system;
- calculation of the system of autonomous hot water supply with the use of solar energy.

The proposed measures allow to reduce heat losses due to the enclosing structures of a residential building, reduce heat consumption, improve the quality of service, reduce production and distribution costs.

The project is executed in accordance with current norms and rules.

Keywords: decentralization, Alternative Energy Sources, energy saving technologies, heat supply system, heat energy meter, solar energy.

ВСТУП

Житловий фонд України має загальну площу більше ніж 1,031 мільйонів квадратних метрів. Через свою значну зношеність та невідповідність сучасним вимогам щодо енергоефективності житловий фонд, зокрема міста Києва, потребує негайної та повної реконструкції. Реконструкція цих об'єктів дозволить не тільки в значній мірі економити енергоресурси, а і підвищить якість життя мешканців столиці.

Також використання інноваційних технічних та організаційних заходів, створення привабливих умов для інвестицій в цей сектор дозволить зменшити споживання природного газу та знизити рівень забруднення навколишнього природного середовища.

Для економіки України, яка базується на великому обсязі імпорту енергоносіїв, проблема їх ефективного використання та заощадження є дуже актуальною і вимагає постійного вдосконалення.

Завдяки постійному зростанню цін на енергоносії з'являється можливість використання дорогих новітніх технологій, які раніше не розглядалися в зв'язку з дуже тривалим терміном окупності.

Обсяг втрат енергоресурсів житлового сектору складає не менше ніж 40% від загального енергоспоживання.

Слід зазначити, що домогосподарства країни щорічно споживають понад 8 млрд. кВт електроенергії та понад 10 млрд. м³ природного газу. Витрати енергоресурсів на надання комунальних послуг в Україні більш ніж у 1,5 рази перевищують зарубіжні показники.

Витрати палива на виробництво 1 Гкал теплової енергії в комунальній енергетиці України становлять близько 170 кг умовного палива, а в країнах європейської співдружності – 145-150 кг умовного палива. В той же час питомі витрати електричної енергії на забезпечення питною водою у 1,8-2,4 рази перевищують аналогічні показники європейських держав.

Першочерговими заходами для економії енергоресурсів у житловому фонді мають бути заходи щодо покращання експлуатаційних характеристик житлових будинків: проведення їх теплової санації, модернізації внутрішньобудинкового інженерного обладнання, підвищення культури споживання енергоресурсів споживачами. Для кожного окремого будинку потрібно розробляти індивідуальні програми з енергозбереження.

Тому зменшення енергоспоживання житлово-комунальною сферою, досягнення щорічної економії енергоносіїв та зниження енергоємності послуг є основними завданнями підприємств теплокомуненерго.

Розроблення проекту з підвищення енергоефективності багатоквартирного житлового будинку передбачає впровадження новітніх енергозберігаючих заходів, які забезпечують суттєве скорочення споживання енергоресурсів.

					00MP144OP.TEET.003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					10	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,рп.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						

В даному проекті розроблений проект направлений на підвищення енергоефективності багатоповерхового житлового будинку міста. В ньому комплексно вирішуються проблема енергозбереження за рахунок використання новітніх технологій, ефективних конструктивних рішень інженерного обладнання, використання енергії сонця для приготування гарячої води на потреби мешканців. Завдяки встановленню ВОТЕ (вузлів обліку теплової енергії) запроваджується стимулювання мешканців до економії енергоресурсів.

Основною метою проекту є децентралізація централізованого теплозабезпечення житлового будинку, впровадження системи автономного забезпечення гарячим водопостачанням з використанням сонячної енергії, покращення умов проживання мешканців цього будинку.

Ця дипломна робота присвячена модернізації систем теплопостачання багатоповерхового житлового будинку, з урахуванням сучасних вимог до систем опалення і гарячого водопостачання житлового фонду міста. Мета роботи - досягнення європейської якості послуг теплопостачання з одночасним зниженням обсягів енергоспоживання.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ІСНУЮЧОГО ОБ'ЄКТА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Багатоповерховий житловий будинок знаходиться в місті Києві за адресою: вулиця Анни Ахматової, 13А Дарницького району міста Києва (надалі «Об'єкт»), який побудовано у 1994 році.

Таблиця 1.1.

Основні показники житлового будинку (Об'єкту) та основні кліматологічні характеристики площадки, де розташовано Об'єкт (за ДСТУ-Н Б В.1.1 -27:2010):

№ з/п	Найменування	Одиниці виміру	Значення
1	Кількість поверхів будівлі	поверхів	16
2	Матеріал стін		Керамзитобетонна панель
3	Загальна опалювальна площа приміщень	м ²	6698,92
4	Загальна теплове навантаження на опалення (згідно технічного паспорту на Об'єкт)	Гкал/год	0,406
5	Кліматичний район		I (північно-західний)
6	Розрахункова температура зовнішнього повітря	°С	- 22
7	Тривалість опалювального періоду	діб на рік	176
8	Середня температура повітря за опалювальний період	°С	- 0,1

Теплопостачання Об'єкта здійснюється централізовано:

-джерело теплового постачання: тепла магістраль №1 станції теплопостачання «Позняки»;

-розрахунковий температурний графік зовнішніх теплових мереж (за $t_{р.зоб.} = -22^{\circ}\text{C}$): 150-70 °С (Додаток 1);

-фактичний температурний графік (за $t_{розр. зоб.} = -22^{\circ}\text{C}$) - 115-70 °С (Додаток 2);

-вузол приєднання: тепла камера (Додаток 3);

-фактичний тиск на вузлі приєднання $P_1=10,0$ кгс/см², $P_2=5,2$ кгс/см² (згідно п'єзометричного графіку та режимної карти на об'єкт);

-централізоване опалення здійснюється по 2-ох трубній зовнішній схемі;

-вузол приєднання - система СРТ (ступінчаста регенерація теплоносія), температурний графік 150-70 °С.

-внутрішньобудинкова система опалення житлового будинку – однотрубна, вертикальна, з нижньою подачею теплоносія, з температурним графіком 105-70 °С;

					00MP1440П ТЕЕТ 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					12	138
Реценз.		Пушанко М.М.			НУХТ.Каф.ТЕХТ,рп.ЗТЕ-2-5М			
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						
						12		

-централізоване гаряче теплопостачання по 2-ох трубній схемі від ЦТП, температурний графік 60/5 °С.

Таблиця 1.2.

Баланс існуючих теплових навантажень по Об'єкту проектування (згідно проекту, за яким було побудовано Об'єкт):

Навантаження								
Опалення		ГВП * максимальне		ГВП* середнє		ГВП* сер.добове		Венти ляція
Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт	Гкал/доб	МВт	Гкал/доб
0,406	0,472	0,338	0,393	0,141	0,164	3,4	3,9	-
Загальне теплове навантаження, об'єкта проектування: 0,547 Гкал (0,636 МВт)								

1.1. Система централізованого опалення (проблеми існуючої системи теплозабезпечення, шляхи їх вирішення та заходи направлені на підвищення енергоефективності Об'єкта теплопостачання)

Внутрішньобудинкова система централізованого опалення – СРТ (рис 1.1), яка розроблена в період низької вартості енергоносіїв. Вона працює на високотемпературному теплоносії (температурний графік 150-105-70 °С), але при цьому - металомісткість її знижена майже на 20%, завдяки зменшенню діаметру внутрішньобудинкових трубопроводів (для економії металу).

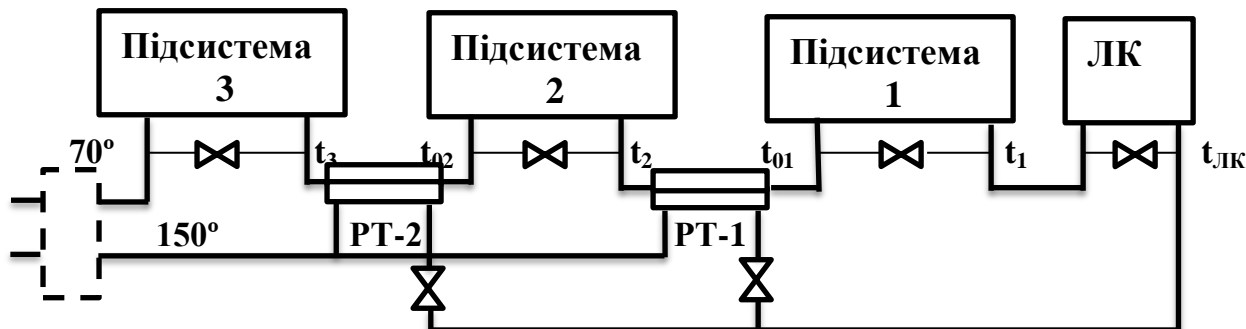


Рис.1.1. Принципова схема опалення СРТ з паралельним приєднанням

Внутрішньобудинкова система опалення є однотрубною з вертикальними стояками та нижньою подачею теплоносія. Така система опалення була поширена в багатоквартирних житлових будинках через простоту схеми. Ця система достатньо гідравлічно стабільна, швидко монтується, потребує менше витратних матеріалів. Втім, простота цієї схеми має і зворотний бік.

Теплоносій в однотрубних системах належним чином не розподіляється між стояками та опалювальними приладами, в зв'язку з тим, що конструкція таких систем передбачає наявність подавальної та зворотної магістралі, які розташовуються в підвальних приміщеннях. До магістралей під'єднуються вертикальні опалювальні стояки, до яких, у свою чергу, послідовно підключені опалювальні прилади споживачів. У стояках цих систем, що знаходяться ближче до теплообмінних систем СРТ, витрата теплоносія є завжди вищою, ніж у тих, що

знаходяться далі. При дешевих енергоресурсах цей недолік компенсували підвищеною подачею теплоносія. В останні десятиліття, брак належного обслуговування та експлуатації системи опалення (самовільне збільшення секцій опалювальних приладів, використання теплоносія для облаштування «теплої підлоги» у квартирах тощо) гідравлічно розбалансували систему в більшості будинків, значно погіршивши якість опалення. Однією з причин такого стану справ є брак розуміння, що гідравлічна система опалення будинку – єдина система і ефективно розв'язувати проблеми з опаленням можна лише на рівні всього будинку, а не окремої квартири.

Необхідність реконструкції системи тепlopостачання житлового будинку викликана систематичними недогрівами частини житлових приміщень. Складність модернізації внутрішньобудинкової системи опалення пов'язана з тим, що відсутня можливість заміни (повної або часткової) існуючих стояків в помешканнях та опалювальних приладах, тому реконструкція виконується без збільшення теплового навантаження та без втручання (змін) до існуючих несучих будівельних конструкцій та мереж Об'єкту (Додаток 4).

Все додаткове (нове) обладнання встановлюється на існуючі внутрішньобудинкові комунікації, на вільні площі Об'єкту.

Після виконання реконструкції, внутрішньобудинкову систему опалення буде переведено на температурний графік 105-70 °C за незалежною схемою.

Регулювання робочих параметрів теплоносія та захист від підвищення температури виконується сидельним регулювальним 2-х ходовим клапаном VB2, що встановлений на модулі опалення за допомогою контролера системи керування - електронним регулятором температури ECL Comfort 310.

Підтримання постійного перепаду тиску на регулювальному клапані забезпечується автоматичним регулятором перепаду тиску AVP, регулятор тиску "після себе", тип AVD, які встановлено на подаючому трубопроводі та регулятором тиску "до себе", тип AVA - на зворотньому трубопроводі.

Захист від наднормованого підвищення тиску в системі забезпечений встановленням на зворотній лінії системи опалення запобіжного клапану DN 50 мм з установкою $P_{скиду}=6,5$ бар.

Для зменшення рівня шуму проєктом передбачені додаткові заходи - застосовано малошумні циркуляційні насоси YANOS виробництва фірми Wilo з мокрим ротором та віброізоляційні вставки до та після насосів. Насоси можуть працювати в режимі «основний/резервний» або паралельний (для реалізації автоматичного перемикавання на інший насос при несправності). Шафу керування розміщено на стіні у легкодоступному місці, на підлозі біля шафи керування передбачено діелектричний килим.

У разі розгерметизації внутрішньобудинкової системи ЦО передбачено відведення дренажної води в дренажний приямок з дренажним насосом. Для дренажного приямку передбачено захисну решітку. При підвищенні рівня води в дренажному приямку вода дренажним насосом автоматично відводиться у каналізацію. При монтажі дренажного приямку враховано зміщення в кут ІТП та передбачено уклін підлоги до нього.

Усі витрати електроенергії обліковуються електролічильником та сплачуються мешканцями житлового будинку, як витрати на загальне користування.

Всі теплопроводи покриваються тепловою ізоляцією. Перед теплоізоляцією два рази наноситься антикорозійний шар фарбою Б-177.

Проектне обладнання теплового пункту буде працювати в автоматичному режимі і не потребуватиме постійного контролю персоналом.

Окремої системи опалення теплового пункту не передбачено - тепловиділення з трубопроводів та арматури обладнання після їх ізоляції достатнє для підтримання в приміщенні теплового пункту температури не менше 16 °С.

Після монтажних робіт будуть проведені гідравлічні випробування та промивка внутрішньобудинкової системи ЦО до нанесення гідро- та теплоізоляції на поверхні.

Проектом передбачене використання циркуляційних насосів з мокрим ротором для автоматичного підтримання необхідної циркуляції теплоносія. Їх характеристики відповідають вимогам ДБН В.1.2-11 щодо економії енергії.

Проектом передбачене використання сучасної енергоефективної тепло та шумоізоляції трубопроводів типу AluLamellaMat з $X = 0,040 \text{ Вт/(м·К)}$, номінальна щільність 37 кг/м^3 .

Запроектвана система теплопостачання дасть можливість автоматично підтримувати заданий температурний графік в системі опалення в залежності від температури навколишнього середовища.

Крім того система автоматичного керування на базі контролера забезпечує:

- автоматичне керування насосною групою опалення;
- автоматичне керування регулюючим клапаном, для підтримання заданого температурного графіку системи опалення, в залежності від температури повітря зовнішнього середовища;
- захист від підвищення температури зворотного теплоносія на виході в тепломережу;
- автоматичне регулювання кількості теплоносія при зміні температури навколишнього середовища вище заданої;
- періодичний профілактичний пуск насосу та регулюючих клапанів для запобігання їх заклинюванню при відсутності потреби в теплі;
- можливість інтегрувати регулятор в систему диспетчеризації та віддаленого керування.

1.2. Система централізованого постачання гарячої води

Централізована система гарячого водопостачання житлових будинках призначена для задоволення побутових та санітарно-гігієнічних потреб мешканців, яка забезпечує споживача водою з температурою не менше 50 °С.

Приготування гарячої води з подальшим її транспортуванням до споживача відбувається в центральному теплому пункті типу СТВП (Станція тепловодопостачання - вузол керування роботою систем теплоспоживання, приєднаних до теплової мережі будинків, який служить для трансформації параметрів теплоносія, регулювання і розподілу тепла по окремих ділянках; обліку спожитого тепла; контролю за роботою розподільчих теплових мереж і місцевих систем теплоспоживання) та за допомогою двотрубною розподільчою тепловою мережі (подавальний та циркуляційний трубопровід) транспортується до споживача. Існують типові проекти СТВП, що розрізняються за встановленою

тепловою потужністю: велика – до 23,2 МВт (20,0 Гкал/год); середня - до 5,8 МВт.

В СТВП змонтоване наступне обладнання, яке забезпечує підготовку та транспортування гарячої води до споживачів:

А) Водо-водяні швидкісні кожухотрубні теплообмінники гарячого водопостачання (рис. 1.2)

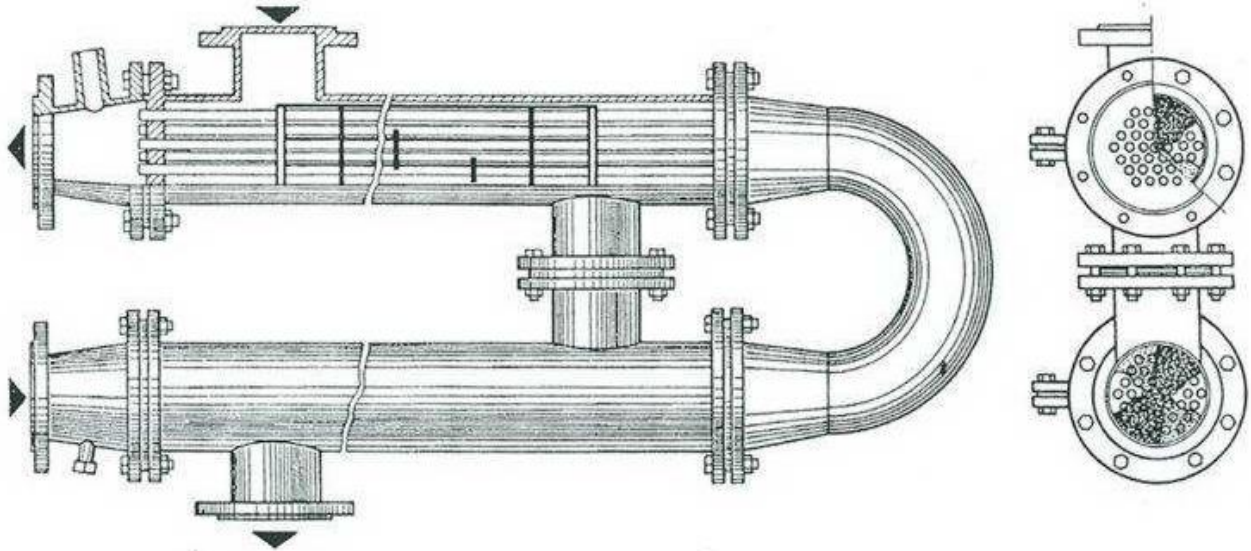


Рис.1.2. Водо-водяний кожухотрубний водопідігрівач ГВП

Система ГВП запроектована з використанням швидкісних водопідігрівачів, приєднаних до джерела тепlopостачання за двоступеневою змішаною схемою. До складу водопідігрівальної установки ГВП входить два комплекти теплообмінників (дубль-блок), по 50% від загальної потужності кожний. Водопровідна вода, що нагрівається, проходить по трубках теплообмінника, гріючий теплоносій – у міжтрубному просторі.

Поверхня нагріву установки розраховується відповідно до кількості тепла, необхідного для нагрівання води на ГВП, що споживається споживачами у години найбільшого водоспоживання з урахуванням втрат тепла в подавальних і циркуляційних трубопроводах.

Водопідігрівальні установки працюють наступним чином: (Додаток 5) мережний теплоносій надходить паралельно у міжтрубний простір двох блоків водопідігрівачів ГВП, а також в системи опалення будівель, що приєднані до джерела тепlopостачання за залежною схемою, і на водопідігрівачі ЦО, які приєднані по першому контуру до джерела тепlopостачання за незалежною схемою. Теплоносій із зворотних трубопроводів систем опалення і з II ступені теплообмінника ГВП надходить у міжтрубний простір I-го ступеню водопідігрівача і потім подається у зворотний трубопровід теплових мереж.

Водопровідна вода, проходячи по трубках водопідігрівача ГВП, нагрівається до температури 60°C та транспортується до споживачів.

Б) Насосне обладнання

- насосна станція підвищення тиску в трубопроводі холодного водопостачання будинків: три агрегати ГН-1,2,3 (1 робочий, 1 допоміжний, 1 резервний з навантаженням кожного по 60% від розрахункової витрати холодної і гарячої води у години максимального водоспоживання усіх приєднаних

споживачів). Напір господарчих насосів визначається втратами тиску: в самому тепловому пункті (до 5 м.в.ст.), в мережі холодного водопостачання до найвіддаленішого споживача, опором I-го ступеню теплообмінника ГВП, плюс різниця п'єзометричних відміток трубопроводу ХВП на технічному поверсі будівлі і всмоктувального трубопроводу насоса, плюс втрата динамічного напору (0,3-0,5 м.в.ст. на один поверх), плюс необхідний наявний вільний напір (5-10 м.в.ст.);

-підвищувально-циркуляційні насоси в системі гарячого водопостачання будинків: три агрегати ПЦН-1,2,3 (1 робочий, 1 допоміжний, 1 резервний продуктивністю по 60% розрахункової витрати гарячої води).

Напір насосів повинен забезпечувати подолання сумарних втрат тиску в подавальних і циркуляційних магістралях по мережі до найвіддаленішого споживача, на вузлі вводу ГВП цього споживача, гідравлічного опору II-ї ступені теплообмінника, втрат у самій станції (до 5 м.в.ст.).

В) Засоби автоматичного управління та контрольно-вимірювальні прилади.

В СТВП передбачено системи автоматичного управління режимами роботи та сигналізації про стан усіх груп насосних агрегатів, встановлених у тепловому пункті, у режимі нормальної експлуатації та виникненні порушень у їх роботі. Для усіх груп насосів передбачено автоматичне включення резервного насоса при виході із ладу робочого і відключення пошкодженого робочого насоса.

Автоматичне регулювання температури ГВП забезпечується застосуванням регуляторів температури прямої дії, які складаються з регулюючого клапана типу РК або УРРД, що встановлюються на подавальному трубопроводі мережного теплоносія до кожного агрегату дубль-блока, та гідравлічних регулюючих пристроїв (датчик-реле температури) типу УТРЖ або ТМП, які розміщуються на трубопроводі гарячої води на виході з теплообмінника ГВП.

Після нагріву гаряча вода подається до споживачів, частково витрачається споживачами на побутово-господарчі потреби, віддає частково теплоту у сушарках рушників, у ванних кімнатах і повертається на догрів в тепловий пункт.

Проектом передбачається перевірка пропускної здатності трубопроводів гріючого теплоносія на предмет можливості розташування в ІТП житлового будинку теплообмінника ГВП та переведенням Споживача (житлового будинку) на «товар» (розрахунок за послугу опалення і гарячого водопостачання здійснюється за показниками загального лічильника на ввіді в ІТП). Також розглядається пропускна можливість трубопроводів холодного водопостачання та можливості підключення циркуляційних насосів ГВП до електромережі.

Проектом передбачається за допомогою двозонної геліюустановки два рази на добу (вранці та ввечері) у літній період задовольняти послуги гарячого водоспоживання споживачів.

Сонячні колектори буде встановлено на даху, баки-акумулятори - на горищі. Подача води в баки-акумулятори буде здійснюватися за допомогою підвищувальних насосів, після заповнення баків водою буде забезпечуватись примусова циркуляція гарячої води в контурі геліюустановки за допомогою циркуляційних насосів.

1.3. Зовнішні та внутрішні інженерні мережі

Приєднання об'єкта до існуючої схеми централізованого теплопостачання виконано по 4-ох трубній схемі (Додаток 3):

- 2 трубопроводи мережної води: подавальний та зворотний на потреби опалення;
- 2 трубопроводи на потреби гарячого водопостачання від СТВП за адресою: вулиця Драгоманова, 20 В.

З метою зменшення тепловтрат теплової енергії під час експлуатації системи теплопостачання з боку споживача (приміщення загального користування) планується виконати наступні заходи:

- провести ревізію запірної арматури, яка залишається на об'єкті і не потребує заміни;
- замінити трубопроводи і арматуру, які мають пошкодження або дефекти;
- провести обстеження тепломереж, в разі необхідності виконати інструментальні обстеження та діагностування, замінити теплову ізоляцію або провести її посилення;
- виконати додаткові заходи направлені на виключення попадання ґрунтових вод і води опадів в теплові камери і лотки абонентської теплової мережі;
- провести посилення або заміну теплової ізоляції на трубопроводах, які прокладені в неопалювальних підвальних приміщеннях.
- провести засклення віконних отворів (за можливості замінити на нові енергоефективні), ліхтарів на перекриттях горищ, вікон будівлі;
- провести ремонтні роботи будівель та споруд, що сприятимуть їх утепленню.

1.4. Індивідуальний тепловий пункт системи СРТ (ІТП)

Існуючий індивідуальний тепловий пункт знаходиться в підвальному приміщенні, обладнаний теплообмінниками СРТ, внутрішньобудинковими трубопроводами холодного та гарячого водопостачання і опалення, відповідної запірної арматури та клапанів.

Тепловий пункт (ТП) – це розташований у відособленому приміщенні працездатний комплекс обладнання (пристроїв), який забезпечує приєднання пристроїв цього комплексу до магістральної теплової мережі та (за потреби) мережі холодного водопостачання, керування режимами теплоспоживання, трансформацію теплової енергії, регулювання параметрів теплоносія і розподіл теплової енергії за типами споживання (включно з підігрівом води) у розподільчі мережі (опалення, гарячого водопостачання) та захист цих розподільчих мереж від аварійного підвищення параметрів теплоносія. Класифікуються на:

індивідуальні теплові пункти (ІТП) - для обслуговування одного споживача (будинку або його частини) та центральні теплові пункти (ЦТП) - для обслуговування групи споживачів (будинків, промислових об'єктів), згідно ДБН В.2.5-39:2008 «Інженерне обладнання будинків і споруд». «Зовнішні мережі та споруди». ІТП є «серцем» системи теплоспоживання будівлі, що дозволяє не

тільки приєднатися до теплової мережі, але й ефективно управляти системами тепlopостачання будівлі.

