

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

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної та промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Варламов Г.Б.

(підпис)

“ ” _____ 2019 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

з напрямку підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

на тему: Система опалення та кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с.Шевченкове, Київської області

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 51

_____ Зарубін Олександр Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Керівник _____ професор, д.т.н. Безродний М.К.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к. т. н. Каштанов С.Ф.

(назва розділу)

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

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

Студент _____

(підпис)

Київ – 2019 року

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

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної та промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Напрямок підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов

«___» _____ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Зарубіну Олександр Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Система опалення та кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с.Шевченкове, Київської області

Керівник проекту Безродний Михайло Костянтинович д.т.н., проф.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від «22» травня 2019 р. №1325

2. Термін подання студентом проекту 13.06.2019 р.

3. Вихідні дані до проекту с. Шевченкове; тип приміщення - житлове; кількість людей у будинку - 5; загальна площа будинку 96,52 м²; температурний графік системи опалення – 75-70°C; температурний графік панельної системи опалення тепла підлога 45-40°C.

4. Зміст пояснювальної записки Розрахунки теплових втрат приміщень. Розрахунок витрат теплоти на ГВП. Вибір обладнання системи теплопостачання. Розрахунок панельної системи теплопостачання. Розрахунок радіаторної системи теплопостачання. Теплова схема системи теплопостачання. Вибір насосів системи опалення. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу

1. Теплова схема. 2. Система підлогового опалення. 3. Система кондиціонування.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Каштанов С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання 21.04.2019

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Опис теплової схеми системи теплопостачання	01.05.2019	
2	Виконання розрахунку системи опалення	07.05.2019	
3	Розрахунок системи гарячого водопостачання	20.05.2019	
4	Гідравлічний розрахунок	30.05.2019	
5	Вибір установок системи опалення і гарячого водопостачання	04.06.2019	
6	Розрахунок та вибір теплового насосу типу повітря-вода	05.06.2019	
7	Розрахунок та підбір розширювальних баків системи опалення та гарячого водопостачання	08.06.2019	
8	Охорона праці	10.06.2019	
9	Оформлення графічного матеріалу	12.06.2019	
10	Оформлення пояснювальної записки	18.06.2019	

Студент

(підпис)

Зарубін О. О.
(ініціали, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Безродний М. К.
(ініціали, прізвище)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: Система опалення та кондиціонування повітря індивідуального житлового будинку в с.Шевченкове, Київської області

Київ – 2019 року

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Система опалення та кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с. Шевченкове, Київської області»: пояснювальна записка на 96 с., 19 рис., 21 табл., 17 бібліографічних найменувань; креслень – 3 арк. ф. А1.

Мета проекту – забезпечення комбінованого теплопостачання низькотемпературної системи опалення та системи гарячого водопостачання житлового будинку з використанням повітряного теплового насоса (повітря-вода) та газового котла.

Використані методики теплових та гідравлічних розрахунків теплотехнологічного обладнання.

Наведені результати розрахунків теплових втрат зовнішніми огороженнями будинку у холодний період року, витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, надходжень теплоти до приміщень від людей та електричного освітлення, витрат теплоти на гаряче водопостачання.

За результатами розрахунків витрат теплоти вибране обладнання систем опалення та гарячого водопостачання, що включає тепловий насос, газовий котел, буферну ємність, бойлер непрямого нагріву, розширювальні баки і т. ін. На основі теплових та гідравлічних розрахунків вибрані нагрівальні прилади та трубопроводи. Складена та розрахована система опалення типу «тепла підлога».

На кресленнях наведені теплова схема комбінованої системи теплопостачання, компоновка обладнання цієї системи, схема розводки трубопроводів системи опалення.

Ключові слова: теплопостачання, опалення, гаряче водопостачання, тепловий насос, газовий котел, теплота, «тепла підлога», низькотемпературний, комбінований, нагрівальний прилад.

SUMMARY

Graduation project of the first (bachelor) level of higher education on the topic: "The heating system and air conditioning of an individual residential house in the village. Shevchenko, Kyiv region ": an explanatory note on 96 p., 19 fig., 21 tabl., 17 bibliographic names; drawings - 3 sheets of A1 format.

The goal of the project - to provide a combined heat supply for a low-temperature heating system and a hot water system for a residential building using an air heat pump (air-water) and a gas boiler.