Проектом передбачено переведення внутрішньобудинкової системи опалення з СРТ на незалежну (через теплообмінник) з автоматичним погодозалежним регулюванням теплоносія, індивідуальним балансуванням стояків однострубною вертикальною внутрішньобудинковою системою централізованого опалення.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ В ВНУТРІШНЬОБУДИНКОВІЙ СИСТЕМІ ОПАЛЕННЯ ТА ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ У ЗОВНІШНІЙ ТЕПЛОМЕРЕЖІ

2.1. Опалювальний період (температурний графік 150-70 °С)

Розрахункова максимальна витрата теплоносія в системі опалення обчислюється в відповідності до рекомендацій Додатку А (стр.47) ДБН В.2.5-39:2008 (формула А.1):

$$G_{\text{max}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{max}}}{c(T_1 - T_2)}; \text{ кг/год,} \quad (2.1)$$

де Q_{max} - максимальна розрахункова витрата тепла на опалення, Вт;

c - питома теплоємність води, дорівнює 4,187 кДж/кг °С

T_1 - температура теплоносія в подавальному трубопроводі системи опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря, $T_1=150$ °С;

T_2 - температура теплоносія в зворотному трубопроводі системи опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря, $T_2=70$ °С;

$$G_{\text{max}} = \frac{3,6 \cdot 472000}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 5072,8 \text{ кг/год.}$$

Розрахункова об'ємна максимальна витрата теплоносія визначається окремо для подавального і зворотного трубопроводу:

$$V_{\text{max}} = \frac{G_{\text{max}}}{\rho}; \text{ м}^3/\text{год,} \quad (2.2)$$

де ρ - густина теплоносія, яка дорівнює:

- в подавальному трубопроводі 916,8 кг/м³

- в зворотному трубопроводі 977,8 кг/м³

Розрахункова об'ємна витрата теплоносія

в подавальному трубопроводі $V_{\text{max}} = 5072,8/916,8 = 5,5$ м³/год

в зворотному трубопроводі $V_{\text{max}} = 5072,8/977,8 = 5,2$ м³/год

Максимальна розрахункова об'ємна витрата теплоносія в подавальному трубопроводі системи опалення:

$$V_{1\text{max}} = 5,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

Максимальна розрахункова об'ємна витрата теплоносія в зворотному трубопроводі системи опалення:

$$V_{2\text{max}} = 5,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

					00MP144OP TEET 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					20	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						
						20		

2.2. Перехідний період

Розрахункова мінімальна витрата теплоносія в системі опалення обчислюється за аналогічними формулами по значенню витрати теплоносія на опалення в точці зламу температурного графіку:

Теплова потужність на опалення при $t_3 = +8 \text{ C}^\circ$

$$Q_{omin} = Q_{omax} \cdot \frac{(T_B - T_n)}{(T_B - T_3)} = 472000 \cdot \frac{(20-8)}{(20-(-22))} = 134,9 \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

$$G_{omin} = \frac{3,6 \cdot Q_{omin}}{c(T_1 - T_2)} = \frac{3,6 \cdot 134900}{4,187 \cdot (70-30)} = 2899,9 \text{ кг/год}, \quad (2.4)$$

в подавальному трубопроводі $V_{omin} = 2899,9/977,8 = 3,0 \text{ м}^3/\text{год}$
в зворотному трубопроводі $V_{omax} = 2899,9/995,7 = 2,9 \text{ м}^3/\text{год}$

2.3. Опалювальний період для графіку 115-70°C (перевірочний розрахунок)

Розрахункова максимальна витрата теплоносія в системі опалення обчислюється в відповідності до рекомендацій Додатку А (стр.47) ДЕН В.2.5-39:2008 (формула А.1):

$$G_{omax} = \frac{3,6 \cdot Q_{omax}}{c(T_1 - T_2)}; \text{ кг/год}, \quad (2.5)$$

де Q_{omax} - максимальна розрахункова витрата тепла на опалення, Вт;
 c - питома теплоємність води, дорівнює $4,187 \text{ кДж/кг} \cdot \text{C}^\circ$

T_1 - температура теплоносія в подавальному трубопроводі системи опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_3 = -22 \text{ C}^\circ$, $T_1 = 115 \text{ C}^\circ$;

T_2 - температура теплоносія в зворотному трубопроводі системи опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_3 = -22 \text{ C}^\circ$, $T_2 = 70 \text{ C}^\circ$;

$$G_{omax} = \frac{3,6 \cdot 472000}{4,187 \cdot (115 - 70)} = 9021,8 \text{ кг/год}.$$

Розрахункова об'ємна максимальна витрата теплоносія визначається окремо для подавального і зворотного трубопроводу:

$$V_{omax} = \frac{G_{omax}}{\rho}; \frac{\text{м}^3}{\text{год}}, \quad (2.6)$$

де:

ρ - густина теплоносія, яка дорівнює:

- в подавальному трубопроводі $946,8 \text{ кг/м}^3$

- в зворотному трубопроводі $977,8 \text{ кг/м}^3$

Розрахункова об'ємна витрата теплоносія

в подавальному трубопроводі $V_{omax} = 9021,8/946,8 = 9,5 \text{ м}^3/\text{год}$

в зворотному трубопроводі $V_{omax} = 9021,8/977,8 = 9,2 \text{ м}^3/\text{год}$

Зведений результат розрахунків витрат теплоносія в системі опалення

Вид навантаження	Значення			
	Теплове навантаження		Витрати	
	Гкал/доб	МВт	т/год	м ³ /год
Опалення (при 150/70 °С)	0,406	0,472	5,5	5,2
Опалення (при 115/70 °С)	0,406	0,472	9,5	9,2
Перехідний період	0,406	0,472	3,0	2,9

2.4. Розрахунок необхідного тиску у внутрішньобудинковій системі опалення будинку

Висота будинку (з врахування даху і підвалу, згідно паспортних даних на Об'єкт):	48 м
Тиск в системі опалення (згідно паспортних даних на Об'єкт):	$P_{16\text{пов}} = 4,65 \text{ кгс/см}^2$;
Запас тиску:	$P_{\text{вн.буд}} = 0,5 \text{ кгс/см}^2$;
Розрахунковий температурний графік внутрішньобудинкової мережі:	105-70 °С;
Мінімальний надлишковий тиск в системі :	$1,184 - 1 = 0,184 \text{ кгс/см}^2$;

$$P_{\text{минзвор}} = P_{16\text{пов}} + P_{\text{вн буд}} + P_{\text{нас пара}} = 4,65 + 0,5 + 0,184 = 5,33 \text{ кгс/см}^2, \quad (2.7)$$

2.5. Витрати теплоносія у внутрішньобудинковій системі ЦО

Витрати теплоносія з тепломережі визначаємо за формулами п. 2.1-2.2 розділ 2. Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. 2.2.

Вихідні дані для розрахунку кількості теплоносія

Теплове навантаження опалення, Q_o 472,000 кВт				
Параметри теплоносія				
3 тепломережі КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО»				
Витрата теплоносія з тепломережі, кг/год	Подавальний трубопровід T_1		Зворотній трубопровід T_2	
	Температура, °С	Г устина, кг/м ³	Температура, °С	Г устина, кг/м ³
5072,8	150	916,8	70	977,8
Витрата теплоносія, м ³ /год,	5,5 м ³ /год		5,2 м ³ /год	
Внутрішньобудинкова система опалення				
Витрата теплоносія внутрішньобудинкової системи опалення, кг/год	Подавальний трубопровід T_1		Зворотній трубопровід T_2	
	Температура, °С	Г устина, кг/м ³	Температура, °С	Г устина, кг/м ³
11 227,6	105	961,92	70	977,8
Витрата теплоносія (за паспортом на Об'єкт), м ³ /год	11,9 м ³ /год		11,6 м ³ /год	

Таблиця 2.3

Середньодобова температура повітря згідно ДСТУ-Н БВ. 1.1 - 27:2010

Місяць	Середньодобова температура повітря по місяцям, згідно БУДІВЕЛЬНА КЛІМАТОЛОГІЯ ДСТУ-Н БВ. 1.1 - 27:2010	Кількість діб роботи опалення	Кількість годин роботи опалення	Потреба в теплі, Гкал/міс
жовтень	8,1	15	24	46,93
листопад	1,9	30	24	125,98
грудень	-2,5	31	24	161,82
січень	-4,7	31	24	177,64
лютий	-3,6	28	24	153,31
березень	1	31	24	136,65
квітень	9	15	24	38,28
Разом, Гкал/рік				840,61

РОЗДІЛ 3. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ПОСТАЧАННЯ ГАРЯЧОЇ ВОДИ ЧЕРЕЗ ІТП ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ

3.1. Перевірочний розрахунок витрати теплоносія з тепломережі на потребу ГВП

Розрахунок максимальних середніх погодинних навантажень на потреби гарячого водопостачання житлового будинку.

Таблиця 3.1.

Вихідні дані

№	Найменування	Позн.	Од.вим.	Значення
Житловий будинок				
1	Кількість мешканців	U	люд.	615
2	Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води в житлових будинках, санітарно - технічного приладу (ДБН В.2.5-64:2012)	q_{cp}^h	л/доб	100
4	Коефіцієнт максимальної добової нерівномірності (ДБН В.2.5-64:2012)	K_d		1,51
5	Розрахункова максимальна за годину витрата гарячої води (ДБН В.2.5-64:2012 Таблиця А8)	q_{hr}^h	м ³ /год	4,62
6	Розрахунковий час споживання гарячої води	T	годин	24
7	Температура води, що надходить в систему ГВП (згідно режимної карти)	T_3	°C	58
8	Густина води для $t_v=55^{\circ}\text{C}$	ρ	т/год	0,107
9	Температура холодної води в опалювальний період	$T_{ХВП}$	°C	5
10	Питомі теплові втрати трубопроводів в підвалах, тех. підпіллі, на горищі (з паспорту на Об'єкт)	$q_{w,k}$	Вт/м ²	11
11	Довжина всіх трубопроводів, які прокладаються в підвалах, тех. підпіллі, на горищі (з паспорту на Об'єкт)	$l_{w,k}$	м	150
12	Питомі теплові втрати трубопроводів в шахтах, каналах, штрабах (з паспорту на Об'єкт)	$q_{w,s}$	Вт/м ²	7
13	Довжина всіх трубопроводів в шахтах, каналах, штрабах (з паспорту на Об'єкт)	$l_{w,s}$	м	641

Середня витрата гарячої води g_T^h

$$q_T^h = \frac{q_u^h \cdot u}{1000 \cdot T} = \frac{100 \cdot 615}{1000 \cdot 24} = 2,563 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.1)$$

Теплові втрати на розрахунковій ділянці (ДБН В.2.5-64:2012 формула 7):

$$Q^{ht} = q_{w,k} \cdot l_{w,k} + q_{w,s} \cdot l_{w,s}, \quad (3.2)$$

$$Q^{ht} = 11 \cdot 150 + 7 \cdot 641 = 6,137 \text{ кВт.}$$

					00MP144OP TEET 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					24	138
Реценз.		Пушанко М.М.			НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.3ТЕ-2-5М			
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						
					24			

Тепловий потік за період максимального водоспоживання на потребу ГВП з урахуванням тепловтрат впродовж середньої години (ДБН В.2.5-64:2012 формула 5):

$$Q_T^h = 1,16 \cdot q_T^h \cdot (T_3 - T_{ХВП}) + Q_{ht}, \quad (3.3)$$

$$Q_T^h = 1,16 \cdot 2,563 \cdot (58-5) + 6,137 = 0,164 \text{ МВт} = 0,141 \text{ Гкал/год.}$$

Тепловий потік за період максимального водоспоживання на потребу ГВП з урахуванням тепловтрат в годину максимальної потреби (ДБН В.2.5-64:2012 формула 6):

$$Q_{hr}^h = 1,16 \cdot q_T^h \cdot (T_3 - T_{ХВП}) + Q_{ht}, \quad (3.4)$$

$$Q_r^h = 1,16 \cdot 6,3 \cdot (58-5) + 6,137 = 393 \text{ кВт} = 0,338 \text{ Гкал/год.}$$

Тепловий потік за період максимального водоспоживання на потребу ГВП з урахуванням тепловтрат впродовж середньої доби:

$$Q_T = 24 \cdot Q_{hr}^h = 24 \cdot 0,141 = 3,384 \text{ Гкал/доба}, \quad (3.5)$$

Циркуляційна витрата води:

$$q^{cir} = \beta \sum \frac{Q^{ht}}{4,2 \Delta t}, \quad (3.6)$$

де Q^{ht} — теплові втрати на розрахунковій ділянці, кВт;

Δt — різниця температур в подавальних трубопроводах системи від водонагрівача до найбільш віддаленої водорозбірної точки, °С;

β - коефіцієнт розрегулювання циркуляції.

Значення Q^{ht} та β в залежності від схеми водопостачання слід приймати: для систем, в яких передбачається циркуляція води по водорозбірним стоякам однаковим опором циркуляційних стояків, значення Q^{ht} слід приймати по подавальним трубопроводам та водорозбірним стоякам при $\Delta t = 8,5$ °С та $\beta = 1,3$;

$$q^{cir} = 1,3 \cdot \frac{6,137}{4,2 \cdot 8,5} = 0,223 \text{ л/сек.}$$

Таблиця 3.2.

Теплові навантаження об'єкту проектування на ГВП.

Навантаження					
ГВП максимальне		ГВП середнє		ГВП добове	
Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт
0,338	0,393	0,141	0,164	0,384	3,393

3.2. Розрахунок витрати мережної води на гаряче водопостачання

Погодинна витрата води при змішаній схемі включення підігрівачів гарячого водопостачання

$$G_T^P = \frac{(t_r - t_{23} + \delta_3) Q_r^{\text{макс}}}{(t_r - t_{ХВП})(t_{13} - t_{23})} \cdot 10^3, \quad (3.7)$$

де t_{23} – температура зворотньої води від системи опалення в точці зламу температурного графіку, °С;

$t_{г}$ – температура гарячої води в системі гарячого водопостачання, °С;

$t_{хвп}$ – температура водопровідної води, °С;

δ_3 – величина недогріву водопровідної води до температури зворотньої води від системи опалення водопідігрівача, °С (для автоматизованого теплового пункту $\delta_3 = 10^\circ\text{C}$);

$$G_{\text{Т}}^{\text{P}} = (55 - 41,7 + 10) \cdot 0,338 \cdot 1000 / (55 - 5) \cdot (70 - 41,7) = 5,58 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Згідно експлуатаційної схеми теплових мереж в ІТП ввід теплоносія Ду 80мм (Додаток 3), який в змозі забезпечити 12,4 м³/год (витрату теплоносія на ввіді). Враховуючи те, що витрата теплоносія складає 9,5 м³/год (для температурного графіку 115-70 °С), то 12,4-9,5-5,58= -2,678 м³/год. Пропускна спроможність зовнішнього трубопроводу гріючого теплоносія не в змозі забезпечити витрату теплоносія на модуль ЦО та ГВП одночасно при розрахунковому тепловому навантаженні.

Отримано в СП «ЕНЕРГОЗБУТ» КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРО» звіт з фактичної продажі гарячої води мешканцям (Додаток 6), який свідчить про те, що фактична місячна потреба в гарячій воді складає не більше ніж 400,0 м³/місяць=13,4 м³/добу=0,056м³/год, а за розрахунком 5,58 м³/год.

Мешканцями будинку протокольно прийнято рішення, щодо зменшення витрати ГВП в два рази, що дозволить знизити максимальне теплове навантаження до 0,169 Гкал/год. Таким чином:

$$G_{\text{Т}}^{\text{P}} = (55 - 41,7 + 10) \cdot 0,169 \cdot 1000 / (55 - 5) \cdot (70 - 41,7) = 2,78 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Відповідно до розрахунку є можливість в ІТП змонтувати теплообмінник на незалежну систему опалення ЦО та теплообмінник на систему ГВП.

РОЗДІЛ 4. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ОПАЛЕННЯ (ІТП ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ)

4.1. Підбір теплообмінника незалежної внутрішньобудинкової схеми центрального опалення

Таблиця 4.1.

Вихідні дані для розрахунку пластинчастого теплообмінника незалежної системи центрального опалення

№	Найменування	Од.вим.	Значення
1	Теплове навантаження	кВт	472
2	Мінімальний запас поверхні	%	10
3	Концентрація	%	100
4	Температура води мережної на вході в теплообмінник	°С	115
5	Температура мережної води на виході із теплообмінника	°С	80
6	Об'ємна витрата мережної води	м ³ /год	9,5
7	Максимальні втрати тиску в теплообміннику	к/Па	25
8	Температура мережної води з внутрішньобудинкової системи на вході теплообмінника	°С	70
9	Температура мережної води з внутрішньобудинкової системи на виході з теплообмінника	°С	105

Розрахунки розподілу теплових потоків, вибір теплообмінника та теплової ізоляції виконано за допомогою спеціалізованого ліцензійного програмного комплексу.

Вибрано пластинчатий водопідігрівач RNB-110-70 (70 пластин) виробництва «Longtherm», пластини виробництва Funke (Германия) (Додаток 7).

					00MP144OP.TEET.003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Шульга Л.В.				Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Кисві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Павелко В.І.						27	138
Реценз.	Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М			
Керівник	Павелко В.І.							
Затверд.	Петренко В.П.							

4.2. Підбір циркуляційного насосу внутрішньобудинкової системи опалення за незалежною схемою приєднання

Таблиця 4.2

Вихідні дані для підбору циркуляційного насосу внутрішньобудинкової системи опалення.

№ п/п	Найменування	Позначення	Од. виміру	Показник
1	Відмітка найбільш віддаленого від джерела тепла опалювального приладу	$H_{\text{прил.мах}}$	м	48
2	Температура теплоносія в подавальному	T_1	°С	150
3	Температура теплоносія в зворотньому трубопроводі	T_2	°С	70
4	Температура теплоносія в подавальному трубопроводі системи опалення будівлі	T_{11}	°С	105
5	Температура теплоносія в зворотньому трубопроводі системи опалення будівлі	T_{21}	°С	70
6	Відмітка геодезична позначка джерела теплопостачання	$H_{\text{джер}}$	м	-3
7	Прискорення вільного падіння	g	м/с ²	9,81
8	Середній приріст об'ємної маси води при охолодженні на 1 °С, для температурного графіка 105 -70 °С	β		0,66
9	Максимальний природний циркуляційний тиск, що розвивається в системі опалення $\Delta P_{\text{со}} = P_{\text{прир}}$	$P_{\text{прир}} = 0,001 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_2) \cdot (H_{\text{пр.мах}} - H_{\text{джер}}) = 0,001 \cdot 9,81 \cdot 0,66 \cdot (105 -$	м	10,2

Розрахунковий напір насоса визначаємо за формулою:

$$P_{\text{нас}} = 1,1 \cdot (\Delta P_{\text{со}} + \Delta P_{\text{мс}} - 0,4 \cdot P_{\text{прир}}), \quad (4.1)$$

де $\Delta P_{\text{со}}$ - втрати тиску в системі опалення, м.в.ст;

$\Delta P_{\text{мс}}$ - втрати тиску в тепловому пункті, м.в.ст

$$P_{\text{нас}} = 1,1 \cdot (7,9 + 3 - 0,4 \cdot 10,2) = 7,5 \text{ м.в.ст.}$$

Таким чином, сумарний напір, що має подолати насос дорівнює 7,5 м. в .ст. при об'ємній витраті води 12 м³/год.

Цим вимогам задовольняє циркуляційний насос Yonos MAXO 50/0,5-12 PN 6/10 (1-230 В, PN 6/10) (Додаток 8).

Технічні характеристики насосу Yonos MAXO50/0,5-12 PN 6/10 (1 230 В, PN 6/10)

№ п/п	Найменування	Розмірність	Величина
1	Тип насосу	Циркуляційний насос з мокрим ротором з фланцевим приєднанням	
2	Номінальна потужність	кВт	0,5
3	Номінальна напруга	1-230В, 50 Гц	
4	Номінальна сила струму	А	5,5 А
5	Номінальний тиск	бар	6/10 бар
6	Клас ел. захисту	-	IP X4D
7	Максимальна температура теплоносія	°С	110
8	Маса	кг	14,2
9	Приєднання до трубопроводу	DN50	
10	Частота обертів N	об/хв	4400

4.3. Підбір двоходового автоматичного регулювального клапана теплового потоку системи опалення

4.3.1. На температурний графік 150-70 °С

Перепад тиску на регулювальному клапані (за рекомендацією виробника):

$$\Delta P_{\text{кл}2} = 2,0 \text{ м.в.ст.} = 0,20 \text{ бар.}$$

Розрахункова пропускна здатність регулювального клапану:

$$k_v = \frac{G_{\text{кл}2}}{\sqrt{\Delta P_{\text{кл}}}} = \frac{5,5}{\sqrt{0,2}} = 12,37 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.2)$$

де $G_{\text{кл}} = 5,5 \text{ м}^3/\text{год}$ - об'ємна витрата теплоносія через регулювальний клапан.

Приймаємо регулювальний клапан фірми «Danfoss» типу VB2 (DN40) (Додаток 9). Клапан встановлено на подавальному трубопроводі.

Основні технічні характеристики регулювального клапана:

- тип: VB 2 Danfoss;
- Артикул: 065B2060;
- DN: 40;
- пропускна спроможність, k_{vs} : $25 \text{ м}^3/\text{год}$;
- T_{max} : $150 \text{ }^\circ\text{C}$;
- електропривід: AMV 20;
- фактор кавітації, Z: $>0,5$

Розрахункова втрата тиску на повністю відкритому регулювальному клапані:

$$\Delta P_{\text{кл}1} = \left(\frac{G_{\text{кл}}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{5,5}{25} \right)^2 = 0,048 \text{ бар}, \quad (4.3)$$

Відсутність кавітаційного режиму перевіряємо за формулою:

$$\Delta P_{\text{кл} \text{ max}} = Z \cdot (P^* - P_{\text{нас}}) > \Delta P_{\text{кл}1}, \quad (4.4)$$

де $\Delta P_{\text{кл max}}$ - максимально допустимий перепад тиску на регулювальному клапані, бар;

$Z=0,5$ - фактор кавітації (технічна характеристика регулюючого клапану, яка наведена в технічному описі);

$P^*=P_1+1=10,0-0,6-0,19-1,63+1=8,57$ бар - абсолютний тиск перед регулятором теплового потоку;

P_1 - надлишковий тиск теплоносія в подавальній магістралі;

$P_{\text{нас}}=4,76$ бар - тиск насичення водяної пари при температурі теплоносія 150 °С.

$$\Delta P_{\text{кл max}} = 0,5 \cdot (8,57 - 4,76) = 1,9 \text{ бар} > \Delta P_{\text{кл.1}} = 0,048 \text{ бар.}$$

Режим роботи регулювального клапана без кавітації при $T_1=150$ °С забезпечено.

Визначення ступеня відкриття регулювального клапану:

$$X_p = \left(\frac{k_v}{k_{vs}} \right) \cdot 100\% = \left(\frac{12,27}{25} \right) \cdot 100\% = 49\% > 30\%, \quad (4.5)$$

Швидкість потоку, що проходить через регулювальний клапан (отримане значення повинно бути менше 3...3,5 м/с):

$$v = \frac{4 \cdot G_{\text{кл}} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2 \cdot 3,6} = 1,22 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с}, \quad (4.6)$$

де d - умовний діаметр клапану, мм.

4.3.2. На температурний графік 115-70 °С

Підбір двоходового автоматичного регулювального клапана теплового потоку системи опалення. Перепад тиску на регулювальному клапані (за рекомендацією виробника):

$$\Delta P_{\text{кл2}} = 2,0 \text{ м.в.ст.} = 0,20 \text{ бар.}$$

Розрахункова пропускна здатність регулювального клапану:

$$k_v = \frac{G_{\text{кл1}}}{\sqrt{\Delta P_{\text{кл}}}} = \frac{9,5}{\sqrt{0,2}} = 21,29 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $G_{\text{кл}} = 9,5$ м³/год - об'ємна витрата теплоносія через регулювальний клапан.

Приймаємо регулювальний клапан фірми «Danfoss» типу VB2 (DN40) (Додаток 9). Клапан встановлено на подавальному трубопроводі.

Основні технічні характеристики регулювального клапана:

- тип: VB 2 Danfoss;
- Артикул: 065B2060;
- DN: 40;

- пропускна спроможність, k_{vs} : 25 м /год;
- T_{max} : 150 °С;
- електропривід: AMV 20;
- фактор кавітації, Z : >0,5

Розрахункова втрата тиску на повністю відкритому регулювальному клапані:

$$\Delta P_{\text{кл.1}} = \left(\frac{G_{\text{кл}}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{9,5}{25} \right)^2 = 0,14 \text{ бар},$$

Відсутність кавітаційного режиму перевіряємо за формулою:

$$\Delta P_{\text{кл.1 max}} = Z \cdot (P^* - P_{\text{нас}}) > \Delta P_{\text{кл.1}},$$

де $\Delta P_{\text{кл max}}$ - максимально допустимий перепад тиску на регулювальному клапані, бар;

$Z=0,5$ - фактор кавітації (технічна характеристика регулюючого клапану, яка наведена в технічному описі);

$P^*=P_1+1=10,0-0,6-0,19-2,47+1=7,71$ бар - абсолютний тиск перед регулятором теплового потоку;

P_1 - надлишковий тиск теплоносія в подавальній магістралі;

$P_{\text{нас}}=1,69$ бар - тиск насичення водяної пари при температурі теплоносія 115°С.

$$\Delta P_{\text{кл max}} = 0,5 \cdot (7,71 - 1,69) = 3,01 \text{ бар} > \Delta P_{\text{кл.1}} = 0,145 \text{ бар}.$$

Режим роботи регулювального клапана без кавітації при $T_1=115$ °С забезпечено.

Визначення ступеня відкриття регулювального клапану:

$$X_p = \left(\frac{k_v}{k_{vs}} \right) \cdot 100\% = \left(\frac{21,29}{25} \right) \cdot 100\% = 85\% > 30\%.$$

Швидкість потоку, що проходить через регулювальний клапан (отримане значення повинно бути менше 3...3,5 м/с):

$$v = \frac{4 \cdot G_{\text{кл}} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2 \cdot 3,6} = \frac{4 \cdot 9,5 \cdot 1000}{\pi \cdot 40^2 \cdot 3,6} = 2,1 \frac{\text{м}}{\text{с}} < 3,5 \text{ м/с},$$

де d - умовний діаметр клапану, мм.

4.4. Підбір автоматичного регулятора перепаду тиску для грючого теплоносія системи опалення

4.4.1. На температурний графік 150-70 °С

Перепад тиску на регулювальному клапані (за рекомендацією виробника):

$$\Delta P_{\text{кл}2} = 6 \text{ м.в.ст.} = 0,6 \text{ бар.}$$

Розрахункова пропускна спроможність клапану:

$$k_v = \frac{G_{\text{кл}2}}{\sqrt{\Delta P_{\text{кл}2}}} = \frac{5,5}{\sqrt{20}} = 3,91 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $G_{\text{кл}} = 5,5 \text{ м}^3/\text{год}$ - об'ємна витрата теплоносія через регулятор перепаду тиску.

Згідно рекомендацій виробника обладнання, необхідно обирати клапан за умови:

$$k_{vs} \geq 1,2 k_v$$

$$k_{vs} > 1,2 \cdot 3,91 = 4,64 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо регулятор перепаду тиску фірми «Danfoss» типу AFP (DN40) (Додаток 10), з діапазоном регулювання 0,2-1,0 бар. Регулятор перепаду тиску

встановлено на подавальному трубопроводі.

Основні технічні характеристики регулятора перепаду тиску:

- тип: AFP Danfoss;
- Артикул: 003H6373;
- DN: 40;
- налагоджувальний тиск: 0,2 -1,0 бар;
- пропускна спроможність, k_{vs} : 20,0 $\text{м}^3/\text{год}$;
- фактор кавітації, Z: $\geq 0,55$

Розрахункова втрата тиску на повністю відкритому регуляторі перепаду тиску:

$$\Delta P_{\text{кл}1} = \left(\frac{G_{\text{кл}}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{5,5}{25,00} \right)^2 = 0,076 \text{ бар.}$$

Відсутність кавітаційного режиму перевіряємо за формулою:

$$\Delta P_{\text{кл max}} = Z \cdot (P^* - P_{\text{нас}}) > \Delta P_{\text{кл.2}}$$

де $\Delta P_{\text{кл max}}$ - максимально допустимий перепад тиску на регуляторі перепаду тиску, бар;

$Z=0,5$ - фактор кавітації (технічна характеристика регулятора перепаду тиску, яка наведена в технічному описі);

$P^*=P_1+1= 10,0-0,6-0,19-1,63+1= 8,57$ бар - абсолютний тиск перед регулятором теплового потоку;

P_1 - надлишковий тиск теплоносія в подавальній магістралі;

$P_{\text{нас}}= 4,76$ бар - тиск насичення водяної пари при заданій температурі теплоносія 150 °С.

$$\Delta P_{\text{кл max}} = 0,5 \cdot (8,57 - 4,76) = 1,9 \text{ бар} > \Delta P_{\text{кл.1}} = 0,048 \text{ бар.}$$

Режим роботи регулювального клапана без кавітації при $T_1=150$ °С забезпечено.

Визначення ступеня відкриття регулювального клапану:

$$X_p = \left(\frac{k_v}{k_{vs}} \right) \cdot 100\% = \left(\frac{12,27}{25} \right) \cdot 100\% = 49\% > 30\%.$$

Швидкість потоку, що проходить через регулювальний клапан (отримане значення повинно бути менше 3.. 3,5 м/с):

$$v = \frac{4 \cdot G_{кл} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2 \cdot 3,6} = 1,22 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с},$$

де d - умовний діаметр клапану, мм.

4.4.2. На температурний графік 115-70 °С

Перепад тиску на регулювальному клапані (за рекомендацією виробника):

$$\Delta P_{кл2} = 6 \text{ м.в.ст.} = 0,6 \text{ бар.}$$

Розрахункова пропускна спроможність клапану:

$$k_v = \frac{G_{кл2}}{\sqrt{\Delta P_{кл2}}} = \frac{9,5}{\sqrt{6}} = 12,29 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $G_{кл} = 9,5 \text{ м}^3/\text{год}$ - об'ємна витрата теплоносія через регулятор перепаду тиску.

Згідно рекомендацій виробника обладнання, необхідно обирати клапан за умови:

$$k_{vs} \geq 1,2 \cdot k_v$$

$$k_{vs} \geq 1,2 \cdot 12,29 = 14,75 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо регулятор перепаду тиску фірми «Danfoss» типу AFP (DN40) (Додаток 10), з діапазоном регулювання 0,2-1,0 бар. Регулятор перепаду тиску встановлено на подавальному трубопроводі.

Основні технічні характеристики регулятора перепаду тиску:

- тип: AFP Danfoss;
- Артикул: 003H6373;
- DN: 40;
- налагоджувальний тиск: 0,2 - 1,0 бар;
- пропускна спроможність, k_{vs} : 20,0 м³/год;
- фактор кавітації, Z: $\geq 0,55$

Розрахункова втрата тиску на повністю відкритому регуляторі перепаду тиску:

$$\Delta P_{кл.2} = \left(\frac{G_{кл}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{9,52}{20,0} \right)^2 = 0,226 \text{ бар}$$

Відсутність кавітаційного режиму перевіряємо за формулою:

$$\Delta P_{кл \text{ max}} = Z \cdot (P^* - P_{нас}) > \Delta P_{кл.2}$$

де $\Delta P_{\text{кл max}}$ - максимально допустимий перепад тиску на регуляторі перепаду тиску, бар;

$Z=0,5$ - фактор кавітації (технічна характеристика регулятора перепаду тиску, яка наведена в технічному описі);

$P^*=10,0-2,47-0,19+1= 8,28$ бар - абсолютний тиск перед регулятором перепаду тиску;

P_1 - надлишковий тиск теплоносія в подавальній магістралі;

$P_{\text{нас}}= 4,76$ бар - тиск насичення водяної пари при заданій температурі теплоносія 150 °С.

$$\Delta P_{\text{кл max}} = 0,5 \cdot (8,283 - 1,69) = 3,62 \text{ бар} > \Delta P_{\text{кл.2}} = 0,226 \text{ бар.}$$

Режим роботи регулятора перепаду тиску без кавітації при $T_1=150$ °С забезпечено.

Визначення ступеня відкриття регулятора перепаду тиску:

$$X_p = \left(\frac{k_v}{k_{vs}} \right) \cdot 100\% = \left(\frac{21,29}{20} \right) \cdot 100\% = 61,46\% > 30\%.$$

Швидкість потоку, що проходить через регулятор перепаду тиску:

$$v = \frac{4 \cdot G_{\text{кл}} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2 \cdot 3,6} = \frac{4 \cdot 9,5 \cdot 1000}{\pi \cdot 40^2 \cdot 3,6} = 2,1 \frac{\text{м}}{\text{с}} < 3 \text{ м/с,}$$

де d - умовний діаметр регулятора перепаду тиску, мм.

4.5. Підбір автоматичного регулятора перепаду тиску "до себе", тип AVA, для зворотного теплоносія системи опалення.

4.5.1. На температурний графік 150-70 °С

Перепад тиску на регульовальному клапані (за рекомендацією виробника):

$$\Delta P_{\text{кл3}} = 15 \text{ м.в.ст.} = 1,5 \text{ бар.}$$

Розрахункова пропускна спроможність клапану:

$$k_v = \frac{G_{\text{кл}}}{\sqrt{\Delta P_{\text{кл2}}}} = \frac{5,2}{\sqrt{15}} = 4,25 \text{ м}^3/\text{год.}$$

де $G_{\text{кл}}= 5,2$ м³/год - об'ємна витрата теплоносія через регулятор перепаду тиску. Приймаємо регулятор перепаду тиску фірми «Danfoss» типу AVA (DN40) (додаток 11), з діапазоном регулювання 3 - 11 бар. Регулятор перепаду тиску встановлено на подавальному трубопроводі.

Основні технічні характеристики регулятора перепаду тиску:

- тип: AVA Danfoss;
- Артикул: 003H6629;
- DN: 32;

- налагоджувальний тиск: 3 - 11 бар;
- пропускна спроможність, k_{vs} : 12,5 м³/год;
- фактор кавітації, Z : >0,6

Розрахункова втрата тиску на повністю відкритому регуляторі перепаду тиску:

$$\Delta P_{\text{кл}2} = \left(\frac{G_{\text{кл}}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{5,2}{12,5} \right)^2 = 0,172 \text{ бар.}$$

Відсутність кавітаційного режиму перевіряємо за формулою:

$$\Delta P_{\text{кл max}} = Z \cdot (P^* - P_{\text{нас}}) > \Delta P_{\text{кл.2}}$$

де $\Delta P_{\text{кл max}}$ - максимально допустимий перепад тиску на регуляторі перепаду тиску, бар;

$Z=0,6$ - фактор кавітації (технічна характеристика регулятора перепаду тиску, яка наведена в технічному описі);

$P^*=10,0-0,2-2,302-0,2-0,6+1=6,797$ бар - абсолютний тиск перед регулятором перепаду тиску;

P_1 - надлишковий тиск теплоносія в подавальній магістралі;

$P_{\text{нас}}= 4,76$ бар - тиск насичення водяної пари при заданій температурі теплоносія 150 °С.

$$\Delta P_{\text{кл max}} = 0,6 \cdot 6,797 = 4,078 \text{ бар} > \Delta P_{\text{кл.2}} = 0,172 \text{ бар.}$$

Режим роботи регулятора перепаду тиску без кавітації при $T_1=150$ °С забезпечено.

Визначення ступеня відкриття регулятора перепаду тиску:

$$X_p = \left(\frac{k_v}{k_{vs}} \right) \cdot 100\% = \left(\frac{5,5}{12,5} \right) \cdot 100\% = 33\% > 30\%.$$

Швидкість потоку, що проходить через регулятор перепаду тиску:

$$v = \frac{4 \cdot G_{\text{кл}} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2 \cdot 3,6} = \frac{4 \cdot 5,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 32^2 \cdot 3,6} = 1,79 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с,}$$

де d - умовний діаметр регулятора перепаду тиску, мм.

4.5.2. На температурний графік 115-70 °С

Перепад тиску на регулювальному клапані (за рекомендацією виробника):

$$\Delta P_{\text{кл}3} = 15 \text{ м.в.ст.} = 1,5 \text{ бар.}$$

Розрахункова пропускна спроможність клапану:

$$k_v = \frac{G_{\text{кл}2}}{\sqrt{\Delta P_{\text{кл}2}}} = \frac{9,5}{\sqrt{15}} = 7,77 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $G_{\text{кл}} = 9,2 \text{ м}^3/\text{год}$ - об'ємна витрата теплоносія через регулятор перепаду тиску.

Приймаємо регулятор перепаду тиску фірми «Danfoss» типу AVA (DN40), з діапазоном регулювання 3 – 11 бар. Регулятор перепаду тиску встановлено на подавальному трубопроводі.

Основні технічні характеристики регулятора перепаду тиску:

- тип: AVA Danfoss;
- Артикул: 003H6629;
- DN: 32;
- налагоджувальний тиск: 3 - 11 бар;
- пропускна спроможність, k_{vs} : 12,5 м /год;
- фактор кавітації, Z: $\geq 0,6$

Розрахункова втрата тиску на повністю відкритому регуляторі перепаду тиску:

$$\Delta P_{\text{кл.2}} = \left(\frac{G_{\text{кл}}}{k_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{9,2}{12,5} \right)^2 = 0,58 \text{ бар}.$$

Відсутність кавітаційного режиму перевіряємо за формулою:

$$\Delta P_{\text{кл max}} = Z \cdot (P^* - P_{\text{нас}}) > \Delta P_{\text{кл.2}},$$

де $\Delta P_{\text{кл max}}$ - максимально допустимий перепад тиску на регуляторі перепаду тиску, бар;

$Z=0,6$ - фактор кавітації (технічна характеристика регулятора перепаду тиску, яка наведена в технічному описі);

$P^*=10,0-2,47-0,2-0,6-0,19+1=6,51$ бар - абсолютний тиск перед регулятором перепаду тиску;

P_1 - надлишковий тиск теплоносія в подавальній магістралі;

$$\Delta P_{\text{кл max}} = 0,6 \cdot 6,51 = 3,906 \text{ бар} > \Delta P_{\text{кл.2}} = 0,58 \text{ бар}.$$

Режим роботи регулятора перепаду тиску без кавітації при $T_1=70$ °С забезпечено.

Визначення ступеня відкриття регулятора перепаду тиску:

$$X_p = \left(\frac{k_v}{k_{vs}} \right) \cdot 100\% = \left(\frac{9,2}{12,5} \right) \cdot 100\% = 62\% > 30\%.$$

Швидкість потоку, що проходить через регулятор перепаду тиску:

$$v = \frac{4 \cdot G_{\text{кл}} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2 \cdot 3,6} = \frac{4 \cdot 9,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 32^2 \cdot 3,6} = 3,28 \text{ м/с} < 3,5 \text{ м/с},$$

де d - умовний діаметр регулятора перепаду тиску, мм.

4.6. Підбір розширювального баку системи опалення

Система водяного опалення - гідравлічно замкнута і має певну місткість (постійний об'єм). При підвищенні температури води вона фізично розширюється і в замкнутій системі опалення зростає тиск, що може призвести до пошкодження елементів та обладнання внутрішньобудинкової системи опалення. Для запобігання цього явища розраховуємо та передбачаємо мембранний розширювальний бак.

Розширювальний бак для системи опалення обираємо у відповідності до рекомендацій додатку Л ДБН А.2.5-67:2013.

Приріст об'єму води в системі:

$$V_e = e \cdot \frac{V_{co}}{100}, \text{ л} \quad (4.7)$$

де e - відносне розширення води при температурному перерегулюванні до 90 °С складає 3,47(таблиця Л.2 ДБН А.2.5-67:2013)

$$V_e = 3,47 \cdot \frac{2649}{100} = 92 \text{ л}$$

Повна водомісткість розширювального бака розраховується за формулою:

$$V_{exp,min} = (V_e + V_{wr}) \cdot \frac{P_e + 1}{P_e - P_0}, \text{ л} \quad (4.8)$$

де V_{wr} - резервний об'єм води; приймаємо 20 л.;

P_e - робочий тиск теплоносія в системі опалення-приймаємо у відповідності до налагодження роботи запобіжного клапана 6,5 бар;

P_0 - тиск теплоносія при заповненні системи опалення; приймаємо у відповідності до статичного тиску при заповненні системи 5,3 бар.

$$V_{exp,min} = (92 + 20) \cdot \frac{6,5 + 1}{6,5 - 5,3} = 700 \text{ л}$$

Цим вимогам задовольняє розширювальний бак зі змінною мембраною типу ROZ- NAVI-700 загальним об'ємом 700 л - 1 шт.

4.7. Розрахунок гідравлічних втрат в ІТП

Втрата тиску на ділянці визначається за формулою:

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_M; \text{ кгс/м}^2, \quad (4.9)$$

де ΔP_L - лінійні втрати тиску, кгс/м²;

ΔP_M - втрати тиску в місцевих опорах, кгс/м²;

$$\Delta P_L = R \cdot L; \text{ кгс/м}^2, \quad (4.10)$$

де R - питомі втрати тиску на тертя, кгс/м² · м;

L - довжина ділянки трубопроводу, м.

$$R = \frac{\lambda \cdot W^2 \cdot \rho}{2 \cdot g \cdot D_{BH}}; \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{ м}, \quad (4.11)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя труб;

W - швидкість руху води, м/с;

ρ - густина води, кг/м³;

D_{BH} - внутрішній діаметр трубопроводу, м;

g - прискорення вільно падаючого тіла, $g=9,81$ м/с².

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \lg\left(\frac{D_{BH}}{K_e}\right)\right)^2}; \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{ м}, \quad (4.12)$$

де K_e - еквівалентна шорсткість труб, м, $K_e=0,0005$ м;

$$W = \frac{V_{max} \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot D_{BH}^2}; \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (4.13)$$

$$\Delta P_M = \sum \xi \frac{W^2 \cdot \rho}{2 \cdot g}; \text{ кгс/м}^2, \quad (4.14)$$

де $\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Таблиця 4.4.

Розрахунок втрат тиску на ділянках в межах ІТП

	Витрата теплоносія	Двн	Довжина ділянки	Швидкість руху теплоносія	Густина води	Коефіцієнт гідравлічного тертя труб	Питомі втрати тиску на тертя	Лінійні втрати тиску
	м ³ /год	мм	м	м/с	кг/м ³		кгс/см ²	кгс/см ²
Питомі втрати тиску на тертя								
подавальний трубопровід	5,53	82	1	0,29	916,9	0,0322	1,5567	0,0001557
подавальний трубопровід	5,53	50	2	0,75	977,8	0,0376	19,5101	0,003902
зворотний трубопровід	5,19	51	2	0,71	977,8	0,0376	18,2909	0,0036582
зворотний трубопровід	5,19	82	1	0,27	977,8	0,0322	1,4594	0,0001459

Продовження таблиці 4.4.

Загальні лінійні втрати тиску на тертя: 0,053 кгс/см ²								
Місцеві втрати тиску								
	Витрата теплоносія	Ду	Швидкість руху теплоносія	Густина води	Сумма коеф. місцевих опорів	Втрата тиску в місцевих опорах	Втрати тиску в обладнанні (за даними паспортів)	
	м ³ /год	мм	м/с	кг/м ³		кгс/см ²	кгс/см ²	
подавальний трубопровід	5,53	82	0,29	916,9	0,8	0,0003	Витратомір	регулятор температури + регулятор після себе
подавальний трубопровід	5,53	51	0,75	916,9	12,4	0,03282	0,19	0,1
зворотний трубопровід	5,19	51	0,71	977,8	11	0,02729		0,2
зворотний трубопровід	5,19	82	0,27	977,8	11,1	0,00408		0,6
зворотний трубопровід								1,5
						0,006	0,19	2,3
Загальні втрати тиску: 2,56 кгс/см ²								

4.8. Розрахунок дросельної шайби для теплообмінника незалежної системи опалення

Надлишковий напір в системі опалення, який необхідно «погасити» дросельною шайбою:

$$\Delta P = P_1 - P_2 - \Delta P_{\text{заг}} - \Delta P_{\text{ліч}} - \Delta P_{\text{рт}} - \Delta P_{\text{р.тиск}}, \text{ бар}, \quad (4.15)$$

Таблиця 4.5
Вихідні дані

Тиск у подавальному трубопроводі (фактичний)	$P_1 = 10,0 \text{ кгс/см}^2$
Тиск у зворотному трубопроводі (фактичний)	$P_2 = 5,2 \text{ кгс/см}^2$
Втрати тиску на лічильнику	$\Delta P_{\text{л}} = 0,19 \text{ бар}$
Втрати тиску на регуляторі витрати	$\Delta P_{\text{рт}} = 0,20 \text{ бар}$
Втрати тиску на регуляторі перепаду тиску	$\Delta P_{\text{р.тиск}} = 0,6 \text{ бар}$
Втрати тиску на регуляторі перепаду тиску «після себе»	$\Delta P_{\text{р.тискпс}} = 1,5 \text{ бар}$
Загальні втрати тиску у трубопроводах	$\Delta P_{\text{л}} = 0,064 \text{ бар}$
Витрати теплоносія в системі опалення (при темп.гр.150-70°C)	$G_{\text{омах}} = 5,075 \text{ м}^3/\text{год}$ (5,075 т/год)
Витрати теплоносія в системі опалення (при темп.гр.115-70°C)	$G_{\text{омах}} = 9,5 \text{ м}^3/\text{год}$ (9,022 т/год)

$$\Delta P = 10,0 - 5,2 - 0,19 - 0,2 - 0,6 - 1,5 - 0,6 = 2,246 \text{ бар} = 22,46 \text{ м.вод.ст.}$$

Діаметр дросельної шайби на опалення за умови, що температурний графік становитиме 150-70 °С:

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{G_{\text{max}}^2}{\Delta P_{ш}}}, \text{ мм} \quad (4.16)$$

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,073^2}{22,46}} = 10,34 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр дросельної шайби на опалення: $d_{ш} = 10 \text{ мм}$.

Діаметр дросельної шайби на опалення за умови, що температурний графік становитиме 115-70 °С:

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{G_{\text{max}}^2}{\Delta P_{ш}}}, \text{ мм} \quad (4.17)$$

$$d_{ш} = 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,022^2}{22,46}} = 13,79 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр дросельної шайби на опалення: $d_{ш} = 13,8 \text{ мм}$.

Після монтажу та пуску в експлуатацію системи опалення Споживача розміри дросельної шайби корегують відповідно до експлуатаційних умов та погоджують з теплопостачальною організацією.

4.9. Розрахунок балансувальних клапанів внутрішньобудинкової системи опалення (на стояках)

Житловий будинок за адресою вул. Ахматової, 13А має вертикальну систему опалення з нижньою подачею теплоносія. Переведено проектними рішеннями на незалежну схему приєднання з температурним графіком 105-70 °С.

До реалізації вищезазначеного проектного рішення, спостерігалось розбалансування внутрішньобудинкової системи опалення, що викликало велику кількість скарг від мешканців і не забезпечувалось їх повноцінне забезпечення централізованим опаленням.

В результаті прийнятих технічних рішень в цьому проекті, ми погодили з теплопостачальною організацією збільшення теплового потоку на потреби централізованого опалення шляхом розрахунку і вибору теплообмінника незалежної системи опалення, дросельної шайби та всіх регуляторів на температурний графік зовнішніх мереж 115-70 °С.

Розрахунок балансування системи опалення – це дуже складний комплекс, який включає в себе попередні заміри фактичних температур та витрат теплоносія по лежах і стояках внутрішньобудинкової системи, з метою оптимізації швидкостей та витрат теплових потоків в них.

Розрахунок схеми балансування з розподіленням потоків було виконано за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення фірми Danfoss ISO в Україні. Результати розрахунків та розміщення балансувальних клапанів представлено в додатку 12.

За результатами розрахунку вирішено виконати регулювання теплового потоку у внутрішньобудинкової системі опалення житлового будинку автоматичними балансувальними клапанами АВ QM фірми Danfoss з технічними характеристиками (Додаток 12).

Клапани серії АВ-QM - це перші у своєму класі регулювальні клапани Danfoss для систем опалення. Це регулювальний клапан з автоматичним обмеженням витрати потоку та вбудованою функцією контролю перепаду тиску.

Об'єднання цих двох функцій дало змогу створити регулювальний клапан із відмінними характеристиками та 100% надійністю.

Клапан дає змогу легко налаштувати необхідну розрахункову витрату за допомогою шкали з діапазоном регулювання 20–100 %. Замість звичайних робіт із його налагоджування досить виконати просте налаштування величини розрахункової витрати, що забезпечує набагато точніше регулювання.



Рис. 4.1 Балансувальний клапан АВ QM фірми Danfoss

У комплекті з приводом Danfoss клапани покращують рівень комфорту в приміщенні та забезпечують високу енергоефективність.

Функції та переваги балансувальних клапанів АВ QM фірми Danfoss:

- простий підбір і налаштування;
- використання цього клапана підвищує якість і точність регулювання (зокрема в умовах низької витрати), рівень комфорту в приміщенні та енергоефективність системи зростають;
- оптимальне регулювання (клапани серії АВ-QM забезпечують необхідну витрату в певні моменти часу, що дає змогу оптимізувати ефективність роботи теплообмінника).

РОЗДІЛ 5. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ ІТП ЦЕНТРАЛІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВОГО БУДИНКУ

Таблиця 5.1
Вихідні дані

№	Найменування	Позн.	Од.вим	Значення
1	Теплове навантаження системи гарячого водопостачання	Q _{ГВП}	Гкал/год	0,169
2	Розрахункова витрата теплоносія	G _{МГВП}	м ³ /год	2,87
3	Температура холодної води на ввіді в ІТП	T _{ХВ}	°С	5
4	Розрахункова температура гарячої води на виході із ТО	T ₃	°С	55
5	Значення тиску в подавальному мережному трубопроводі на воді в ІТП	P ₁	кгс/см ²	10,0
6	Значення тиску у зворотному мережному трубопроводі на воді в ІТП	P ₂	кгс/см ²	5,2
7	Значення тиску холодної води на воді в ІТП	P _{ХВ}	кгс/см ²	5,0

5.1. Вибір водопідігрівача системи центрального гарячого водопостачання централізованої системи гарячого водопостачання

Проектом передбачена змішана схема гарячого водопостачання з встановленням двохступеневого однокорпусного водопідігрівача сучасного зразку.

Розрахунок водопідігрівача проведений на критичні параметри гріючого теплоносія у точці “зламу” (при температурі зовнішнього повітря +1,0 °С) температурного опалювального графіку, відповідні максимальні розрахункові навантаження, витрати теплоносія та гарячої води.

Вибрано двуступеневий пластинчатий водопідігрівач RНВ-60-40 (40 пластин) виробництва «Longtherm», пластини виробництва Funke (Германия) (Додаток 13).

5.2. Вибір циркуляційного насосу внутрішньобудинкової циркуляційної системи центрального гарячого водопостачання

Розрахункова масова витрата гарячої води в контурі циркуляції ГВП дорівнює:

$$G_{\text{ц}}=3,54 \text{ т/год.}$$

					00MP144OP TEET 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					41	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.3ТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						
						42		

Розрахункова об'ємна витрата гарячої води в контурі ГВП:

$$G_{ц(о)} = G_{ц}/\gamma_{(46)} = 3,51 \text{ м}^3/\text{год} \quad (5.1)$$

де $\gamma_{(46)} = 0,990 \text{ т/м}^3$ – питома вага води при температурі 46°C.