Used methods of thermal and hydraulic calculations of heat engineering equipment.

The results of calculations of heat losses by external fences at home during the cold period of the year, the cost of heat for heating the infiltration air, the flow of heat into the rooms from people and electric lighting, the cost of heat for hot water are presented.

As a result of the calculation of the costs of heat, the equipment of heating and hot water supply systems was selected, which includes a heat pump, an electric boiler, a buffer tank, an indirect heating boiler, expansion tanks, etc. Based on the thermal and hydraulic calculations selected heating devices and pipelines. The heating system of the "warm floor" type was compiled and calculated.

The drawings show the thermal scheme of the combined heat supply system, the layout of the equipment of this system, the wiring diagram of the heating system pipelines.

Key words: heat supply, heating, heat, "warm floor", hot water supply, combined, heating device. Heat pump, condensing gas boiler, low-temperature,

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Система отопления и кондиционирования воздуха индивидуального жилого дома в с. Шевченкове, Киевской области»: пояснительная записка на 96 с., 19 рис., 21 табл., 17 библиографических наименований; чертежей – 3 листа формата А1.

Цель проекта – обеспечение комбинированного теплоснабжения низкотемпературной системы отопления и системы горячего водоснабжения жилого дома с использованием воздушного теплового насоса (воздух-вода) и газового котла.

Использованы методики тепловых и гидравлических расчётов теплотехнологического оборудования.

Приведены результаты расчётов тепловых потерь внешними ограждениями дома в холодный период года, затрат теплоты на нагревание инфильтрационного воздуха, поступлений теплоты в помещения от людей и электрического освещения, затрат теплоты на горячее водоснабжение.

В результате расчётов затрат теплоты выбрано оборудование систем отопления и горячего водоснабжения, которое включает тепловой насос, газовый котел, буферную ёмкость, бойлер косвенного нагрева, расширительные баки и т.п. Исходя из тепловых и гидравлических расчётов выбраны отопительные приборы и трубопроводы. Составлена и рассчитана система отопления типа «тёплый пол».

На чертежах приведены тепловая схема комбинированной системы теплоснабжения, компоновка оборудования этой системы, схема разводки трубопроводов системы отопления.

Ключевые слова: теплоснабжение, отопление, теплота, «тёплый пол», горячее водоснабжение, комбинированный, нагревательный прибор.тепловой насос, газовый котёл, низкотемпературный,

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів	9
Вступ	11
1 Загальна характеристика об'єкту	12
2 Система опалення та кондиціювання повітря.....	15
2.1 Система опалення.....	15
2.2 Система кондиціювання.....	28
3 Розрахунок витрат теплоти на гаряче водопостачання	31
4 Загальна характеристика системи теплопостачання	33
4.1 Режим роботи теплового насосу.....	33
4.2 Режим експлуатації теплового насосу.....	33
4.3 Опис теплової схеми будинку.....	36
4.4 Визначення бівалентної температури.....	38
4.5 Основні елементи системи теплопостачання та їх використання	40
4.6 Розрахунок теплої підлоги	44
5 Вибір обладнання системи теплопостачання.....	56
5.1 Вибір панельних радіаторів	56
5.2 Вибір фанкойлів	60
5.3 Вибір газового котла	64
5.4 Вибір теплового насоса.....	68
5.5 Вибір буферної ємності системи опалення	69
5.6 Вибір бойлера системи ГВП	70
5.7 Вибір розширювальних баків	72
6 Розрахунок трубопроводів системи опалення	76
6.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів	76
6.2 Вибір арматури трубопроводів	82
6.3 Вибір насосів системи опалення	84
7 Охорона праці	87
7.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації основного технологічного обладнання та робочих приміщень.....	87
7.2 Електробезпека	88

					ТП 51 249 003 ПЗ						
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент.		Зарубін О.О.			Система опалення та кондиціювання повітря індивідуального житлового будинку в с Шевченкове, Київської області			Літ.	Арк.	Аркушів	
Керівник		Безродний М.К.								7	
П.контроль								НТУУ “КПІ ім. Ігоря Сікорського”, ТЕФ, кафедра ТПТ			
Н. контроль		Боженко М.Ф.									
Зав.каф		Варламов Г.Б.									