Максимальне сумарне значення втрати тиску в системі контуру циркуляції системи ГВП визначаю по формулі:

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{\phi} + \Delta P_{гр} + \Delta P_{зв} + \Delta P_{бкп} + \Delta P_{нгр2} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{зтр} + h \quad (5.2)$$

де $\Delta P_{\phi} = 0,5 \text{ м вод. ст.}$ – гідравлічний опір фільтру;
 $\Delta P_{гр} = 0,5 \text{ м вод. ст.}$ – гідравлічний опір грязьовика;
 $\Delta P_{зв} = 0,80 \text{ м вод. ст.}$ – гідравлічний опір зворотного клапану на подачі;
 $\Delta P_{бкп} = 0,25 \text{ м вод. ст.}$ – гідравлічний опір балансувального клапану;
 $\Delta P_{нгр2} = 0,20 \text{ м вод. ст.}$ – гідравлічний опір 2-ої ступені водопідігрівача;
 $\Delta P_{тр} = 3,415 \text{ м вод. ст.}$ – гідравлічний опір трубопроводів контуру циркуляції у межах ІТП.

$h = 1,00 \text{ м вод. ст.}$ – максимальний гідравлічний опір будинкової системи ГВП згідно проєту на Об'єкт.

Величина напору, що розвиває насос повинна бути не менше значення:

$$\Sigma \Delta P = 0,5 + 0,5 + 0,8 + 0,25 + 0,2 + 3,415 + 0,1 + 1,0 = 6,765, \text{ м.вод.ст.}$$

Виходячи із визначеного значення максимальних втрат тиску у контурі циркуляції системи ГВП $\Sigma \Delta P = 6,765 \text{ м вод. ст.}$ та враховуючи необхідний запас по величині тиску (1,5 м. вод. ст.), насос потрібно підбирати на величину напору не менше 8,27 м вод. ст.

Тому, кожен із встановлених насосів повинен мати наступні характеристики:

$G = 3,86 \text{ м}^3/\text{год}$ (з урахуванням 10% запасу);

$H = 8,5 \text{ м в.ст.};$

$P_y = 10;$

$t = 75^\circ\text{C}.$

Із номенклатурного ряду насосів фірми (Wilo) найбільш оптимальним варіантом є вибір насосу типу Wilo TOP-Z 65/10 (Додаток 14).

Таблиця 5.2

Технічні характеристики насосу Wilo TOP-Z 65/10 (1 230 В, PN 6/10)

№ п/п	Найменування	Розмірність	Величина
1	Тип насосу	Циркуляційний насос з мокрим ротором з фланцевим присланням	
2	Номінальна потужність	кВт	0,7
3	Номінальна напруга		1-230В, 50 Гц
4	Номінальний тиск	бар	6/10 бар
5	Клас ел. захисту	-	IP X4D
6	Максимальна температура теплоносія	°C	80
7	Маса	кг	28,3
8	Приєднання до трубопроводу		DN65
9	Частота обертів N	об/хв	2850

5.3. Вимоги до трубопроводів

При виборі діаметрів трубопроводів у схемах опалення та ГВП приймалися діаметри, які забезпечують економічну швидкість протікання рідини у межах 0,7-1,3 м/с.

Для схем опалення та ГВП (у контурі, що нагріває воду), застосовуються сталеві трубопроводи. Трубопроводи відповідають вимогам щодо граничного значення тиску $P_{гр.}=16,0 \text{ кгс/см}^2$ та граничних значень температури $T_{гр.}=150^\circ\text{C}$, $T_{гр.}=105^\circ\text{C}$, $T_{гр.}=75^\circ\text{C}$ в залежності від розташування трубопроводів у схемі.

Для схеми ГВП (у контурі, що нагріває воду) застосовуються сталеві трубопроводи з емальованим (оцинкованим) покриттям, що запобігає їх корозії. Трубопроводи відповідають вимогам щодо граничного значення тиску $P_{гр.}=16,0 \text{ кгс/см}^2$ та граничних значень температури $T_{гр.}=75^\circ\text{C}$ в залежності від розташування трубопроводів у схемі.

5.4. Вимоги до запірної арматури

На ввіді мережної води в ІТП, на подавальному та зворотному трубопроводах, встановлена кульова повнопрохідна сталева фланцева арматура, що відповідає вимогам діючих нормативних документів та технічним вимогам постачальника теплової енергії. У всіх інших випадках застосовується кульова стандартнопрохідна арматура різних типів та виготовлена з різних матеріалів (сталь, чавун, латунь тощо). Вибір арматури для контуру, що нагрівається (у схемі ГВП), полягає у застосуванні арматури, всі елементи якої виготовлені з матеріалів, які не піддаються корозії.

Для схем опалення та ГВП (у контурі, що нагріває воду), арматура відповідає вимогам щодо граничного значення тиску $P_{гр.}=16,0 \text{ кгс/см}^2$ та граничних значень температури (у залежності від розташування у технологічній схемі): $T_{гр.}=150^\circ\text{C}$, $T_{гр.}=130^\circ\text{C}$, $T_{гр.}=75^\circ\text{C}$.

Для схеми ГВП (у контурі, що нагріває воду) арматура відповідає вимогам щодо граничного значення тиску $P_{гр.}=16,0 \text{ кгс/см}^2$ та граничного значення температури (у залежності розташування на схемі): $T_{гр.}=75^\circ\text{C}$.

РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ВУЗЛІВ ОБЛІКУ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ (ВОТЕ) НА ВВОДІ В ІТП ТА НА ПОТРЕБИ НЕЗАЛЕЖНОЇ СИСТЕМИ ЦО

Загальні технічні рішення даного проекту прийняті з урахуванням наступних вимог нормативно-технічних документів:

ДБН В 2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція і кондиціонування»;

ДБН В 2.5-39:2008 «Теплові мережі»;

Правила користування тепловою енергією;

ДБН В 2.2-15:2005 «Житлові будинки і споруди»;

Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж, 2007 р. (зі змінами);

Прийняті проектом рішення за умов належної експлуатації засобу обліку теплової енергії забезпечують ефективне функціонування обладнання системи опалення та гарантують об'єктивні розрахунки Споживача з Постачальником теплової енергії.

Вибір вузла обліку проводиться на основі комплексного аналізу наступних факторів:

- принципу уніфікації обліку теплової енергії;
- режимних параметрів течії теплоносія при різних теплових навантаженнях об'єкту та відповідних їм технічних (метрологічних) характеристик;
- технічних характеристик комерційних систем обліку різних фірм – виробників, що відповідають Технічному регламенту засобів вимірювальної техніки.

Таблиця 6.1 Вихідні дані

Об'єкт	Житловий будинок
Етажність	16 поверхів
Джерело теплопостачання	Магістраль №1 СТ «Позняки», РТМ «Позняки», КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО»
Вузол приєднання	Від ТК 137/6-4а (від СТВП-58 на вул. Драгоманова, 20-В)
Теплоносій	Гаряча вода
Схема теплопостачання	Закрита
Схема приєднання системи опалення	Не залежна
Параметри теплоносія	150 - 70 °С
Тиск у вузлі приєднання	$P_1=10,0 \text{ кгс/см}^2$, $P_1=5,2 \text{ кгс/см}^2$
Внутрішньобудинкова система опалення житлового будинку	вертикальна, з температурним графіком 105-70°С

					00MP144OP TEET 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					45	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,рп.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						

Баланс існуючих теплових навантажень по Об'єкту

Адреса житлового будинку	Навантаження								
	Опалення		ГВП* максимальне		ГВП* середнє		ГВП* сер.добове		Вентиляція
	Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт	Гкал/год	МВт	Гкал/доб	МВт	Гкал/Доб МВт
вул. Ахматової, 13А	0,406	0,472	0,338	0,393	0,141	0,164	3,4	3,9	-
Загальне теплове навантаження, об'єкта проектування	0,547 Гкал; 0,636 МВт								

Таблиця 6.3

Зведений результат розрахунків витрат теплоносія в системі опалення

Вид навантаження	Значення			
	Теплове навантаження		Витрати	
	Гкал/год	МВт	т/год	м ³ /год
Опалення (при 150/70 °С)	0,406	0,472	5,5	5,2
Опалення (при 115/70 °С)	0,406	0,472	9,5	9,2
Перехідний період	0,406	0,472	3,0	2,9
Гаряче водопостачання (приведене до фактичного водоспоживання при 150/70°С)	0,169	0,197	2,87	2,78
Загальне на ввіді приведене	0,575	0,939	12,37	11,98

6.1. Вибір типу вузлів обліку теплової енергії на ввіді в житловий будинок та на потреби незалежної системи ЦО

Таблиця 6.4

Вибір типу вузла обліку теплової енергії на потреби незалежної системи ЦО на ввіді в житловий будинок

Умовне позначення	Діапазон об'ємних витрат теплоносія, м ³ /год		
	Мінімальний	номінальний	Максимальний
	g_{min}	g_n	g_{max}
На ввіді в ІТП ULTRAFLOW 54 65-5- CJCD DN 40	0,1	10,0	20,0
На потреби незалежної ЦО ULTRAFLOW 54 65-5- CHCB DN 25	0,06	6,0	12,0

Згідно розрахунків та стану об'єкта для обліку теплової енергії прийнято на потреби опалення будинку, прийнято встановити двоканальний ультразвуковий теплолічильник на систему опалення MULTICAL 603 (ULTRAFLOW 54 /65-5-CHCB DN 25) та на загальному ввіді MULTICAL 603 (ULTRAFLOW 54 65-5-CJCD DN 40), Сертифікат перевірки типу, номер для посилянь 24/2/В/4/006-16, номер призначеного органу UA.TR.001.112-17.

До складу комплексу теплолічильника MULTICAL 603 входять:

- Теплообчислювач MULTICAL 603.
- Два ультразвукових витратоміра ULTRAFLOW 54 65-5- CJCD DN 40 (ULTRAFLOW 54 65-5- CHCB DN 25).

- Два термоперетворювача опору Pt500 з гільзами.
- Елемент автономного живлення теплообчислювача та витратоміра. Теплолічильник з енергонезалежним теплообчислювачем MULTICAL 603 забезпечує:
- Вимірювання поточних значень витрати і температури у двох незалежних точках вимірювання (трубопроводах) і визначення поточних і середніх за інтервал архівації значень параметрів теплоносія;
- Визначення значень теплової потужності і теплової енергії;
- Можливість програмної конфігурації системи вимірювання, алгоритмів розрахунку з врахуванням типу контрольованої тепло системи та набору первинних перетворювачів витрат й температури;
- Індикацію виміряних, розрахованих, встановлених та збережених в архіві параметрів;
- Архівація в енергонезалежній пам'яті результатів вимірювань, обчислень і параметрів функціонування;
- Вивід вимірювальної, діагностичної, встановленої, архівної і т.д. інформації через оптичний передаючий пристрій;
- Автоматичний контроль і індикацію наявності несправностей тепло лічильника та позаштатних станів тепло системи;
- Захист архівних і встановлених даних від несанкціонованого доступу.

Принцип дії теплообчислювача базується на вимірюванні первинних параметрів теплоносія за допомогою приладів виміру температури і подальшій обробці результатів вимірювань з врахуванням заданих значень тиску відповідно до обраного алгоритму.

У якості вимірювача витрати застосовується ультразвукові витратоміри ULTRAFLOW 54 65-5- CJCD DN 40 (ULTRAFLOW 54 65-5- CHCB DN 25).

Вибрані лічильники вимірюють теплову енергію та об'єм (масу) теплоносія в діапазонах об'ємних витрат теплоносія та теплового навантаження на об'єкті теплоспоживання.

6.2. Розрахунок гідравлічного опору вузла обліку теплової енергії

Гідравлічний розрахунок трубопроводів водяних теплових мереж виконано згідно ДБН В.2.5-39:2008.

Визначення втрат тиску теплоносія в мережах кожної розрахункової ділянки здійснюється за формулою:

$$\Delta P = \Delta P_l + \Delta P_m + \Delta P_{втр}, \quad (6.1)$$

де ΔP_l -лінійні втрати тиску, кгс/м²;

ΔP_m -втрати тиску в місцевих опорах, кгс/м²;

$\Delta P_{втр}$ - втрата тиску на витратомірній ділянці, кгс/м².

Лінійні втрати тиску:

$$\Delta P_l = R \cdot L, \text{ Па}, \quad (6.2)$$

де R-питома лінійна втрата тиску, кгс/(м²·м);

L- довжина прямих ділянок трубопроводу, м.

Граничне число Рейнольдса:

$$Re_{гр} = 560 \cdot \frac{D}{k_e}, \quad (6.3)$$

де k_e - коефіцієнт еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні труби, 0,0005 м;

D - внутрішній діаметр трубопроводу, м:

$$\omega = 560 \cdot \frac{V}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 3600 \cdot \rho}, \text{ м/с}, \quad (6.4)$$

де ν - коефіцієнт кінематичної вязкості, м²/с;

ω - швидкість теплоносія, м/с.

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\text{Якщо } 10 \cdot \frac{D_B}{k_e} < Re < 560 \cdot \frac{D_B}{k_e}, \text{ то } \lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25};$$

$$\text{Якщо } Re > 560 \cdot \frac{D_B}{k_e}, \text{ то } \lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{D_B} \right)^{0,25}$$

Питомі втрати тиску на тертя:

$$R = 6,27 \cdot 10^{-8} \cdot \lambda \cdot \frac{G^2}{D^5 \cdot \rho}, \text{ Па} \cdot \text{ м}, \quad (6.5)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя;

ρ - густина води, кг/м³;

D - внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Еквівалентна довжина місцевих опорів:

$$l_e = \sum \xi \frac{D}{\lambda}, \quad (6.6)$$

де $\sum \xi$ -сума коефіцієнтів місцевих опорів,

D - внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Приведена довжина трубопроводів

$$l_{np} = l + l_e, \quad (6.7)$$

Втрати тиску на вимірювальній ділянці:

$$\Delta P = R \cdot l', \quad (6.8)$$

Дані та результати гідравлічного розрахунку зведені до таблиці 6.5 та 6.6.

6.3. Розрахунок додаткових гідравлічних втрат системи опалення при встановленні елементів вузла обліку на систему опалення

Таблиця 6.5. Вихідні дані

Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Грубопровід	
			T ₁	T ₂
Параметри води				
Температура	t	°C	150	70
Тиск	P	кгс/см ²	10,0	5,2
Об'ємна витрата	V _{max}	9,5 м ³ /год		
Густина	ρ	кг/м ³	961,9	977,8
Коефіцієнт кінематичної вязкості	ν	м ² /с	0,203·10 ⁻⁶	0,415·10 ⁻⁶
Еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труби	ke	м	0,0005	0,0005
Коефіцієнти місцевих опорів				
Раптове звуження	ξ	1		
Раптове розширення	ξ	1		
Кран	ξ	0,2		

Втрати тиску в витратомірній ділянці при використанні перетворювачів витрат ULTRAFLOW 54 65-5- CJCD DN 40 та ULTRAFLOW 54 65-5- CHCB DN 25 складають при розрахунковій максимальній об'ємній витраті теплоносія на опалення (V_{max} = 9,5 м³/год):

$$P_{\text{внтр}} = 0,1685 \text{ бар} = 16850 \text{ Па} = 1,6 \text{ м.вод.ст.}$$

Таблиця 6.6. Результати розрахунку

Сума місцевих опорів	Швидкість теплоносія,	Критерій Рейнольдса	Коефіцієнт гідравлічного тертя	Питомі витрати тиску на тертя	Еквівалентна довжина місцевих	Наведена довжина ділянки	Втрати тиску на тертя	Втрати тиску в місцевих опорах	Втрати тиску на перетворювачі витрат
Σξ	ω	Re	λ	R	le	Γ	ΔP _л	ΔP _м	ΔP _{внтр}
-	м/с	-	-	Па/м	м	м	Па	Па	Па
Витратомірна ділянка на подавальному трубопроводі L = 1,4 м									
2,4	3,1	135386	0,031	20,970	6,21	7,61	29,36	130,18	16850
Витратомірна ділянка на зворотному трубопроводі L = 1,4 м									
2,4	2,9	62400	0,031	19,664	6,21	7,61	27,53	122,07	16850
							56,89	252,25	33700

Таким чином, загальні додаткові гідравлічні втрати тиску складають:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{внтр}} = 56,89 + 252,25 + 33700 = 34009 \text{ Па} = 3,4 \text{ м.вод.ст.} \quad (6.9)$$

Встановлення проектного вузлів обліку теплової енергії не призведе до порушення гідравлічного режиму системи тепlopостачання будинку.

6.4. Розрахунок теплових втрат в абонентській тепловій мережі

Облік відпуску і використання теплової енергії має здійснюватися у вузлі обліку теплової енергії, встановленого на межі розподілу теплових мереж між постачальною організацією та споживачем. У разі організації вузла обліку не на межі розподілу теплових мереж розрахунок за теплову енергію здійснюється з урахуванням втрат на ділянці мережі від межі розподілу до місця установки розрахункових приладів.

Згідно схеми абонентської тепломережі до договору на постачання теплової енергії, Абонент на балансі зовнішніх теплових мереж не має.

Розрахунок проводиться від місця врізки трубопроводу до місця встановлення вузла обліку теплової енергії (трубопроводи проходять в приміщенні ІТП, який розташовано в підвалі житлового будинку).

Трубопроводи проходять в приміщенні ІТП:

- подавальний трубопровід $L_{\text{п}}=2,2$ м, DN 80;
- зворотній трубопровід $L_{\text{зв}}=1,6$ м, DN 80.

Розрахунковий температурний графік теплових мереж (за $T_{\text{зов}} = -22^{\circ}\text{C}$) $150-70^{\circ}\text{C}$.

Втрати теплоти у водяних теплових мережах $Q_{\text{тв}}$ визначаються як сума втрат теплоти через ізоляцію трубопроводів $Q_{\text{із}}$, з непродуктивним витіканням із теплової мережі $Q_{\text{вит.нр}}$, з продуктивним витіканням $Q_{\text{вит.пр}}$.

$$Q_{\text{тв}} = Q_{\text{із}} + Q_{\text{вит}} + Q_{\text{вит.пр}}, \quad (6.10)$$

Втрати теплової енергії через ізоляцію трубопроводів визначаються так.

Нормативні значення середньомісячних теплових втрат через теплову ізоляцію для теплової мережі:

$$Q_{\text{н}} = \Sigma \beta \cdot q_{\text{н}} \cdot L, \quad (6.11)$$

де $Q_{\text{н}}$ - нормативні середньорічні теплові втрати для ділянок в приміщенні, ккал/год;

β - коефіцієнт місцевих теплових втрат, що враховує теплові втрати арматури (ДБН В.2.5-39-2008, $\beta=1,20$);

L - довжина ділянки теплової мережі, м;

$q_{\text{н}}$ - густина теплового потоку через ізоляцію трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж:

$$q_{\text{н}} = q_{\text{под}} + q_{\text{зв}}, \text{ Вт/м}, \quad (6.12)$$

де $q_{\text{под}}$ - густина теплового потоку через ізоляцію подавального трубопроводу при певній температурі теплоносія $t_{\text{под}}^{\text{сеп р}}$, Вт/м;

$q_{\text{зв}}$ - густина теплового потоку через ізоляцію зворотного трубопроводу при певній температурі теплоносія $t_{\text{зв}}^{\text{сеп р}}$, Вт/м.

Згідно графіку температур в теплових мережах 150-70 °С середньорічні температури води у водяних теплових мереж згідно ДБН В.2.5-39-2008: $t_{\text{под}}^{\text{сер p}}=90^{\circ}\text{C}$ та $t_3^{\text{сер p}}=50^{\circ}\text{C}$.

Густина теплового потоку через ізоляцію подавального та зворотного трубопроводу при прокладці в приміщенні, при кількості 5000 годин та менше, згідно СНіП 2.04.14-88 складають відповідно: $q_{\text{п}}= 36,8 \text{ Вт/м}$ та $q_{\text{зв}} = 20\text{Вт/м}$. Нормативні значення середньомісячних теплових втрат через ізоляцію трубопроводів діаметром DN 80 та довжиною L под= 2,2 м, $L_{\text{зв}} = 1,6\text{м}$ складають:

$$Q_{\text{н}} = \Sigma \beta \cdot q_{\text{н}} \cdot L = \frac{1,2 \cdot (36,8 \cdot 2,2 + 20 \cdot 1,6)}{1,163} = 119,59 \text{ ккал/год} = 0,00119 \text{ Гкал/год}, \quad (6.13)$$

Нормативні значення теплових втрат через ізоляцію трубопроводів теплової мережі:

$$Q_{i3} = Q_{\text{н}} \cdot n \cdot 10^{-3}, \text{ Гкал}, \quad (6.14)$$

де n — тривалість опалювального періоду, год;

$$Q_{i3} = Q_{\text{н}} \cdot n \cdot 10^{-3} = 119,59 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 0,505, \text{ Гкал}, \quad (6.15)$$

6.5. Втрати теплової енергії з непродуктивним витіканням води

$$Q_{\text{н}} = G_{\text{вум}} \cdot c \cdot \left(\frac{t_{\text{под}} + t_{\text{зв}}}{2} - t_{\text{х.в.}} \right) \cdot n \cdot 10^{-3}, \text{ Гкал}, \quad (6.16)$$

де $G_{\text{вум}}$ - непродуктивне витікання води з системи теплоспоживання, т/год;

c - питома теплоємність води, 1 ккал/кг·°С;

n - тривалість опалювального періоду, год;

$t_{\text{х.в.}}$ - температура холодної води, °С;

Непродуктивне витікання води з системи теплоспоживання:

$$G_{\text{вум}} = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot V_3, \text{ т/год}$$

де V_3 - об'єм зовнішніх теплових мереж, м³;

ρ - густина води при $t = (t_{\text{под}}^{\text{сер p}} + t_3^{\text{сер p}})/2 = 70^{\circ}\text{C}$, $\rho = 0,9778 \text{ т/ м}^3$;

Об'єм системи теплоспоживання:

$$V_3 = (2,2 + 1,6) \cdot 0,00502 = 0,022 \text{ м}^3$$

$$G_{\text{вум}} = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot V_3 \cdot \rho = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,022 \cdot 0,9778 = 0,000048 \text{ т/год}$$

Нормативна втрата теплоти при витіканні води за опалювальний період, який дорівнює 176 днів, буде складати:

$$Q_{\text{вум}} = 0,000048 \cdot 1 \cdot \left(\frac{(90+50)}{2} - 5 \right) \cdot 176 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 0,013 \text{ Гкал}$$

Перерахунок нормативних значень середньорічних теплових втрат на їх середньомісячні значення:

$$Q_{п.із} = Q_{н} \cdot \left(\frac{(t_{под}^{сер.м.} + t_{зв}^{сер.м.} - 2 \cdot t_{п}^{сер.м.})}{(t_{под}^{сер.р.} + t_{зв}^{сер.р.} - 2 \cdot t_{под}^{сер.р.})} \right) \cdot n, \text{ Гкал}, \quad (6.17)$$

де $t_{под}^{сер.м.}$, $t_{з}^{сер.м.}$, $t_{под}^{сер.р.}$, $t_{з}^{сер.р.}$ - очікувані середньомісячні та середньорічні температури води в подавальній та зворотній лініях теплових мереж, які визначені при середньомісячній температурі зовнішнього повітря $t_{в}^{сер.м.}$, °С;

$t_{п}^{сер.м.}$, $t_{п}^{сер.р.}$ - середньомісячні та середньорічні температури ґрунту на глибині закладання трубопроводів, °С;

n - тривалість роботи за розрахунковий місяць, год.

Значення продуктивного витікання $Q_{вит.пр}$ визначається згідно з відповідними актами

Сумарні річні втрати теплової енергії трубопроводів тепломережі DN 80 та довжиною $L_{под}=2,2$ м, $L_{зв}=1,6$ м за звітний період, який дорівнює 176 днів будуть складати:

$$Q_{тв} = 0,505 + 0,0131 + Q_{вит.пр} = 0,518 + Q_{вит.пр}$$

6.6. Розрахунок і вибір лічильника на систему підживлення незалежної системи централізованого опалення

Об'ємна витрата води в системі опалення дорівнює:

$$V_{с.о.} = V_{пит.} \cdot Q_{омах}, \quad (6.18)$$

де:

$V_{пит.}=8,5$ л/кВт питомий об'єм води в системі опалення з конвекторами;

$Q_{омах}$ - максимальна розрахункова витрата теплоти на опалення, Вт;

Об'ємна витрата мережної води на підживлення системи опалення:

$$V_{с.о.} = V_{пит.} \cdot Q_{омах} = 8,5 \cdot 472 = 4012 \text{ л}, \quad (6.19)$$

Об'ємна витрата мережної води на підживлення системи опалення:

$$G_{под} = 0,2 \cdot V_{с.о.} = 0,2 \cdot 4012 = 0,8 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (6.20)$$

Приймаємо лічильник гарячої води SENSUS AN 130 Qp 1,5 DN20 (Ду 20), крильчастий багатоструменевий з імпульсним виходом.

Короткі технічні характеристики SENSUS AN 130

Назва характеристики			Нормовані значення				
Номінальна витрата	qp	м ³ /год	1,5	2,5	3,5	6	10
Номінальний діаметр	DN	мм	15 і 20	20	25	25 і 32	40
Максимальна витрата	qs	м ³ /год	3	5	7	12	20
Мінімальна витрата	qi	м ³ /год	0,015	0,25	0,035	0,06	0,1
			0,03	0,05	0,07	0,12	0,2
			0,06	0,1	0,14	0,24	0,4
Втрата тиску за qp		кПа	11	18	20	25	25
Максимальний робочий надлишковий тиск (різбове з'єднання)		МПа	1,6				
Максимальний робочий надлишковий тиск (фланцеве з'єднання)		МПа	2,5				
Границі допустимої відносної похибки для класу точності 2		%	± (2+0,02*qp/q) але в границях ± 5				
Границі допустимої відносної похибки для класу точності 3		%	± (3+0,05*qp/q) але в границях ± 5				
Місткість показувального пристрою		м ³	99999,999				
Найменша ціна поділки показника пристрою		м ³	0,001				
Максимальна температура води		°C	150				
Ціна імпульсу вихідного сигналу			1; 10; 100				

РОЗДІЛ 7. ТЕХНОЛОГІЧНА АВТОМАТИКА У СХЕМАХ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ, ЇЇ ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ

7.1. Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії та її алгоритм роботи у схемі опалення

З метою забезпечення економічної роботи системи опалення, проектом передбачено встановлення системи автоматичного (погодного) регулювання. Система включає у себе наступні основні елементи:

- Контролер двохконтурний (з можливістю надання сигналу з контура для опалення та вентиляції) ECL Comfort 210 (Danfoss).
- Датчик температури зовнішнього повітря ESMT (Danfoss).
- Датчик температури води ESMU-100 (Danfoss).
- Регулятор перепаду тиску AFP/VFG 2 (Danfoss).
- Регулятор температури: клапан VB2 та електропривід AMV20 (Danfoss).

Принцип роботи автоматичного регулювання витрати теплоносія ґрунтується на положенні регулюючого елемента клапану у залежності від зміни температури теплоносія у подавальному трубопроводі системи опалення.

В опцію контролера програмується температурний опалювальний графік для подавального трубопроводу системи опалення. Датчик температури зовнішнього повітря (встановлюється на північній стороні будівлі ІТП) та датчик температури теплоносія у подавальному трубопроводі схеми опалення “надають” інформацію у контролер про поточні значення температур, які вони виміряють. У випадку відхилення, у сторону зниження чи підвищення, поточного значення температури теплоносія у подавальному трубопроводі від значення температури у температурному опалювальному графіку (для даного значення температури зовнішнього повітря), контролер посилає управляючий сигнал на відкриття чи закриття регулюючого клапана регулятора температури. Регулюючий клапан відкривається чи закривається до того моменту, коли поточне значення температури у подавальному трубопроводі не досягне значення температури згідно з температурним опалювальним графіком. Таким чином, вищезгадана система працює по алгоритму пропорційно - інтегрального регулювання (ПІ-регулювання).

Регулятор перепаду тиску виконаний на базі регулятора прямої дії з настройкою, яку можливо регулювати. Регулятор складається з клапану, приводу з регулювальною діафрагмою, налагоджувальної пружини та двох імпульсних трубок.

Функціональне призначення регулятора перепаду тиску - це постійне підтримання різниці значень тиску, між тиском до регулюючого клапану температури та значенням тиску після нього. Підтримання постійного перепаду тиску забезпечує комфортний гідравлічний режим для регулюючого клапану

					00MP1440П ТЕЕТ 003.007ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					54	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						
						54		

температури у моменти його спрацювання та розвантажує електропривід регулятора температури.

Крім цього, підключення імпульсних трубок регулятора перепаду тиску по схемі “до та після” регулятора температури дозволяє лімітувати витрату мережної води у системі опалення шляхом проведення наступних заходів та операцій (у період налагоджувальних робіт)

Електропривід AMV 20 (Danfoss) крім стандартних функцій, таких як автоматичне, ручне керування та індикація положення, має кінцеві вимикачі, які припиняють його роботу при досягненні штоком крайніх положень.

7.2. Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії у схемі ГВП та алгоритм її роботи

З метою забезпечення економічної роботи системи ГВП, проектом передбачено встановлення системи автоматичного регулювання. Система включає у себе наступні основні елементи, а саме:

- Контролер одноконтурний (для ГВП) ECL Comfort 210 (Danfoss).
- Датчик температури води ESMU-100 (Danfoss).
- Регулятор перепаду тиску AVP (Danfoss).
- Регулятор температури: клапан VB2 та електропривід AMV 30 (Danfoss).

Принцип роботи автоматичного регулювання витрати теплоносія ґрунтується на положенні регулюючого елемента клапану у залежності від зміни температури гарячої води після 2-ої ступені ВП ГВП.

В опцію контролера програмується температура гарячої води після 2-ої ступені ВП ГВП. Датчик температури гарячої води, у подавальному трубопроводі схеми ГВП, “надає” інформацію у контролер про поточні значення температури, яку він виміряє. У випадку відхилення, у сторону зниження чи підвищення, поточного значення температури гарячої води, контролер посилає управляючий сигнал на відкриття чи закриття регулюючого клапана регулятора температури. Регулюючий клапан відкривається чи закривається до того моменту, коли поточне значення температури гарячої води не досягне значення температури, яка запрограмована в опцію контролера. Таким чином, вищезгадана система працює по алгоритму пропорційно - інтегрального регулювання (ПІ-регулювання).

Регулятор перепаду тиску виконаний на базі регулятора прямої дії з настройкою, яку можливо регулювати. Регулятор складається з клапану, приводу з регулювальною діафрагмою, налагоджувальної пружини та двох імпульсних трубок.

Функціональне призначення регулятора перепаду тиску – це постійне підтримання різниці значень тиску, між тиском до регулюючого клапана температури та значенням тиску після нього. Підтримання перепаду тиску забезпечує комфортний гідравлічний режим для регулюючого клапана температури під час його спрацювання та розвантажує електропривід регулятора температури.

Крім цього, підключення імпульсних трубок регулятора перепаду тиску по схемі “до та після” регулятора температури дозволяє лімітувати, у випадку необхідності, витрату мережної води у системі ГВП шляхом проведення необхідних заходів та операцій (у період налагоджувальних робіт).

Застосування такого методу лімітування витрат мережної води дозволяє не встановлювати лімітну дросельну діафрагму. Більш того, її встановлення не бажане при наявності регулятора перепаду тиску, так як наявність лімітної дросельної діафрагми може призвести до явища “кавітації” у клапанах регулятора перепаду тиску та температури. Витрата мережної води у системі ГВП при застосуванні лімітування за допомогою регулятора перепаду тиску буде відповідати розрахунковим значенням і у випадках помітних коливань перепаду тиску у мережних трубопроводах, чого не забезпечує встановлення дросельної діафрагми.

Електропривід AMV 30 (Danfoss) крім стандартних функцій таких, як автоматичне, ручне керування та індикація положення, має кінцеві вимикачі, які припиняють його роботу при досягненні штоком крайніх положень. Крім цього, за допомогою пружини “повернення”, яка вмонтована в електропривід, забезпечена функція повного закриття клапана регулятора температури у випадку зникнення електричного живлення привода регулятора температури, що попереджує перегрів гарячої води у ВП та, як наслідок, порушення його герметичності.

7.3. Функціональне призначення елементів системи автоматичного включення та відключення циркуляційного насосу у схемі ГВП та алгоритм її роботи

З метою забезпечення підвищення економічності роботи контуру циркуляції схеми ГВП, проєктом передбачено автоматичне включення та відключення циркуляційного насосу. Система включає у себе наступні основні елементи:

- Насос циркуляційний - 2 одиниці.
- Реле температури - 2 одиниці.

При досягненні значення температури води у циркуляційному трубопроводі схеми ГВП 46°C, перше реле температури надсилає “сигнал” до працюючого електроприводу циркуляційного насосу на його виключення.

Після зниження температури води у циркуляційному трубопроводі схеми ГВП до 40°C, друге реле температури надсилає “сигнал” до відключеного електроприводу циркуляційного насосу на його включення.

7.4. Функціональне призначення елементів системи автоматичного захисту насосного обладнання в ІТП (у схемі опалення та ГВП) та алгоритм її роботи

З метою забезпечення захисту насосного обладнання в ІТП від роботи їх у режимі відсутності достатнього тиску води у всмоктувальних трубопроводах насосів (режим “сухого” ходу), що може призвести до руйнування робочих елементів насосів, проєктом передбачено зупинка працюючих насосів (з заборонаю на включення резерву) при виникненні режиму “сухого” ходу. Система включає у себе наступні основні елементи:

- циркуляційні насоси ГВП - 2 одиниці, насоси підживлення системи ЦО - 2 одиниці.
- реле тиску “сухого” ходу (5 шт.).

При зменшенні значення тиску у трубопроводі всмоктування працюючого насоса нижче встановленого значення ($H=2,0$ м вод. ст.), реле тиску надає “сигнал” на зупинення працюючого насоса (з заборонаю на включення резервного насоса).

7.5. Функціональне призначення системи автоматичного щодобового переведення насосів з режиму “робота” на режим “резерв” та з режиму “резерв” на режим “робота”

З метою забезпечення рівномірного робочого ресурсу насосного обладнання в ІТП проектом передбачена для кожної із груп насосів функція зупинки (через кожні 12 годин) працюючих насосів та включення у роботу резервних насосів.

7.6. Функціональне призначення елементів системи захисту насосного обладнання, поверхонь нагріву ВП та регуляторів від забруднення та алгоритм роботи цієї системи

З метою забезпечення захисту робочих органів насосного обладнання, поверхонь нагріву ВП та робочих органів регуляторів від забруднення, проектом передбачено встановлення фільтруючих вузлів “грязьовик - фільтр” на подавальному трубопроводі мережної води на вводі у ІТП, на зворотному трубопроводі системи опалення, на вводі холодної води (перед насосами підвищення тиску) та на циркуляційному трубопроводі схеми ГВП. Система включає у себе наступні основні елементи:

- Фільтруючі вузли “грязьовик - фільтр” .
- Прилади контролю (термоманометр-манометр) для вимірів тиску до та після фільтруючих вузлів.

При проходженні води через фільтруючий вузол крупні частинки бруду залишаються у грязьовику, а частинки бруду з незначними розмірами затримуються на сітці фільтру. Очищення фільтруючих поверхонь елементів фільтруючого вузла проводиться при досягненні різниці тиску до та після фільтруючого вузла (у період експлуатації) вище $2,0$ м вод. ст..

Наявність грязьовика перед фільтром попереджує необхідність частого очищення сітки фільтра і, як наслідок, частоті зупинки системи теплозабезпечення.

7.7. Функціональне призначення елементів системи підживлення незалежної схеми опалення та алгоритм її роботи

Повна технологічна схема системи підживлення включає в себе наступні елементи:

- насоси підживлення (2 шт.);
- реле тиску (2 шт.);
- регулятор перепаду тиску «після себе»;
- мембранний бак;
- фільтр;
- відсічна арматура;
- дросельна діафрагма (шайба);
- трубопроводи;
- електричні комунікації.

Зниження тиску у зворотному трубопроводі незалежної системи опалення нижче контрольного значення, яке виставлене на установочній шкалі реле тиску, приведе до замикання електроконтактів реле і включення насосів підживлення. Теплоносій із баку-акумулятора подається у зворотний трубопровід незалежної системи опалення та вентиляції, що призведуть до підвищення значення тиску у трубопроводі до величини, яка встановлена на шкалі диференціалу реле тиску. Електроконтакти реле тиску розімкнуться і електромагнітний клапан закриється. Надходження мережного теплоносія з подавального трубопроводу у зворотний трубопровід незалежної системи опалення.

Для зменшення частоти спрацювання клапанів проектом передбачено приєднання до зворотного трубопроводу незалежної системи опалення компенсатора об'єму - закритого мембранного баку. Порожнина баку над мембраною попередньо заповнена інертним газом з надлишковим тиском $1,5 \text{ кгс/см}^2$. При підключенні баку до зворотного трубопроводу теплоносій частково заповнює порожнину баку під мембраною, мембрана вигинається вгору, зменшуючи об'єм порожнини з інертним газом, а значення тиску цього газу збільшується до величини тиску у зворотному трубопроводі незалежної системи опалення.

Відсічна арматура відкривається тільки при заповненні незалежної системи.

РОЗДІЛ 8. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ГВП З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Органічні види палива (нафта, газ та вугілля) на жаль є вичерпними, то для людства залишиться найбільшим перспективним джерелом енергії Сонце, що прослужить цивілізації, щонайменше, 3-4 млрд. років, за підрахунками вчених.

Річна кількість енергії, що надходить від Сонця, майже в 15 тисяч разів перевищує кількість енергії, що витрачається населенням Землі для забезпечення всіх потреб.

На даний час для цілей теплопостачання величезними темпами витрачаються органічні види палива, не дивлячись на те, що в сучасному світі їх використання пов'язане з багатьма проблемами: постійний ріст цін, залежність від поставань, високі експлуатаційні витрати на устаткування, забруднення навколишнього середовища і т.інш.

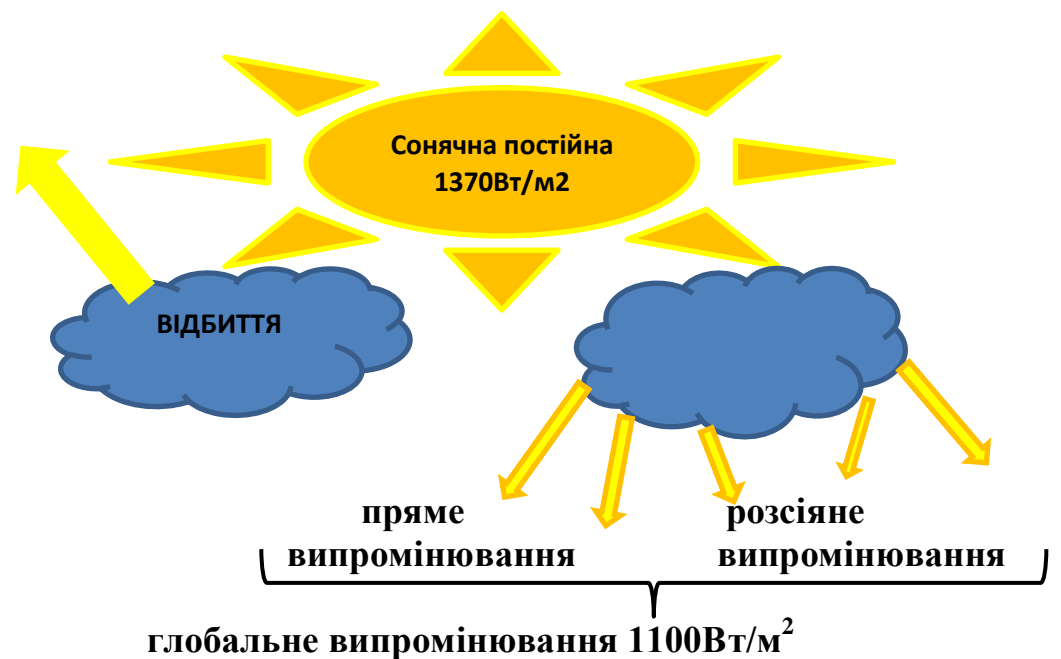


Рис. 8.1 - Сонячне випромінювання на Землі

Глобальне випромінювання на території України складається на 40-60% з розсіяного світла. Для того щоб ефективно перетворювати розсіяне випромінювання у теплове, необхідно використовувати сонячні колектори з високоселективним покриттям поглинаючої панелі.

					00MP144OP.TEET.003.007ПЗ
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології
Перевір.		Павелко В.І.			
Реценз.		Пушанко М.М.			Літ. Арк. Акрушів
Керівник		Павелко В.І.			59 138
Затверд.		Петренко В.П.			НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М
					59

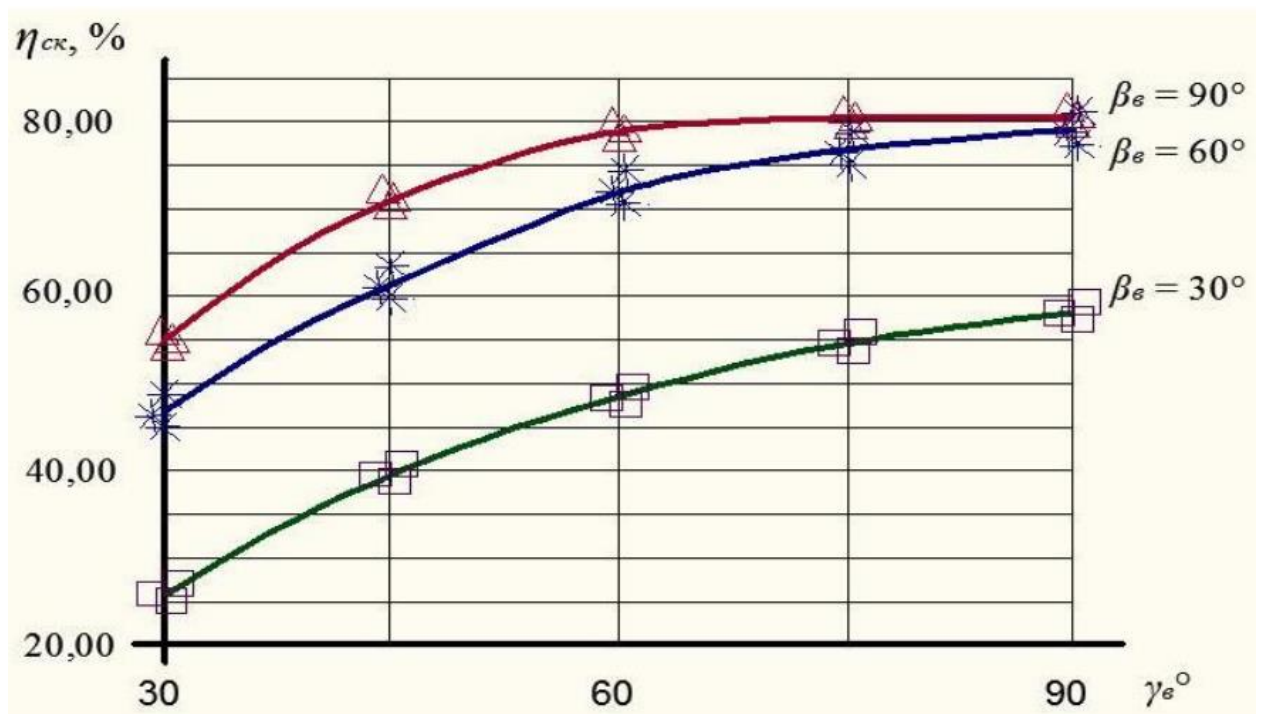


Рис. 8.2. Ефективність плоского сонячного колектора $\eta_{ск}$ в залежності від кутів падіння теплового потоку γ_v і β_v за інтенсивності випромінювання

Сонячні установки, призначені для перетворення сонячної енергії в іншу форму енергії з її трансформацією для подальшого використання, називаються сонячними колекторами. Зазвичай вони являють собою прості плоскі панелі і використовуються в основному для опалення приміщень та нагрівання води для різних потреб. Поглинаючими елементами в них служать металеві і неметалеві трубки, панелі, лабіринти, багат шарові екрани. Теплоносій проходить через поглинач завдяки природній конвекції або під примусовим впливом.

Одним з різновидів сонячних установок є геліосистеми, які пріоритетно використовують для нагрівання води на гаряче водопостачання. Їх функціонально поділяють на: сезонні, які застосовуються тільки при плюсових температурах зовнішнього повітря та ті, що можна використовувати цілий рік.

Основним елементом геліосистем є сонячний колектор (геліоколектор). Саме в поглинаючій панелі геліоколектора під впливом сонячного випромінювання (інфрачервоної складової) відбувається перетворення сонячної енергії в теплову. Панель розігрівається, а циркулюючий по її каналам теплоносій - відбирає отриману теплоту.

Прозора ізоляція (скло) і теплоізоляційний шар зменшують втрати теплової енергії. У двоконтурних системах у колекторі теплоносій надходить у внутрішній (чи зовнішній) теплообмінник бака-акумулятора, де передає отриману теплову енергію воді. Потім охолоджений теплоносій повертається в колектор і знову нагрівається (замкнутий цикл).

Теплоносій постійно циркулює між колекторами та баком до тих пір, доки не буде отримано достатньо сонячної енергії, щоб нагрівати воду до заданої температури.

Від ефективності сонячного колектора в значній мірі залежить ефективність роботи всієї системи в цілому. Чим більше сонячної енергії поглине

геліоколектор, і чим менше він її втратить, тим ефективніше буде працювати система.



Рис. 8.3. Втрати теплової енергії у плоскому сонячному колекторі

ККД сонячного колектора нестабільний і може визначатися тільки для конкретних умов експлуатації в окремий момент часу. Чим нижче температура, до якої потрібно нагріти теплоносії, тим вище ККД геліоколектора.

При застосуванні більш ефективного поглинаючого покриття (високоселективного), у хмарну погоду, різниця в ефективності сонячних колекторів може досягати 45%.

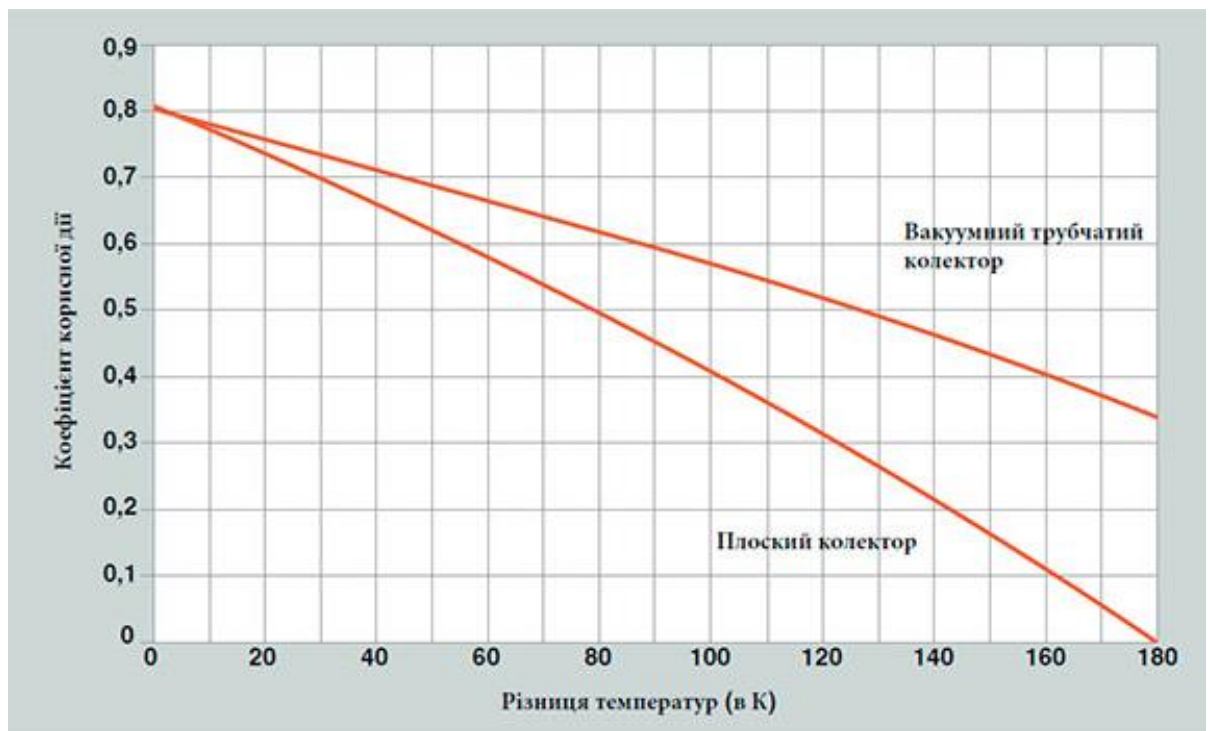


Рис. 8.4. Графіки ККД геліоколекторів з високоселективним покриттям

В зв'язку з інтенсивним розвитком технологій сонячної енергетики, у Світі з'явилося безліч конструктивних рішень і варіантів геліосистем, що класифікуються за різними критеріями.

Потрібно пам'ятати, що теплова енергія, яку можуть виробити у визначений день геліосистеми - обмежена, і залежить від багатьох факторів: конфігурації системи та її конструктивних особливостей, ступінь ясності дня, температура холодної води, об'єм бака, температура навколишнього повітря і таке інше.

Геліосистеми поділяються по типу застосованих сонячних колекторів: вакуумні трубчасті колектори, плоскі колектори, гібридні колектори, які поєднують в собі функціонал плоского геліоколектора та фотоелектричної панелі.

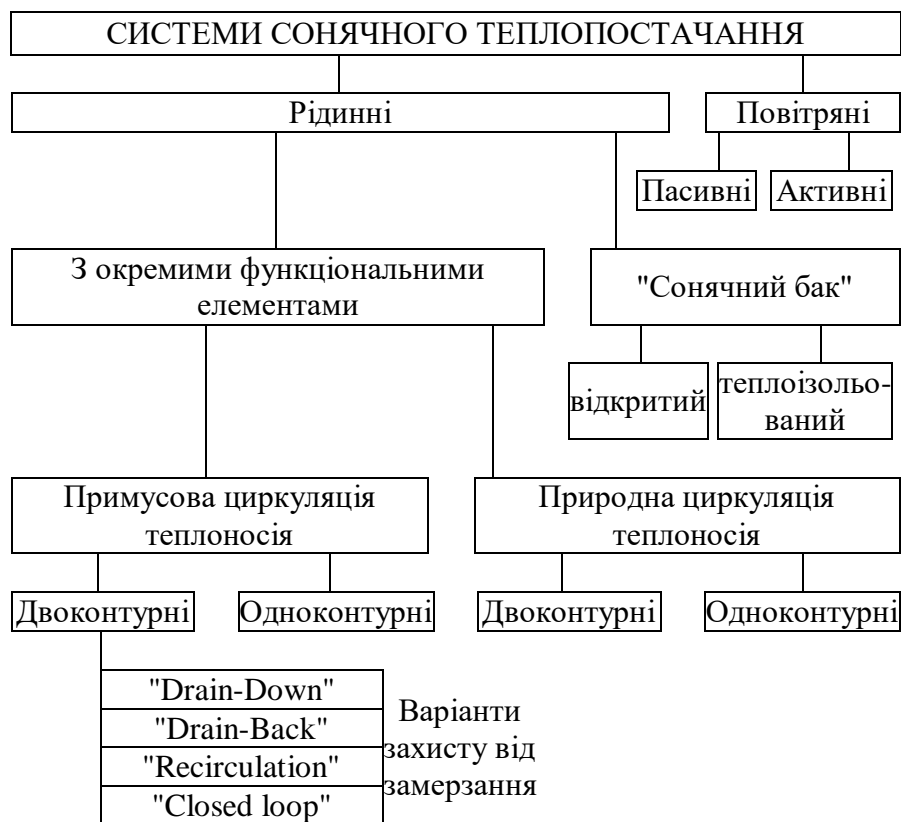


Рис. 8.5. Класифікація геліосистем за принципом конструювання

Через свою універсальність, ефективність, гнучкість і зручність, найбільше поширення отримали рідинні геліосистеми з акумулятором теплової енергії (бак з водою чи спеціальною рідиною, басейн, ґрунт), у яких є окремі елементи з чітко визначеними функціями:

- сонячний колектор – перетворення і поглинання сонячної енергії;
- акумулятор теплової енергії – поглинання і збереження теплової енергії;
- з'єднувальний трубопровід – доставка теплоносія з мінімальними втратами теплової енергії в акумулятор.

Геліосистеми можуть бути одноконтурні та двоконтурні (може бути і більше контурів), з природною або з примусовою циркуляцією теплоносія (вода чи спеціальна незамерзаюча рідина (гелій)).

В одноконтурних системах у сонячні колектори надходить холодна вода, яка нагрівається і надходить в бак-акумулятор споживача, а далі використовується в системі гарячого водопостачання.

В двоконтурних системах у контурі сонячних колекторів знаходиться спеціальний теплоносій (незамерзаюча нетоксична рідина з антикорозійними та антиспінюючими присадками або хімічно очищена вода), при цьому теплова енергія від теплоносія передається холодній воді за допомогою теплообмінника (спіральна труба в баці – «змійовик», зовнішній теплообмінник чи апарат «бак у баці»).

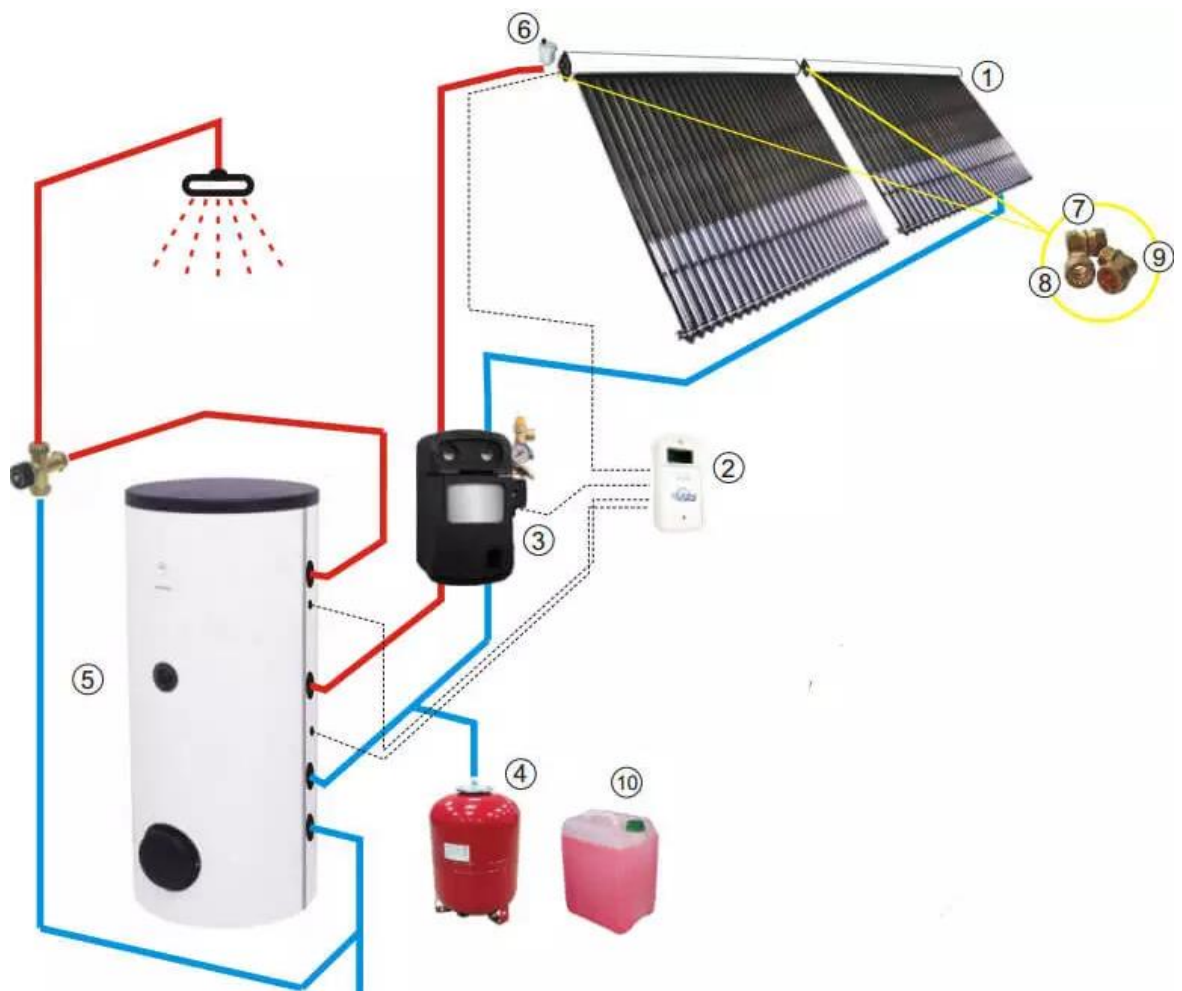
Двоконтурні системи можуть довгостроково, ефективно і надійно працювати в межах Києва, оскільки вода має високу жорсткість, а також можливі морози до -20°C .

Системи з природною (термосифонна) і примусовою циркуляцією теплоносія.

Принцип роботи систем з природною циркуляцією теплоносія (термосифонні системи) такий: розігрітий теплоносій (має більш низьку густину) спрямовується у верхню частину колектора, в результаті чого виникає різниця гідростатичних тисків; якщо колектор підключити до бака, що знаходиться вище нього, то виникає природня циркуляція теплоносія, швидкість якої залежить від конструкції колектора, інтенсивності сонячного випромінювання і швидкості охолодження теплоносія в теплообміннику.

У системах з примусовою циркуляцією у контурі колекторного кола встановлюється малопотужний циркуляційний насос, який здійснює циркуляцію теплоносія. Його роботою керує спеціальний контролер. Потужність насоса порівняно з тепловою енергією, що виробляється системою.

Геліосистеми з природною і примусовою циркуляцією теплоносія сьогодні є поширеним. Ключовими факторами при виборі системи є температура повітря навколишнього середовища у найхолодніший період року і загальна кількість ясних сонячних днів. На всій території України рекомендується використовувати геліосистеми з примусовою циркуляцією теплоносія, тому що досить велика кількість хмарних днів приводить до значного зниження ефективності термосифонних систем (~на 30%), а низькі температури повітря в зимовий період року, змушують впроваджувати заходи по захисту від замерзання. Незначні додаткові витрати в системах з примусовою циркуляцією швидко окупаються ефективністю і безпекою.



1 – вакуумний колектор; 2 - контролер (блок керування); 3 - циркуляційний насос; 4 - мембранний бак; 5 - бак-акумулятор (бак-бойлер); 6 - відведення повітря; 7,8,9 - з'єднувачі латунні.

Рис. 8.6. Система з примусовою циркуляцією теплоносія

При оцінці всіх переваг і недоліків гелієвих систем вибір зроблено в сторону двоконтурної системи з примусовою циркуляцією теплоносія.

Геліосистеми можна використовувати практично для будь-яких цілей, де необхідна низькопотенційна теплова енергія. Варіанти геліосистем, що одержали найбільше поширення, представлені на рис. 8.7.

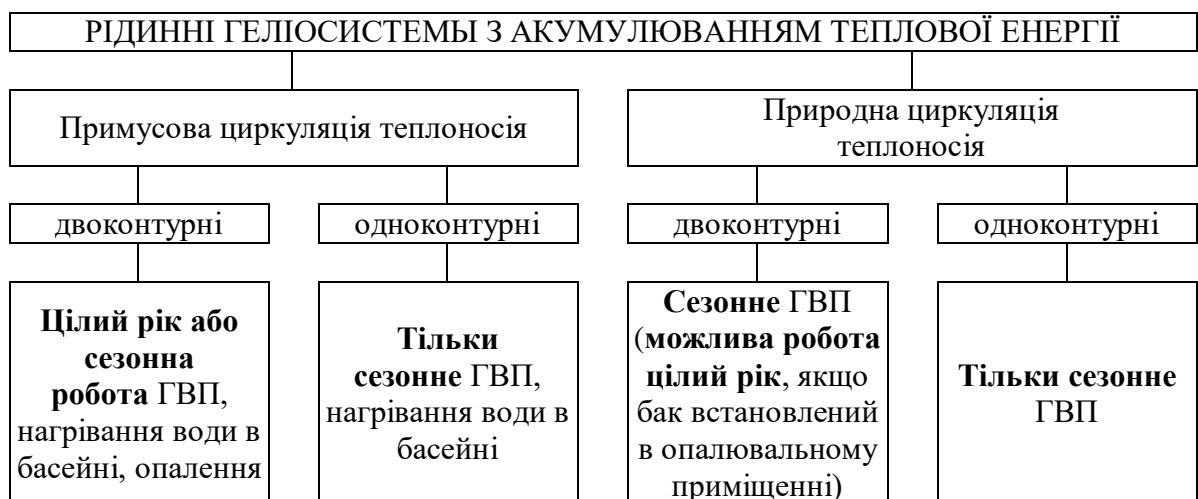


Рис. 8.7. Класифікація геліосистем за призначенням

Геліосистеми, що призначені для одночасного виконання декількох функцій (ГВП і опалення, ГВП і нагрівання води в басейні і т.д.), називаються комбінованими (багатофункціональними).

Найбільш ефективними в холодну пору року є трубчасті вакуумні сонячні колектори, в яких завдяки глибокому вакууму в скляних трубках, з яких вони складаються, тепловтрати всередині сонячного колектора мінімальні. Через це вони ефективні навіть при температурі зовнішнього повітря мінус 20 градусів.

Використовуючи енергію сонця, геліосистеми дозволяють заощаджувати до 75% витрати традиційного палива, яке необхідно для приготування гарячої води, і до 50% необхідного для цілей опалення.

Системи сонячного теплопостачання вважаються надійними і довговічними, за умови використання ефективного і якісного устаткування. Будь-яка помилка може призвести до того, що система не буде виробляти бажану кількість теплової енергії або взагалі швидко вийде з ладу.

В нашому проекті розрахована геліосистема, яка буде працювати з березня по жовтень на потреби гарячого водопостачання багатоповерхового житлового будинку, а в інший період року працювати на попередній нагрів водопровідної води, яка далі буде нагріватися і використовуватися на послуги гарячого водопостачання. Вона складається з:

- основне обладнання (сонячний колектор), яке розташоване на даху та бак-накопичувач (непрямого нагріву) з теплообмінником, які встановлюються в приміщенні.

- допоміжне обладнання: циркуляційна насосна група ГВП, керуючі елементи (контролер), клапан запобіжний від вскипіння води, автоматичний обезповітрявач, розширювальний бак теплоносія (1/10 від загального об'єму теплоносія) і т. інш.

Принципова схема роботи цієї геліосистеми подана у додатку 15.

8.1. Розрахунок площі трубчастих колекторів

Оптимальний кут нахилу колекторів в залежності від призначення системи (кут нахилу α – кут між горизонталлю і колектором) з орієнтацією на південь.

Правильна орієнтація сонячних колекторів (напрямок і кут нахилу) збільшує їх продуктивність. Земна атмосфера поглинає і відображає значну частину сонячної енергії, тому максимальна кількість сонячної енергії надходить опівдні, коли прямиий потік променів найменше затримується атмосферою. У північній півкулі оптимальним напрямком опівдні є географічний південь, тоді сонячні промені падають на колектор перпендикулярно.

Простий підрахунок показує, що колектор повинен бути нахилений до горизонту на величину географічної широти ± 10 градусів.

Так, для Києва ($50^\circ 25'$ північної широти) кут нахилу може бути від 40 до 60 градусів. Для максимальної продуктивності колекторів їх потрібно орієнтувати на географічний південь (допускається відхилення на 20 градусів на схід чи захід без збільшення площі поверхні колекторів).

Найбільш ефективним є "слідкуючий" колектор, який повертається за сонцем та «збирає» на 20% сонячної енергії більше, ніж орієнтований строго на південь.

Це збільшення продуктивності колектора не окупає витрат на спорудження системи відстеження положення сонця і повороту колектора. Більш фінансово ефективним є збільшення площі колектора на 20%.

Кут нахилу, згідно рекомендацій виробників колекторів, буде оптимальним для:

- приготування гарячої води – від 30 до 45 градусів;
- приготування гарячої води та теплоносія для опалення приміщень - від 45 до 53 градусів;
- приготування гарячої води та нагрів води для потреб басейну від 30 до 45 градусів;
- приготування гарячої води, теплоносія для опалення приміщень та нагрів води для потреб басейну від 45 до 53 градусів.

Для нашого випадку колектори встановлюємо під кутом

$$\alpha = \delta - 12,5^\circ, \quad (8.1)$$

$$\alpha = 51 - 12,5 = 38,5^\circ$$

Потрібно враховувати, що дах розраховано тільки на вітрове та сніжне навантаження, але з запасом, тому він спроможний витримати додаткове навантаження від сонячних колекторів.

Кліматологічні дані місцевості є основним фактором, який впливає на роботу сонячних панелей. Нормативні кліматологічні дані для міста Києва наведено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1

Кліматологічні дані місцевості (для міста Києва), згідно ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. БУДІВЕЛЬНА КЛІМАТОЛОГІЯ»

Місяць	Середньодобова температура повітря по місяцям, °С	Середньомісячний приток сонячної інсоляції на горизонтальну поверхню, кВт*год	Середньомісячний коефіцієнт відбиття, %	Середньомісячне співвідношення розсіяної радіації до прямої радіації, %
січень	-4,7	1,07	0,7	0,7
лютий	-3,6	1,83	0,6	0,6
березень	1,0	2,83	0,5	0,5
квітень	9,0	3,81	0,4	0,4
травень	15,2	5,04	0,3	0,35
червень	18,3	5,34	0,2	0,3
липень	19,8	5,31	0,2	0,3
серпень	19,0	4,6	0,2	0,35
вересень	13,9	3,03	0,35	0,45
жовтень	8,1	1,92	0,5	0,65
листопад	1,9	1,07	0,65	0,7
грудень	-2,5	0,86	0,65	0,7
Середнє значення	7,95	3,06	0,44	0,5

Прийнято рішення встановлювати плоскі високоселективні колектори фірми АТМОСФЕРА типу СПК-F4М, за рекомендацію торгового представника в Україні, як такі, що позитивно зарекомендували себе для приготування гарячої води в подібних до Києва широтах. Слід зазначити, що установки такої

потужності в Україні ще не проектувались і не встановлювались, в зв'язку з низькими тарифами на теплову та електричну енергію, а також відсутності інвестора на строк окупності більше ніж 3-4 роки.

Експлуатаційні характеристики високоселективних колекторів фірми АТМОСФЕРА типу СПК-F4М наведені в таблиці 8.2, та отримані в лабораторних умовах за потужності сонячної інсоляції 1000 Вт/м² (Потужність колекторів підтверджено сертифікатом Solartechник SPF от швейцарського інститута сонячних технологій Solartechник SPF, сертифікат № С 1633 (<http://www.solarenergy.ch>))

Таблиця 8.2

Експлуатаційні характеристики високоселективних колекторів фірми АТМОСФЕРА типу СПК-F4М

Найменування	АТМОСФЕРА СПК-F4М
Тип колектора	плоский високоселективний
η_0 (оптичний ККД)	0,849
α_1 (температурний коефіцієнт)	3,377
α_2 (температурний коефіцієнт)	0,016
Апертурна площа	1,87 м ²
Пікова потужність (в лабораторних умовах за потужності сонячної інсоляції 1000 Вт/м ²)	1 588 Вт

Кількість енергії, необхідної для ГВП на добу, враховуючи що фактичний водорозбір з розрахунку 25 л води в день на людину, кДж / міс:

$$Q_{\text{доба}}^p = n \cdot b \cdot c \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (8.3)$$

- де n – кількість користувачів;
- b – водорозбір води в добу на людину;
- c – питома теплоємність;
- $t_{\text{вих}}$ – температура води на виході;
- $t_{\text{вх}}$ – температура води на вході.

$$Q_{\text{доб}}^p = 615 \cdot 25 \cdot 4,187 \cdot (50 - 15) = 2\,253\,129,38 \text{ кДж/доба}$$

переводимо з кДж/добу у кВт (1 кВт = 3600 кДж):

$$Q_{\text{доба}}^p = \frac{2\,253\,129,38}{3600} = 625,87 \text{ кВт},$$

Таблиця 8.3

Дані щодо середніх значеннях сонячного опромінення горизонтальної поверхні по місту Києву

Географічне положення		Середньодобове опромінення сонцем горизонтальної поверхні, Е, кВт/(м ² *день)											
Північна широта	Східна довгота	січень	лютий	березень	квітень	травень	червень	липень	серпень	верес	жовтень	листоп	груден
50,43	30,54	1,07	1,87	2,95	3,96	5,25	5,22	5,25	4,67	3,12	1,94	1,02	0,86
Середнє значення		3,10											

Для міста Києва середньодобова опрісненість сонцем горизонтальної поверхні складає:

$$E_{cp}=3,10 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{день})$$

Визначення місячного опромінення сонцем поверхні, що знаходиться під нахилом (середньомісячні денні потрапляння сонячної радіації на поверхню, що під нахилом відрізняються від показників на горизонтальну поверхню на коефіцієнт ρ):

$$E_n = \rho \cdot E, \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{доба}), \quad (8.4)$$

де ρ – коефіцієнт опромінення поверхні що під нахилом, дорівнює відношенню середньомісячної величини денного потрапляння радіації на поверхню під нахилом до середньомісячної величини денного потрапляння сонячної радіації на горизонтальну поверхню.

Таблиця 8.4

Середньомісячні значення коефіцієнта ρ опромінення похилої поверхні при південній орієнтації і різних кутах нахилу

Кут нахилу колектора до горизонту	Місяці											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Широта місцевості 40 градусів											
25	1,7	1,49	1,3	1,13	1,04	1	1,01	1,08	1,22	1,4	1,66	1,86
40	2,24	1,72	1,36	1,11	0,97	0,9	0,93	1,03	1,024	1,66	2,03	2,46
60	2,4	1,79	1,33	1,03	0,8	0,78	0,81	0,94	1,17	1,66	2,18	2,72
90	2,3	1,4	0,91	0	0	0	0	0	0,76	1,17	1,96	2,61
	Широта місцевості 45 градусів											
30	2,14	1,71	1,42	1,1	1,07	1,02	1,04	1,13	1,3	1,56	1,96	2,31
45	2,86	1,99	1,49	1,17	1	0,92	0,95	1,08	1,33	1,74	2,47	3,27
60	3,13	2,07	1,45	1,09	0,89	0,8	0,84	0,99	1,26	1,76	2,66	3,64
90	3,04	1,81	0,99	0,71	0	0	0	0	0,89	1,37	2,5	3,63
	Широта місцевості 50 градусів											
35	2,77	2,01	1,57	1,27	1,11	1,05	1,08	1,19	1,42	1,79	2,44	3,12
50	4,06	2,38	1,65	1,24	1,04	0,95	0,98	1,33	1,44	2	3,22	5,17
65	4,46	2,47	1,61	1,16	0,93	0,82	0,87	1,04	1,37	2,02	3,47	5,9
90	4,46	2,26	1,3	0,84	0	0	0	0,72	1,06	1,77	3,36	6,04
	Широта місцевості 55 градусів											
40	4	2,47	1,79	1,37	1,17	1,09	1,12	1,26	1,56	2,11	3,27	4,91
55	3,37	2,99	1,87	1,34	1	0,99	1,03	1,21	1,59	2,38	4,81	5,85
70	9,29	3,11	1,83	1,26	0,98	0,87	0,91	1,11	1,51	2,41	5,2	6,4
90	9,52	2,95	1,57	1	0,73	0	0	0,84	1,26	2,2	5,17	6,45
	Широта місцевості 60 градусів											
45	7,53	3,23	2,08	1,49	1,25	1,15	1,19	1,36	1,76	2,59	5,03	14,42
60	8,85	4,11	2,18	1,46	1,16	1,04	1,09	1,3	1,8	2,96	13,71	17,29
75	9,57	4,28	2,13	1,38	1,05	1,92	0,97	1,12	1,7	3,01	15	18,99
90	9,64	4,16	1,92	1,16	0,85	0,74	0,77	1,01	1,52	2,85	15,26	19,39

Знаючи середньомісячні значення коефіцієнта опромінення ρ і відповідні середньомісячні значення опромінення горизонтальної площадки (таблиця 8.4), можна зробити розрахунок кількості середньомісячного надходження сонячної радіації на похилу поверхню у місті Києві для кута $38,5^\circ$. (таблиця 8.5.)

Таблиця 8.5

Середньомісячні щоденні надходження сонячної радіації на похилу поверхню в місті Києві

Календарний місяць	Широта місцевості 50 градусів (місто Київ)												Середнє місячне значення
	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень	
Кут нахилу колектора до горизонту $38,50$	3,07	2,09	1,58	1,26	1,09	1,032	1,06	1,22	1,42	1,83	2,62	3,59	1,83
Сонячна інсоляція горизонтальної поверхні	1,07	1,87	2,95	3,96	5,25	5,22	5,25	4,67	3,12	1,94	1,02	0,86	3,10
Сонячна інсоляція похилої поверхні	3,29	3,92	4,69	5,00	5,74	5,36	5,55	5,71	4,44	3,57	2,67	3,09	4,42

За кількістю плоских високоселективних колекторів на підставі таблиці 8.5 і їхніх технічних характеристик знаходимо середню кількість енергії, яку виробляє одна панель за добу:

$$Q_{\text{необ}} = E_{\text{н}} \cdot f_{\text{тр}} \cdot \eta, \quad (8.5)$$

де $E_{\text{н}}$ - середнє значення сонячної радіації, яка падає на похилу площадку, кДж/ ($\text{м}^2 \cdot \text{доба}$);

$f_{\text{тр}}$ - площа апертури 1 високоселективного колектора, м^2 ;

η - оптичний ККД сонячного колектору.

З огляду на те, що для сонячного високоселективного колектору марки ATMOSFERA СПК-F4М площа апертури складає $f_{\text{тр}} = 1,87 \text{ м}^2$ та оптичний ККД сонячного колектору $\eta = 0,849$ згідно паспортних даних (таблиця 8.2) одержуємо $Q_{\text{необ}}$ помісячно (таблиця 8.6).

Таблиця 8.6

Середня кількість енергії помісячно, яку виробляє одна панель за добу

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень	Середнє добове
$Q_{\text{необ}}$, кВт/доба	5,22	6,22	7,44	7,94	9,12	8,51	8,81	9,07	7,06	5,66	4,25	4,91	7,02

«Найгірший» місяць в міжопалювальний період для міста Києва – вересень (установка повністю задовольнить послугою ГВП мешканців будинку з березня по 15 жовтня). Розраховуємо для вересня місяця кількість панелей марки

ATMOSFERA СПК-F4М, необхідних для вироблення потрібної енергії для забезпечення мешканців послугою ГВП в повному обсязі.

Кількість сонячних панелей:

$$K = \frac{Q_{\text{доба}}^p}{E_n}, \text{ панелей,} \quad (8.6)$$

$$K = 625,87 / 7,06 = 89 \text{ панелей}$$

Приймаємо 90 панелей марки ATMOSFERA СПК-F4М, які згідно рекомендацій заводу-виробника можливо встановити на даху багатоповерхівки, та які з березня по 15 жовтня в повній мірі забезпечать послугою ГВС мешканців багатоповерхівки.

8.2. Вибір циркуляційних насосів

Оскільки баки-акумулятори геліосистеми розташовані у підвалі будинку, тобто відсутня природна циркуляція, необхідно забезпечити циркуляцію теплоносія (гелію) в нагрівальному контурі геліосистеми. За допомогою програмного забезпечення виробника панелей підраховано та обрано циркуляційний насос Wilo TOP-STG 50/15 (Додаток 16), який враховує компенсацію максимальної сумарної втрати тиску в системі (в контурі циркуляції гелію: гідравлічний опір панелей, грязьовика, клапанів та регуляторів, трубопроводів, 10% запас).

Таблиця 8.7

Технічні характеристики насосу Wilo TOP-STG 50/15 (3 230 В, PN 6/10)

№ п/п	Найменування	Розмірність	Величина
1	Тип насосу	Насос з мокрим ротором з фланцевим приєднанням	
2	Номинальна потужність	кВт	1,1
3	Номинальна напруга		3-230В, 50 Гц
4	Номинальний тиск	бар	6/10 бар
5	Клас ел. захисту	-	IP X4D
6	Максимальна температура теплоносія	°С	110
7	Маса	кг	24,9
8	Приєднання до трубопроводу		DN50
9	Частота обертів N	об/хв	2800

По контуру ГВП задіяні насоси циркуляційної системи ГВП з системою автоматики та щитами керування традиційної схеми, тому додаткове обладнання не потрібне.

8.3. Вибір обладнання для очищення води

Для захисту устаткування теплового пункту від частинок, що потрапили в теплопроводи при монтажі, ремонтах та експлуатації, на подаючому і зворотному трубопроводах теплової мережі встановлюємо грязьовики.

Для забезпечення надійної і довговічної роботи обладнання теплового пункту перед насосами, водомірами, регулюючими вентилями встановлюємо сітчасті фільтри.

Протинакипна обробка води в системі гарячого водопостачання на вузлах водопровідного введення здійснюється в апаратах електромагнітної обробки води АМО-25.

8.4. Розрахунок бака-акумулятора

Ємність бака-акумулятора, з розрахунку 65 л (0,065 м³) води на один квадратний метр колектору:

$$V = 0,065 \cdot 255,6 = 16,614 \text{ м}^3$$

Висоту бака-акумулятора приймаємо не більше 2 метрів заввишки та не більше 1 метра діаметром, в зв'язку з тим, що цей бак (баки) буде встановлено на підвалі і їх потрібно заносити в двері, які вже там існують:

$$h = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d^2}, \text{ м}, \quad (8.7)$$

$$h = \frac{4 \cdot 16,614}{3,14 \cdot 1^2} = 21,2 \text{ м.}$$

Приймаємо до монтажу 10 баків діаметром 1,0 метр, висотою 2,1 метр, з рознесенням їх по різних секціях житлового будинку для зменшення питомого навантаження на 1 м² площі.

Товщина ізоляції, м:

$$\delta_{із} = \frac{\lambda_{із} \cdot (\alpha_2 - k)}{k \cdot \alpha_2}, \quad (8.8)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{Q}{F_{AK} \cdot (t_{вых} - t_{м})}, \quad (8.9)$$

де $Q = 0,05 Q_{доб}$ в кВтні.

Тоді:

$$Q = \frac{0,05 \cdot Q_0 \cdot F_{уст}}{24}, \text{ кВт}, \quad (8.10)$$

$$Q = \frac{0,05 \cdot 1,469 \cdot 255,6}{24} = 0,782 \text{ кВт.}$$

$$K = \frac{Q}{\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot d^2}{4} + \pi \cdot d \cdot h\right) \Delta t}, \text{ Вт/м}^2, \quad (8.11)$$

$$K = \frac{0,782 \cdot 1000}{\left(\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1}{4} + 3,14 \cdot 1 \cdot 2,1\right) \cdot 5 \cdot (45 - 9)} = 0,61 \text{ Вт/м}^2$$

α_2 приймаємо рівним $\alpha_2 = 10 \text{ Вт / м}^2$

$\lambda_{із}$ -теплопровідність ізоляції, Вт / (м К) .

Матеріал ізоляції - базальтові мати, тоді $\lambda_{із} = 0,06 \text{ Вт / (м К)}$.

$$\delta_{із} = \frac{0,035 \cdot (10 - 0,61)}{0,61 \cdot 10} = 0,055 \text{ м}$$

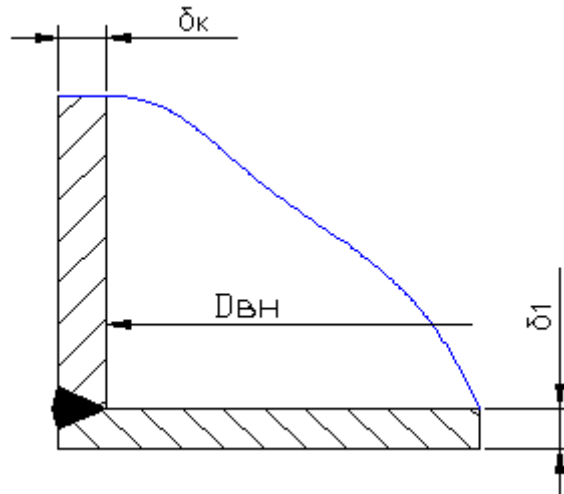


Рис.8.8 Конструкція днища бака-акумулятора.

8.5. Підключення геліоустановки для попереднього підігріву холодної води при роботі централізованої схеми приготування гарячої води

В опалювальний період (жовтень-березень) гаряче водопостачання буде здійснюватися за наступною схемою (рисунок 8.9). Холодна водопровідна вода попередньо підігрівається завдяки роботі сонячних колекторів. Нагрівається вода до певної температури, а далі змішується із зворотною водою з будинку (циркуляційною водою) та подається на пластинчастий теплообмінник ГВП.

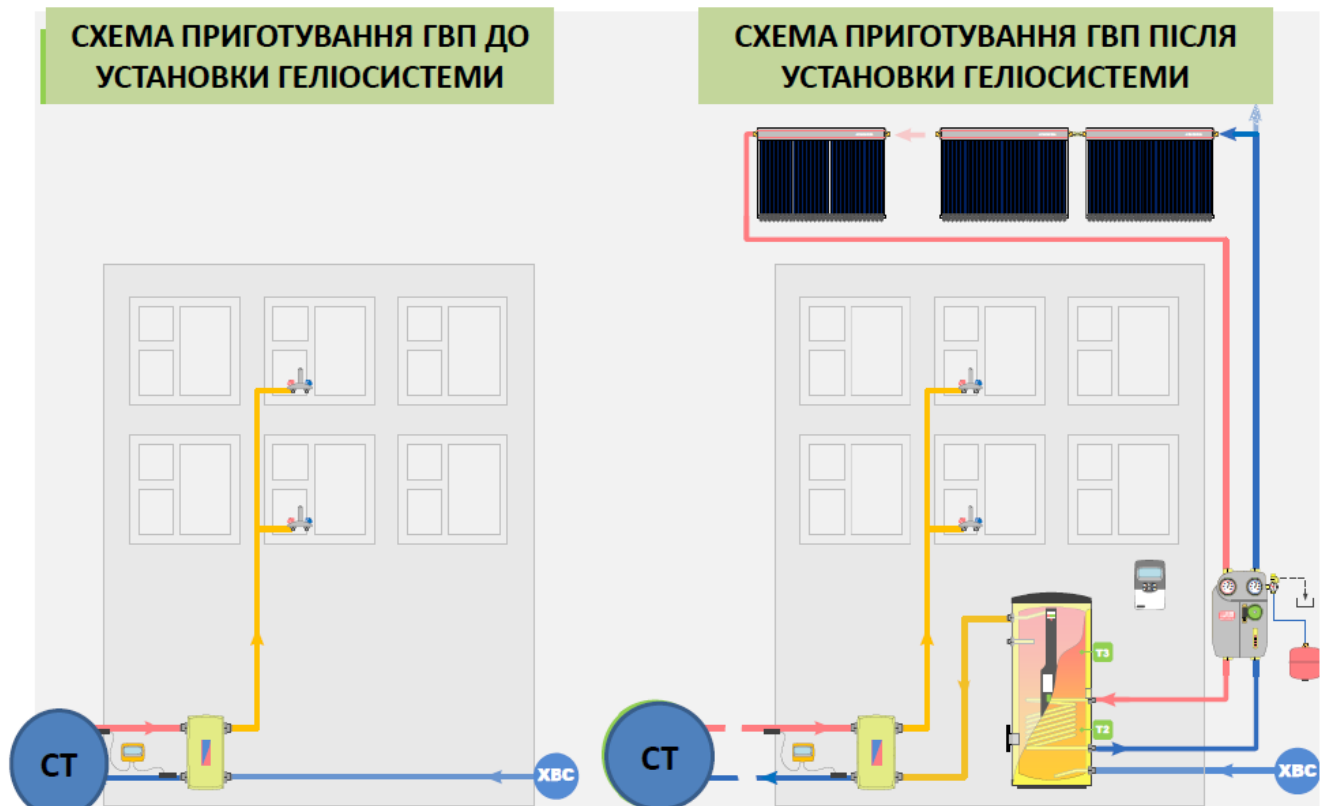


Рис.8.9 Схеми приготування ГВП до та після установки геліосистеми

Визначимо ефективність такого підключення геліоустановки до централізованої системи ГВП в найгірший місяць опалювального сезону. Згідно таблиці 8.5 таким місяцем є листопад ($E_n = 2,67 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{доба})$)

Враховуючи, що для листопада $Q_{\text{необ}} = 4,25 \text{ кВт/доба}$ однієї панелі, визначимо загальну кількість енергії отриманої від геліоустановки, кВт:

$$Q_k = Q_{\text{необ}} \cdot K, \quad (8.12)$$

$$Q_k = 4,25 \cdot 90 = 382,5 \text{ кВт/доба}$$

Визначимо Δt , яку можна отримати в сонячному колекторі в «найгірший» місяць (листопад), $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t = \frac{Q_k}{c_p \cdot m_{\text{ГВС}}^{\text{ср.л.}}}, \quad (8.13)$$

де $m_{\text{ГВС}}^{\text{ср.л.}}$ - середня витрата водопровідної води на систему ГВП в літній період, кг/с:

$$m_{\text{ГВС}}^{\text{ср.л.}} = \frac{Q_{\text{доба}}^p}{c_p \cdot (55 - 5)}, \text{ кг/с}, \quad (8.14)$$

$$m_{\text{ГВС}}^{\text{ср.л.}} = \frac{625,87}{4,19 \cdot (55 - 5)} = 2,987 \text{ кг/с},$$

$$\Delta t = 382,5 / (4,19 \cdot 2,987) = 30,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тоді замість $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ температура на вході в теплообмінник ГВП буде:

$$t_{\text{BX}}^{\text{TO}} = t_{\text{BX.л.}}^{\text{TO}} + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (8.15)$$

$$t_{\text{BX}}^{\text{TO}} = 5 + 30,6 = 35,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тепер воду треба гріти не на 50°C , а на $19,4^\circ\text{C}$. Таким чином, з теплової мережі буде братися менше енергії на нагрів води для системи ГВП. Визначимо яку кількість теплової енергії буде зекономлено, %:

$$\Xi = (50 - 19,4) \cdot 100 / 50 = 61,2\%$$

РОЗДІЛ 9 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Метою цього розділу дипломного проекту є визначення економічної ефективності та доцільності застосування геліоустановки для забезпечення гарячим водопостачанням мешканців житлового будинку.

Визначення ефективності розроблених в проєкті технічних рішень перевіriamo методом співставлення варіантів:

- 1) Традиційна система (існуюча) – схема централізованого теплопостачання житлового будинку шляхом спалювання газу на станції теплопостачання та централізованого нагріву питної води на гаряче водопостачання;
- 2) Застосування геліоустановки - автономне забезпечення гарячим водопостачанням житлового будинку з березня по 15 жовтня, з 15 жовтня по лютий місяць – попередній підігрів холодної води, яка для догрівання на пластинчастий теплообмінник ГВП.

Обидва варіанти забезпечують в повному обсязі потреби мешканців цього будинку в гарячому водопостачанні.

Для співставлення варіантів проведемо аналіз- порівняння вартості 1 м³ спожитої гарячої води, приготовленої централізовано в ЦТП та витрат на приготування гарячої води децентралізовано (за допомогою геліоустановки), враховуючи такі основні показники: капітальні вкладення, експлуатаційні та приведені витрати.

- 1) Традиційна система (існуюча)

Вартість споживання 1 м³ гарячої води, приготовленої централізовано за тарифами в місті Києві складає 97,89 грн/м³. За структурою цього тарифу, який затверджено Київською міською державною адміністрацією у місті Києві, 80,1% складає паливна складова (Додаток 16), тобто всі інші витрати не перевищують 22%. Цей тариф, затверджений КП «КІЇВТЕПЛОЕНЕРГО», не є економічно обґрунтованим і не дає можливості відновлювати та модернізувати теплове господарство міста. Цей тариф не враховує, що рівень споживання гарячої води мешканцями значно нижчий, ніж розрахунковий (проєктний), також більше ніж 36% споживачів не використовує гарячу воду (встановлено електричні індивідуальні прилади нагріву води), хоча всі ці споживачі отримують послугу з обігріву ванних кімнат через сушарки рушників, які підключено, згідно проєктних рішень, через зворотній трубопровід ГВП внутрішньобудинкової системи. За попередніми підрахунками величина теплової енергії, витраченої на обігрів приміщень житлових будинків, перевищує 50% і не враховується в тарифі на теплозабезпечення помешкань.

Фактичні витрати мешканцями $P_{\text{центр}}^{\text{розрах}}$, грн/ за 12 місяців, 25 літрів (0,025 м³) на особу при умові, що споживач на «послузі» і приготування гарячої води здійснюється в ІТП даного житлового будинку, обраховуємо за формулою:

					00MP144OP TEET 003.007PI3			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					75	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,рп.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.						
					75			

$$P_{\text{центр}}^{\text{факт}} = G_{\text{міс}}^{\text{факт}} \cdot C_{\text{гор води}}, \quad (9.1)$$

де $C_{\text{гор води}}$ – вартість 1 м³ підігрітої гарячої води на господарські та санітарно-гігієнічні потреби мешканців багатоповерхівки, згідно тарифів встановлених Київською міською державною адміністрацією в місті Києві станом на 01.01.2021;

$$P_{\text{центр}}^{\text{факт}} = 615 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 97,89 \cdot 12 = 541\,821,15 \text{ грн/міс} = 541,82 \text{ тис грн./рік}$$

2) Застосування геліоустановки (автономне забезпечення гарячим водопостачанням житлового будинку).

Розрахунок рівня капітальних вкладень для реалізації ГВП об'єкта

Капітальні вкладення K , тис. грн для реалізації ГВП об'єкта, приймаються на основі кошторисно-фінансових розрахунків у діючих цінах на момент проектуванн. За основу візьмемо базові укрупнені показники вартості будівництва геліоустановки на аналогічному об'єкті (ціни надані одним з представників виробника геліосистем в Україні):

$$K = K_{\text{об}} + K_{\text{монт}} + K_{\text{проект}} + K_{\text{непередб}}, \quad (9.2)$$

де $K_{\text{об}}$ - вартість обладнання та матеріалів, тис. грн;

$K_{\text{монт}}$ – вартість будівельно-монтажних робіт, тис. грн;

$K_{\text{проект}}$ - вартість проектних робіт (5% від загальної вартості будівництва), тис. грн.;

$K_{\text{непередб}}$ - непередбачені витрати, пов'язані зі змінами курсу національної валюти відносно пари «долар-євро», змінами в чинному законодавстві, проектними невідповідностями, які неможливо було врахувати на етапі проектування, ризиків, пов'язаних з реалізацією проекту, та таке інше, складають 5% від загальної вартості будівництва, тис. грн.

Вартість обладнання та матеріалів для реалізації ГВП об'єкту надано представником виробника геліосистем. Витрати на будівельно-монтажні та пуско-налагоджувальні роботи визначаються одиничними розцінками, згідно затверджених Мінрегіонбудом розцінок на виконання відповідних видів робіт.

Величина непередбачених витрат складає близько 6 % від загальної вартості реалізації об'єкту.

Таблиця 9.1

Капітальні витрати при реалізації проєкту з встановлення геліоустановки на даху житлового будинку, з метою забезпечення його гарячим водопостачанням

Найменування	Вартість капіталовкладень при реалізації об'єкту, тис. грн., з урахуванням ПДВ	
	Обладнання та ПНР	Матеріали та БМР
Підготовка приміщень під встановлення обладнання (ремонт підлоги, стін, даху, влаштування підсилюючих елементів)	0	20,2
Геліоустановка (колектори з обв'язкою), бак непрямого нагріву, система автоматики (контролер, регулятори, клапани)	1600,0	31,8
Насосні групи з обв'язкою, щитами керування та елементами автоматики	124,0	36,2
Електротехнічне силове обладнання	24,0	11,0
Трубопроводи теплоносія (гелію)	0	80,0
Всього:	1748,0	179,2
Всього обладнання, матеріали, БМР і ПНР:	1927,2	
Проектні роботи (двостадійне проектування: стадія ТЕО і «П», стадія «РД») – 2,5% від загальної вартості об'єкту	48,2	
Непередбачені витрати - 3% від загальної вартості об'єкту	57,8	
Всього по будівництву:	2033,2	

Капітальні вкладення при будівництві геліосистеми:

$$K = 1748,0 + 179,2 + 48,2 + 57,8 = 2033,2 \text{ тис. грн.}$$

Розрахунок річних експлуатаційних витрат

Річні експлуатаційні витрати T , грн., складаються з витрат на експлуатацію системи та визначаються за формулою:

$$T_{\text{гел}} = T_{\text{ен}} + T_{\text{а}} + T_{\text{ін}}, \quad (9.3)$$

де $T_{\text{ен}}$ – енергетичні витрати, тис.грн /рік;

$T_{\text{а}}$ – амортизаційні відрахування, тис.грн /рік;

$T_{\text{ін}}$ – інші умовно постійні витрати, які враховують витрати на поточний ремонт, технічне обслуговування та інше, тис.грн /рік.

Енергетичні витрати $T_{\text{ен}}$ при застосуванні насосного обладнання складаються з витрат на електроенергію та визначаються за формулою:

$$T_{\text{ен}} = 1,68 \cdot E \cdot 12, \quad (9.4)$$

де 1,68 – тариф на електроенергію, грн / (кВт · год);

E – річне (в нашому випадку за 12 місяців) споживання електроенергії, кВт · год / рік;

$$T_{\text{ен}} = 1,68 \cdot 2820,0 \cdot 12 = 56\,851,2 \text{ грн} = 56,85 \text{ тис. грн.}$$

Амортизаційні відрахування $T_{\text{а}}$, грн/рік визначаються за формулою (орієнтовний строк окупності для енергетичних об'єктів - 8 років):

$$K_{об}^H = K_{об} + K_{монт}; \quad (9.5)$$

$$K_{об}^H = 1748,0 + 179,2 = 1927,2 \text{ тис.грн}$$

$$T_a = \frac{K_{об}^H}{8}, \quad (9.6)$$

$$T_a = 1927,2 / 8 = 240,9 \text{ тис. грн/рік.}$$

Інші умовно постійні витрати можна прийняти, як 2,5% від вартості обладнання (перші 8 років):

$$T_{ін} = 0,025 \cdot K_{об}, \quad (9.7)$$

$$T_{ін} = 0,025 \cdot 1748,0 = 43,7 \text{ тис. грн./рік.}$$

Річні експлуатаційні витрати, тис. грн./рік:

$$T_{гел} = 56,85 + 240,9 + 43,7 = 341,45 \text{ тис. грн./рік}$$

Фактичний економічний ефект впровадження геліоустановки, з врахуванням її роботи паралельно з традиційною схемою в опалювальний період (зниження витрати гріючого теплоносія на теплообмінник ГВП (15 жовтня – лютий – 4,5 місяці з 12 місяців) на 61,2% (п.8.6.)).

7,5 місяців послуга ГВП забезпечується від гелевої установки, фактично приведені витрати споживачів на послугу ГВП складають:

$$P_{гел}^{7,5} = T_{гел} + 7,5 \cdot (G_{міс}^{факт} \cdot C_{хол\ води}), \text{ тис.грн./7,5місяці,} \quad (9.8)$$

$$P_{гел}^{7,5} = 341,45 + 7,5 \cdot (615 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 11,55) / 1000 = 381,41 \text{ тис.грн./7,5місяці}$$

4,5 місяця працює комбінована схема гарячого водопостачання з попереднім підігрівом холодної води від енергії отриманої в результаті ефективної роботи гелієвої установки.

Таблиця 9.2

Середня кількість енергії помісячно, яку виробляє одна панель за добу та за місяць (приймаємо 30 діб) та 90 панелей за місяць

	Січень	Лютий	половина Жовтень	Листопад	Грудень	Всього за період (4,5 місяця)
$Q_{необ}$, кВт/доба	5,22	6,22	2,83	4,25	4,91	23,43
$Q_{необ}$, кВт/місяць	156,6	186,6	84,9	127,5	147,3	702,9
$Q_{необ}$ 90 панелей, кВт/місяць	14094	16794	7641	11475	13257	63261

$$Q_{4,5}^p = n \cdot b \cdot c \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \text{ кДж/4,5 місяця} \quad (9.9)$$

$$Q_{4,5}^p = 615 \cdot 25 \cdot 4,187 \cdot (50 - 5) \cdot 30 \cdot 4,5 = 391078884,6 \text{ кДж/4,5 місяця}$$

переводимо з кДж/добу у кВт (1 кВт = 3600 кДж):

$$Q_{4,5}^p = \frac{391078884,6}{3600} = 108633,02 \text{ кВт},$$

$$\Delta Q_{4,5}^p = Q_{4,5}^p - Q_{4,5}^{\text{гел}}, \text{ кВт/4,5 місяця} \quad (9.10)$$

$$\Delta Q_{4,5}^p = 108633,02 - 63261,0 = 45372,02 \text{ кВт/4,5 місяця}$$

$$1 \text{ Гкал} = 1,163 \text{ МВт} = 1163 \text{ кВт}$$

$$1654,41 \text{ грн/1 Гкал} = 1654,41 / 1163 = 1,42 \text{ грн/1 кВт}$$

$$P_{\text{гел}}^{4,5} = 45372,02 \cdot 1,42 = 64,43 \text{ тис. грн./4,5 місяця}$$

$$E_{\text{еф}}^{\text{факт}} = P_{\text{центр}}^{\text{факт}} - (P_{\text{гел}}^{7,5} + (4,5 \cdot P_{\text{центр}}^{\text{факт}} / 12) - P_{\text{гел}}^{4,5}), \text{ тис. грн./рік} \quad (9.11)$$

$$E_{\text{еф}}^{\text{розрах}} = 541,82 - (381,41 + (4,5 \cdot 541,82 / 12) - 64,43) = 21,66 \text{ тис. грн./рік}$$

Фактична економія складає 21,66 тис. грн на рік, з врахуванням того, що протягом 8 років об'єкт ГВП повністю амортизується, що для нетрадиційної теплоенергетики є гарним показником. Слід зазначити, що мешканці багатоповерхівки безперервно будуть з послугою ГВП, незважаючи на гідравлічні випробування зовнішніх теплових мереж та планові роботи на тепломеханічному обладнанні ІТП в міжопалювальний період. Зекономлені кошти можна далі використовувати для подальшого впровадження енергозбереження і енергоефективності об'єкту: припливна вентиляція з рекуперацією, додаткове встановлення сонячних панелей з компенсацію власних потреб, утеплення фасаду та даху і т.інш.

РОЗДІЛ 10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Вступ

Проектом передбачено виконання модернізації системи тепlopостачання багатоповерхового будинку з децентралізацією. Джерелом тепlopостачання є районна теплова мережа з температурним режимом 150-70 °С. Температурний режим у системі опалення 95-70°С. У тепlopункті встановлено два теплообмінних модуля для потреб опалення і гарячого водопостачання, а також насосні групи. З огляду на тему дипломного проекту, в даному розділі розглянемо питання безпеки праці, попередження травматизму, а також питання пожежної безпеки в ІТП.

За офіційними даними, ймовірність нещасного випадку на виробництві на підприємствах України, на даному етапі, набагато перевищує ті ж показники на підприємствах Європи.

При отриманні травми на виробництві знижується продуктивність праці, з'являються додаткові витрати на виплату компенсацій хворим чи інвалідам, виникають соціально-економічні та психологічні наслідки в колективі і в людей, пов'язаних з нещасним випадком на виробництві. При чіткому виконанні всіх правил та вимог щодо охорони праці, людина може захистити себе від виробничих травм, уражень електричним струмом, професійних захворювань. Основними завданнями охорони праці є: створення безпечних умов праці персоналу, попередження професійних захворювань, виконання контролю за виконанням техніки безпеки на виробництві в цілому.

Умови праці

Шкідливі та небезпечні фактори в індивідуальному тепловому пункті, які впливають на умови праці:

- підвищена температура поверхні устаткування, трубопроводів і арматури;
- підвищена температура поверхні робочої зони;
- наявність відкритих обертальних частин;
- наявність посудин, що працюють під тиском;
- підвищений рівень шуму та вібрації від працюючого обладнання;
- електро- та пожежонебезпека;
- недостатній рівень освітленості робочої зони.

Чинним законодавством та нормативно-правовими актами передбачено наступну документацію на робочому місці оператора (слюсаря з експлуатації та ремонту теплових пунктів):

- Інструкція з охорони праці.
- План ліквідації можливих аварій (технологічних порушень).

Робочим проектом передбачаються заходи, які забезпечують у процесі експлуатації ІТП безпеку праці обслуговуючого персоналу. При експлуатації ІТП, слід мати на увазі високі параметри теплоносія. З метою попередження

					00MP144OP TEET 003.007PЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатоповерхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Павелко В.І.					81	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.				80		

травмування, персонал повинен допускатися до роботи після зняття тиску та зниження температури на дільниці, що підлягає технічному обслуговуванню (ремонту). При цьому працівники повинні користуватися захисними рукавицями та іншими засобами індивідуального захисту. При виконанні робіт потрібно враховувати наявність в приміщенні ІТП мережі електропостачання та інших технологічних комунікацій.

Санітарно-гігієнічні вимоги до приміщення ІТП та вимоги до розміщення теплотехнологічного електричного обладнання

Робота теплового пункту відбувається в автоматичному режимі (без присутності персоналу), який забезпечується єдиною системою контрольно-вимірювальних приладів, автоматики та системи моніторингу ІТП.

Технічне, сервісне та поточне обслуговування ІТП здійснюється спеціалізованими службами, згідно регламенту (один раз на тиждень в міжопалювальний період і один раз на добу в опалювальний період).

Мікроклімат виробничого середовища

Процеси трансформації, виробітку теплової енергії та її розподілення в ІТП супроводжуються виділенням теплоти, що призводить до підвищення температури в приміщенні, що погіршує мікроклімат робочої зони.

Параметри мікроклімату в ІТП повинні відповідати вимогам чинного ДСН 3.3.6.042–99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони».

Таблиця 10.1

Значення допустимих параметрів повітря в ІТП.

Період року	Температура, °С		Відносна вологість φ, %	Швидкість руху повітря υ, м/с
	верхня межа	нижня межа		
Теплий	27	18	65	0,2...0,4
Холодний	23	17	≤ 75	≤ 0,3

Таблиця 10.2

Значення оптимальних параметрів в ІТП

Період року	Температура, 0С	Відносна вологість φ, %	Швидкість руху повітря υ, м/с
Теплий	23-25	40-60	≤ 0.1
Холодний	22-24	40-60	≤ 0.1

Для забезпечення нормативних, безпечних умов праці персоналу в ІТП, потрібно проводити періодичний контроль повітряного середовища на вміст у ньому шкідливих газів та пари. Контроль (відбір проб повітря) виконується в зоні дихання людини з урахуванням місць утворення шкідливих речовин і шляхів, по яких вони потрапили в робочу зону.

Концентрація СО в повітрі становить 3 – 5 мг/м³. Його ГДК, згідно з ГОСТ 12.1.005 – 88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны», не повинна перевищувати 20 мг/м³. Концентрація NO₂ в повітрі становить 0,5 – 1 мг/м³, а його ГДК – 5 мг/м³.

Дотримання чистоти повітря виробничого приміщення ІТП забезпечується загальнообмінною припливно-витяжною вентиляцією, яка складається з двох окремих систем – відведення забрудненого повітря здійснюється через два аераційні ліхтарі, а надходження - механічним вентилятором через розподільчий короб з підігрівником в зимовий період. Кратність повітрообміну визначається розрахунковим способом, рази/год.

Подача повітря здійснюється у верхню зону з тим, щоб рух повітря у робочій зоні не перевищував 0,4 м/с, а відведення забрудненого повітря здійснюється через два аераційні ліхтарі, надходження ж — механічним вентилятором через розподільчий короб з підігрівником в зимовий період. Кратність циркуляції повітря складає 3 рази/год.

Інфрачервоне (теплове) випромінювання

Теплова ізоляція є найбільш ефективним та економічним засобом захисту від інфрачервоного випромінювання, попередження опіків при дотику. Температура на поверхні ізоляції не повинна перевищувати 45°С.

ІТП розташований в підвальному приміщенні житлового будинку. Розміри ІТП: площа 64 м², висота стелі – 3,0 м.

У приміщенні ІТП встановлено два теплообмінних модуля ЦО та ГВП. Відстань між модулями 0,6 м, відстань від стін теплопункту до теплового модуля 0,8 м.

Проектом передбачені підживлювальні насоси опалення і підвищувальні насоси гарячого водопостачання, які встановлюються на фундаменти розмірами 350 x 310 мм під станину 250 x 210 мм, Н = 300 мм. Проектом також передбачено безфундаментні (змонтовані на трубопроводах) насоси (циркуляційні насоси опалення і гарячого водопостачання).

Для зменшення теплових втрат та уникнення опіків при дотику, всі трубопроводи з температурою на поверхні більше 45°С, які прокладаються в межах теплопункту, теплоізовані.

В якості ізоляції застосовані негорючі матеріали: ізоляція AluLamellaMat

Розрахунок температури на поверхні ізоляції та розрахунок товщини ізоляції

Таблиця 10.3. Вихідні дані.

Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення
температура теплоносія в подавальному трубопроводі	T_B^1	°С	150
температура теплоносія в зворотному трубопроводі	T_B^2	°С	70
внутрішній діаметр трубопроводу	d_{BH}^{CT}	м	0,089
зовнішній діаметри трубопроводу	d_H^{CT}	м	0,080
внутрішній діаметр ізоляції	d_{BH}^{I3}	м	0,089
зовнішній діаметр ізоляції	d_H^{I3}	м	0,169
Температура зовнішнього середовища	t_H	°С	20
коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні стінки трубопроводу	α_{BH}	Вт/(м°С)	400
коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні ізоляції	α_H	Вт/(м°С)	7
коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки ізолюємого трубопроводу	λ_{CT}	Вт/(м°С);	50
Коефіцієнт теплопровідності ізоляції	λ_{I3}	Вт/(м°С);	0,04

Розрахунок температури на поверхні ізоляції проведено згідно СП 41-103-2000 «Свод правил по проектированию и строительству».

Температура на внутрішній та зовнішній поверхні стінках ізоляції, °С:

$$t_{BH}^{CT} = t_B - q_L \cdot R_{BH}^L, \quad (10.1)$$

$$t_H^{CT} = t_{BH}^{CT} - q_L \cdot R_{CT}^L, \quad (10.2)$$

де t_B - температура теплоносія в трубопроводі, °С

q_L - густина теплового потоку через циліндричну теплоізоляційну поверхню, Вт/м;

R_{BH}^L - лінійний термічний опір тепловіддачі внутрішньої стінки ізолюваного трубопроводу, м · °С/Вт;

R_{CT}^L - лінійний термічний опір кондуктивному переносу теплоти стінки ізолюваного трубопроводу

Густина теплового потоку через циліндричну теплоізоляційну поверхню, Вт/м

$$q_L = \frac{t_B - t_H}{R_{BH}^L + R_{CT}^L + R_{I3}^L + R_H^L}, \quad (10.3)$$

Лінійний термічний опір тепловіддачі від внутрішньої поверхні ізолюваного трубопроводу, м · °С/Вт

$$R_{BH}^L = \frac{1}{\pi \cdot d_{BH}^{CT} \cdot \alpha_{BH}}, \quad (10.4)$$

Лінійний термічний опір кондуктивному переносу теплоти стінки ізолюваного трубопроводу, м · °С/Вт

$$R_{\text{BH}}^L = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{CT}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{H}}^{\text{CT}}}{d_{\text{BH}}^{\text{CT}}} \quad (10.5)$$

Лінійний термічний опір кондуктивному переносу теплоти циліндричного шару ізоляції, м⁰С/Вт

$$R_{\text{BH}}^L = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{I3}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{H}}^{\text{I3}}}{d_{\text{BH}}^{\text{I3}}}, \quad (10.6)$$

Лінійний термічний опір ізоляції, м · °С/Вт

$$R_{\text{H}}^L = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{H}}^{\text{I3}} \cdot a_{\text{H}}}, \quad (10.7)$$

де a_{BH} , a_{H} - коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої поверхні стінки ізолюваного об'єкта та зовнішньої поверхні ізоляції, Вт/(м · °С);

λ_{CT} , λ_{I3} - коефіцієнти теплопровідності відповідно матеріалу стінки ізолюваного трубопроводу та ізоляції, Вт/(м · °С);

d_{H}^{CT} , $d_{\text{BH}}^{\text{CT}}$ - зовнішній та внутрішній діаметри стінки трубопроводу, м;

d_{H}^{I3} , $d_{\text{BH}}^{\text{I3}}$ - зовнішній та внутрішній діаметр ізоляції, м.

Результати розрахунків зведено в таблицю 4.7.

Таблиця 10.4

Розрахунок температури на поверхні ізоляції.

Найменування	Позначення	Значення	
		Подавальний трубопровід	Зворотній трубопровід
Лінійний термічний опір ізоляції, м ⁰ С/Вт	R_{H}^L	0,2692	0,2692
Лінійний термічний опір тепловіддачі внутрішній стінці ізолюемого трубопроводу, м ⁰ С/Вт	R_{BH}^L	0,0099	0,0099
Лінійний термічний опір кондуктивному переносу теплоти стінки ізолюемого трубопроводу, м ⁰ С/Вт	R_{CT}^L	0,00034	0,00034
Лінійний термічний опір кондуктивному переносу теплоти циліндричного шару ізоляції, м ⁰ С/Вт	R_{I3}^L	2,5528	2,5528
Щільність теплового потоку через циліндричну теплоізоляційну поверхню, Вт/м	q_L	45,8992	17,6535
Температура на внутрішній поверхні стінки ізоляції, °С	$t_{\text{BH}}^{\text{CT}}$	149,5	69,8
Температура на зовнішній поверхні стінки ізоляції, °С	t_{H}^{CT}	32,4	24,8

Температура на поверхні ізоляції AluLamellaMat з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,040$ Вт (м·К) та товщиною $\delta=0,08$ м, подавального трубопроводу DN 80, становить $t_{\text{под}}^{\text{I3}} = 32,4$ °С.

Температура на поверхні ізоляції AluLamellaMat з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,040$ Вт (м·К) та товщиною $\delta=0,08$ м, подавального трубопроводу DN 80, становить $t_{\text{pd}}^{\text{I3}} = 24,8$ °С.

Шум та вібрація на робочому місці

Критерієм параметрів шуму є допустимі рівні звукового тиску в стандартних октавних смугах частот в залежності від виконуваних робіт (нормування за граничним спектром), дБ, або допустимі рівні звуку, дБ.

Для приміщення ІТП, яке розташоване в підвальному приміщенні житлового будинку (під приміщеннями загального користування), при широкосмуговому постійному шумі допустимий рівень звуку становить 40 дБ.

Джерелами шуму в ІТП є насосні групи, витяжний вентилятор, дренажний насос, шум від переміщення теплоносія. Рівні шуму устаткування (згідно паспортних даних на це обладнання) ІТП можуть досягати:

- для насосної станції - 80-100 дБ;
- для вентилятора - 85-95 дБ.

З метою забезпечення не перевищення допустимих параметрів шуму проектом передбачено:

- встановлення малошумних насосів, рівень звуку яких (згідно з паспортом) не перевищує 36 дБ;
- встановлення малошумного вентилятора фірми «Kanalfakt», рівень шуму якого (згідно з паспортом) не перевищує 34 дБ;
- застосування звукоізоляційних кожухів на насосах, вентиляторах, теплообмінниках.

Розрахунок звукового тиску в приміщенні після акустичної обробки

Вихідні дані:

- Площа приміщення – 64,0 м².
- Висота приміщення – 3 м.
- Стіна виконана з будівельного матеріалу (цегла).
- Коефіцієнт звукопоглинання стіни - 0,035 дБ.
- Переkritтя і підлога виконані з матеріалу (бетон).
- Коефіцієнт звукопоглинання переkritтя і підлоги - 0,016 дБ.
- Площа вікон - 3 м².
- Коефіцієнт звукопоглинання скла - 0,027 дБ.

Розрахунок:

Сумарна площа огорожуючих конструкцій приміщення:

$$S_{ог} = S_{підл} + S_{стін} + S_{перекр}, м^2 \quad (10.8)$$
$$S_{ог} = 64 + ((2 \cdot 8,0 \cdot 3,0 + 2 \cdot 8,0 \cdot 3,0) - 3) + 64 = 221,0 м^2.$$

Середній коефіцієнт звукопоглинання огорожуючих поверхонь приміщень до його акустичної обробки α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{1}{S} \cdot [(S_{підл} \cdot \alpha_{підл}) + (S_{стін} \cdot \alpha_{стін}) + (S_{пер} \cdot \alpha_{пер}) + (S_{вікон} \cdot \alpha_{вікон})], дБ \quad (10.9)$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{221,0} \cdot [(64,0 \cdot 0,016) + (96,0 \cdot 0,035) + (64 \cdot 0,016) + (3 \cdot 0,027)] = 0,016 дБ.$$

Середній коефіцієнт звукопоглинання огорожуючих поверхонь приміщень після акустичної обробки α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{1}{S} \cdot [(S_{\text{підл}} \cdot \alpha_{\text{підл}}) + (S_{\text{стін}} \cdot \lambda_{\text{ср}}) + (S_{\text{пер}} \cdot \lambda_{\text{пер}}) + (S_{\text{вікон}} \cdot \lambda_{\text{вікон}})], \text{дБ} \quad (10.10)$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{221,0} \cdot [(64,0 \cdot 0,016) + (96,0 \cdot 0,9) + (64,0 \cdot 0,016) + (3 \cdot 0,027)] = 0,404 \text{ дБ};$$

Зниження рівня звукового тиску в приміщенні після акустичної обробки:

$$\Delta L = 10 \cdot \lg \frac{\alpha_2}{\alpha_1}, \text{дБ}; \quad (10.11)$$

$$\Delta L = 10 \cdot \lg \frac{0,404}{0,016} = 14,023 \text{ дБ};$$

Рівень звукового тиску у приміщенні після акустичної обробки:

$$L_1 = L - \Delta L, \text{дБ}. \quad (10.12)$$

$$L_1 = 80 - 14,023 = 65,977 \text{ дБ}.$$

Нормовані параметри вібрації залежать від виду вібрації, від її частоти, від часу впливу і напрямку вібрації.

В ІТП вібрації виникають, в зв'язку з роботою насосного обладнання. Рівень загальної вібрації визначається згідно ГОСТ 12.1012.90 ССБТ "Вибрационная безопасность. Общие требования.", ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації».

При перевищенні допустимих значень вібрації необхідно виконати наступні заходи:

- переведення енергії механічного коливання в інші види енергії (найчастіше в теплову);
- віброуючі частини обладнання необхідно розміщувати на шумопоглинаючих амортизаторах;
- передбачити віброізолятори (пружинні, гумові, комбіновані).

Виробниче освітлення

ІТП розміщено в підвальному приміщенні житлового будинку, природне освітлення відсутнє (є маленьке вікно, але світло через нього не потрапляє). У ІТП передбачено штучне освітлення. Штучне освітлення:

- люмінесцентними лампами – загальне;
- лампами розжарювання – місцеве та аварійне.

Проектом передбачено таке штучне освітлення:

- робоче загальне ($E_z=200$ лк), яке здійснюється газорозрядними лампами на площадках і сходах, лампи розжарювання (10-20 лк);
- місцеве та аварійне освітлення, яке здійснюється лампами розжарювання. При цьому воно використовується для освітлення місця відбору проб ($E_k=300...350$ лк).
- аварійне освітлення встановлено на пульті управління, на шляхах евакуації, на насосних станціях ($E_a = 5-7$ лк) його живлення передбачено від двох незалежних джерел електропостачання.

Вимоги техніки безпеки щодо оснащення технологічного обладнання

Автоматизація роботи теплового пункту проводиться за допомогою контрольно-вимірювальних і регулюючих приладів, що забезпечують роботу теплового пункту без обслуговуючого персоналу.

Для автоматичного регулювання температури води в системах гарячого водопостачання та опалення передбачається застосувати блок терморегулювання. Підтримка заданої температури гарячої води передбачається за допомогою регулюючої арматури, встановленої на подавальному трубопроводі тепломережі на вході у теплообмінник ГВП (друга ступінь).

Облік теплоти здійснюється за допомогою лічильників теплової енергії. Крім вимірювальної та обчислювальної функції такий лічильник аналізує і на LCD-дисплеї показує стан відхилень. Поточні показники записуються в пам'ять та зберігаються протягом 5 років.

Також здійснюється облік втрат мережної води у внутрішньобудинковій системі споживача водоміром, який встановлено на трубопроводі підживлення незалежної системи опалення.

Для запобігання механічних пошкоджень, виключення несанкціонованого втручання в роботу приладів, все обладнання змонтоване в металевих шафах.

Датчики температури, витратоміри, регулюючі клапани встановлюються по місцю на трубопроводах.

Електробезпека

Електричне живлення ІТП здійснюється через чотирьохпровідну трифазну електричну мережу напругою 380/220В з глухозаземленою нейтраллю.

Прокладку електрокабелю від вводу будинку до шафи ІТП та підключення до водної шафи дозволяється виконувати тільки за погодженням та в присутності фахівців електропостачальної організації спеціалістами, що мають відповідний досвід та допуски до виконання робіт підвищеної небезпеки

ІТП – це приміщення з підвищеною небезпекою електротравматизму, через те, що в ньому знаходяться щит контролю і датчики вузла обліку. Підвищена небезпека приміщення також характеризується наявністю відносної вологості повітря більше 75%.

У зв'язку із зазначеною категорією електротравматизму приміщення, датчики вузла обліку обрані з напругою 36 В постійного струму.

При обслуговуванні та проведенні ремонтних робіт в електричних ланцюгах вузла обліку необхідно знімати напругу живлення відповідного обладнання. При виконанні робіт в щиті контролю необхідно користуватися діелектричними килимками та монтажним інструментом з діелектричними ручками.

До проведення експлуатаційних і ремонтних робіт в електроустановках вузла обліку споживання теплоти допускається електротехнічний персонал, що має кваліфікаційну групу з електробезпеки не нижче III.

При організації та виконанні вказаних робіт слід виконувати вимоги «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

При ремонті та обслуговуванні датчиків температури і витрати мережної води слід враховувати високі параметри (температура до 150 ° С і тиск до 1,6 МПа

теплоносія). З метою попередження травмування, персонал повинен допускатися до виконання робіт тільки після зняття тиску в обслуговуваному трубопроводі. При цьому необхідно користуватися захисними рукавицями та іншими засобами індивідуального захисту.

До виконання експлуатаційних і ремонтних робіт на сантехнічному устаткуванні вузла обліку допускається персонал, який пройшов перевірку знань з ПТЕ та «Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачем» відповідного обладнання з кваліфікаційною групою не нижче IV розряду.

У відповідності з “Правилами безпечної експлуатації електроустановок споживачів” та ВСН 205 – 84. “Инструкция по проектированию электроустановок систем автоматизации технологического оборудования та ПВЕ” передбачено:

- ізоляцію струмопровідних елементів з опором не менше 0,5 МОм;
- захист електрообладнання від пробую ізоляції на корпус реалізовано заземленням з опором не більше 4 Ом;
- використання зниженої напруги 36-12 В для живлення переносних ліхтарів;
- прокладки кабелів у трубах;
- забезпечено персонал засобами індивідуального захисту та відповідним електроінструментом;
- до обслуговування електрообладнання допускаються особи не молодше 18 років із спеціальною підготовкою та відповідним розрядом;
- для запобігання ураження електричним струмом при дотику до не струмоведучих частин електроустановки, що опинилася під напругою в результаті пробую фази на корпус, застосовується занулення всіх електродвигунів, кожухів, насосів, корпусів приладів, щита з підключенням занулюючих провідників до контуру занулення.

Принцип дії занулення полягає в перетворенні пробую фази на корпус в однофазне коротке замикання, в результаті чого отримуємо більший струм, здатний забезпечити спрацьовування максимального струмового захисту та автоматично відключити пошкоджену електроустановку від джерела живлення.

Пожежо- та вибухобезпека

Приміщення ІТП відноситься до вибухонебезпечного приміщення класу Д (згідно ПУЕ). Протипожежний режим в ІТП, згідно вимог ГОСТ 12.1.004. – 91 ССБТ “Пожарная безопасность. Общие требования ” та ГОСТ 12.1.010. – 76. ССБТ “Взрывобезопасность. Общие требования”. Для запобігання пожежі та вибуху передбачено:

- надійну теплоізоляцію елементів, що нагріваються та електроізоляцію;
- заборона паління в приміщенні;
- застосування засобів захисту від статичної та атмосферної електрики;
- застосування обладнання у вибухобезпечному виконанні;
- надійне приєднання провідників від обладнання до заземлюючого контуру без іскріння.

Система пожежного захисту включає такі заходи:

- передбачено наявність первинних засобів пожежогасіння: ящик з піском і один пожежний щит (багор, лом, лопата, відро, сокира), вогнегасники типу ВП – 9 - 2 одиниці;
- аварійне відключення обладнання, арматури, комунікацій;

- наявність протипожежного водопостачання пожежні крани – 2 одиниці;
- наявність плану евакуації;

Висновок

Для безпечної та безаварійної експлуатації ІТП необхідно суворо дотримуватися безпеки праці та пам'ятати, що недотримання цих правил, може призвести до пошкодження обладнання, а головне - до нанесення тяжких травм, порушення дії життєвоважливих органів, і навіть до смерті людини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аллард Ф., Сеппанен О. Политика Европы в области повышения энергетической эффективности зданий // Энергосбережение. – 2008. - № 6. – С. 72-81
2. Денисюк С.П. Особливості реалізації політики енергоефективності – пріоритети України // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2013. – № 3. – С. 7–20.
3. Енергетична Стратегія України на період до 2030. Розділ VII «Пріоритетні напрямки та обсяг енергозбереження, потенціал для розвитку нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії»/Мін-во аграр. політики України. - К.,2007. - 125 с.
4. Енергетична стратегія України на період до 2030 року, затверджена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24.07.2013 № 1071. - [Електронний ресурс]. – Режим доступу до ресурсу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/n0002120-13>
5. Поліщук О. В. Розвиток альтернативної енергетики в Україні : стан та перспективи розвитку [Електронний ресурс] / О. В. Поліщук. - Режим доступу: <http://www.er.energy.gov.ua/doc.php?f=2582>.
6. Житловий Кодекс України. Режим доступу до ресурсу.: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/5464-10>
7. Строй А.Ф., Скальський В.Л. Расчёт и проектирование тепловых сетей, – К.: Будівельник, 1981.
8. Технічний посібник з проектування сонячних колекторів – 2011 -26с. Режим доступу.: <https://www.solarstrategia.com/ua/proektuvanniasoniachnykh-elektrostantsii>.
9. Энергетика: история, настоящее и будущее. От огня и воды к электричеству: Многография / [Бондаренко В. И., Варламов Г. Б., Вольчин И. А. и др]. – К.: 2011. - 264 с.
10. Кудря С. О., Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії: [Підручник] / С. О. Кудря., - К.: НТУУ «КПІ», 2012. - 492 с/
11. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії: Навчальний посібник / І.О. Сінчук, С.М. Бойко, К. І. Лосіна, І.А. Луценко, Г.І. Ткаченко; під ред.. докт. техн.. наук, проф. О.М. Сінчука. – Кременчук: ПП Щербатих О.В., 2013.
12. Шаповал С. П. Ефективність "дельта-системи" плоских сонячних колекторів за різних кутів їх встановлення / С. П. Шаповал // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" ["Теорія і практика будівництва"]. – Л. : В-во НУ "ЛП", 2010. – № 664. – С. 331-335.
13. Гальчак В. Альтернативні джерела енергії : навч. посіб. / В. Гальчак, В. Боярчук. – Л.: Арал, 2008. – 135 с.
14. Пырков В.В., Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика.- К.:ДП «Такі справи», 2010.-304 с.: ил. ISBN 978-966-7208-56-1.
15. Пырков В.В., Особенности современных систем водяного отопления.- К.:ДП «Такі справи», 2003.-176 с.: ил. ISBN 978-966-96222-7-2.

						00MP1440П ТЕЕТ 003.007ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шульга Л.В.			Модернізація систем теплозабезпечення багатопверхового будинку в м. Києві на основі впровадження енергозберігаючої технології	Літ.	Арк.	Акрюшів
Перевір.		Павелко В.І.					90	138
Реценз.		Пушанко М.М.				НУХТ.Каф.ТЕХТ,гр.ЗТЕ-2-5М		
Керівник		Павелко В.І.						
Затверд.		Петренко В.П.			90			

16. Методичні рекомендації до виконання кваліфікаційної магістерської роботи зі спеціальності 8.050601 «Теплоенергетика» та 8.05060105 «Енергетичний менеджмент» ден. та заоч. форми навч. [Електронний ресурс]/ уклад.: М.О. Прядко, В.М. Філоненко.-К.: НУХТ, 2012.- 110 с.- Режим доступу: <http://library.nuft.edu.ua/ebook/file/33.72.pdf>

17. Методичні рекомендації щодо оформлення курсових і дипломних проектів для студентів напрямів підготовки 8.050601 «Теплоенергетика» і 6.050604 «Енергомашинобудування» спеціальностей «Теплоенергетика», «Енергетичний менеджмент» і «Холодильні машини і установки» освітньо-кваліфікаційних рівнів «спеціаліст» і «магістр»/уклад.: В.І.Павелко, М.О. Рябчук.-К.: НУХТ, 2015.- 58с.

18. Енергозбереження у теплотехнічних процесах [Електронний ресурс]: курс лекцій для студ. спец. 7.05060101 «Теплоенергетика», 7.05060105 «Енергетичний менеджмент», 7.05060403 «Холодильні машини і установки», ден. та заоч. фор навчання./уклад. В.М. Філоненко. – К.: НУХТ, 2013. – 222 с.- Режим доступу: <http://library.nuft.edu.ua/ebook/file/33.30.pdf>

19. Купчик М.П. основи охорони праці [Текст]: підруч./ М.П.Купчик, М.П. Гандзюк. – К.: Основа, 2000. – 409 с.

20. Прядко М.О. Теплові мережі: навчальний посібник [Текст]/ М.О. Прядко, В.І. Павелко, С.М. Василенко. – К.: Алерта, 2005.- 227 с.