7.3 Технічні рішення та організаційні заходи по запобіганню електротравм від необережності зі струмовідними елементами електрообладнання	89
7.4 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на неструмовідні частини електроустановок при аварійних режимах їх роботи	89
7.5 Пожежна безпека та профілактика.....	90
Висновки	92
Список використаної літератури	94
Додаток А	
Перевірка дипломного проекту на академічний плагіат	96

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

Q – тепловий потік;
 F – площа поверхні нагріву;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 λ – коефіцієнт теплопровідності;
 K – коефіцієнт теплопередачі;
 r – коефіцієнт термічного опору;
 m – масова витрата теплоносія;
 Re – число Рейнольдса;
 ν – кінематична в'язкість;
 w – швидкість руху теплоносія;
 d – діаметр трубопроводу;
 δ – товщина;
 t – температура;
 c – відносна масова теплоємність;
 p – тиск;
 b – довжина.
 R – питомі втрати тиску;
 V – об'єм;
 ρ – густина;
 k – розрахункова кратність повітрообміну;
 h – висота;
 a – ширина;

Індекси

Нижні:

z – параметри зовнішнього повітря;
 $л$ – люди;
 $інф$ – інфільтрація;
 $г$ – параметри гарячої води;
 $х$ – параметри холодної води;

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зв – зворотний;
 стат – статичний тиск;
 р – розрахункова величина;
 тб – тамбур;
 ср – середня;
 і – і-ий елемент;
 ст – стіна;
 по – панельне опалення;
 ст.пр – прибудова до стіни;
 вік – засклення;
 пер – перекриття;
 оп – параметри опалення;
 вн – параметри внутрішнього повітря;
 кх - кухня;
 віт - вітальня;
 св - санвузол;
 сп – спальня кімната;
 гб - гардероб;
 вк – ванна кімната;
 Верхні:
 ср – середнє значення;
 річ – річне значення;
 макс – максимальне значення;

Скорочення

СНиП – Строительные нормы и правила;
 ГОСТ – государственный стандарт;
 ДБН – Державні будівельні норми;
 ДНАОП – Державні нормативні акти про охорону праці;
 ТН – тепловий насос;
 с – село;

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Із плином часу люди поступово почали усвідомлювати, що природні ресурси нашої планети обмежені по кількості і є реальна небезпека вичерпання усіх викопних джерел енергії. Тож людство почало розроблювати стратегії та проекти щодо найбільш раціонального використання усіх доступних ресурсів. Також, як наслідок, передові екологи на першочергове обговорення виносять питання екологічного стану планети. Аналітики прогнозують, що вже за декілька десятиріч усе населення Землі буде вимушене використовувати лише альтернативні методи виробництва енергії та деякі відновлюванні джерела енергії.

Як правило, головними споживачами енергії в усі часи вважалися промислові підприємства та їх будівлі. Проте стало зрозуміло із плином часу, що на теплопостачання житлових будівель також витрачається дуже багато природних ресурсів планети.

До НВДЕ відносять такі природні джерела теплоти, як: ґрунт, атмосферне повітря, сонячна радіація, вода з природних та штучних водойм (озер, річок, водосховищ, морів, океанів) та підземні води (термальні, ґрунтові, артезіанські) також, відносять, техногенні джерела теплоти: промислові відходи з високим тепловим потенціалом, каналізаційні стічні води, вентиляційні викиди.

В Україні існує значний потенціал НВДЕ, який багаторазово перевищує прогнозовані рівні споживання теплової енергії всіма секторами економіки нашої країни. З іншого боку, проблеми ефективності використання традиційних джерел енергії в Україні стоять ще гостріше, ніж у більшості високорозвинених країн світу. Причинами цього є застарілі технології, вичерпання ресурсу використання основних фондів генерації електроенергії і теплоти, що разом з низькою ефективністю використання палива, відсутністю капітальних ремонтів, та впровадження нових технологій, призводить до значного здорожчання кінцевого продукту, значних обсягів шкідливих викидів та довгого терміну окупності обладнання. Значні втрати при транспортуванні, розподілі та використанні електроенергії і теплоти, а також монопольна залежність від

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

В дипломній роботі бакалавра розробляється комбінована система теплопостачання індивідуального житлового будинку на базі газового котла і відновлюваних джерел теплоти в с. Шевченкове, Київської області, Києво-Святошинського. На рис. 1.1 та 1.2 показано план першого та другого поверху житлового будинку відповідно.

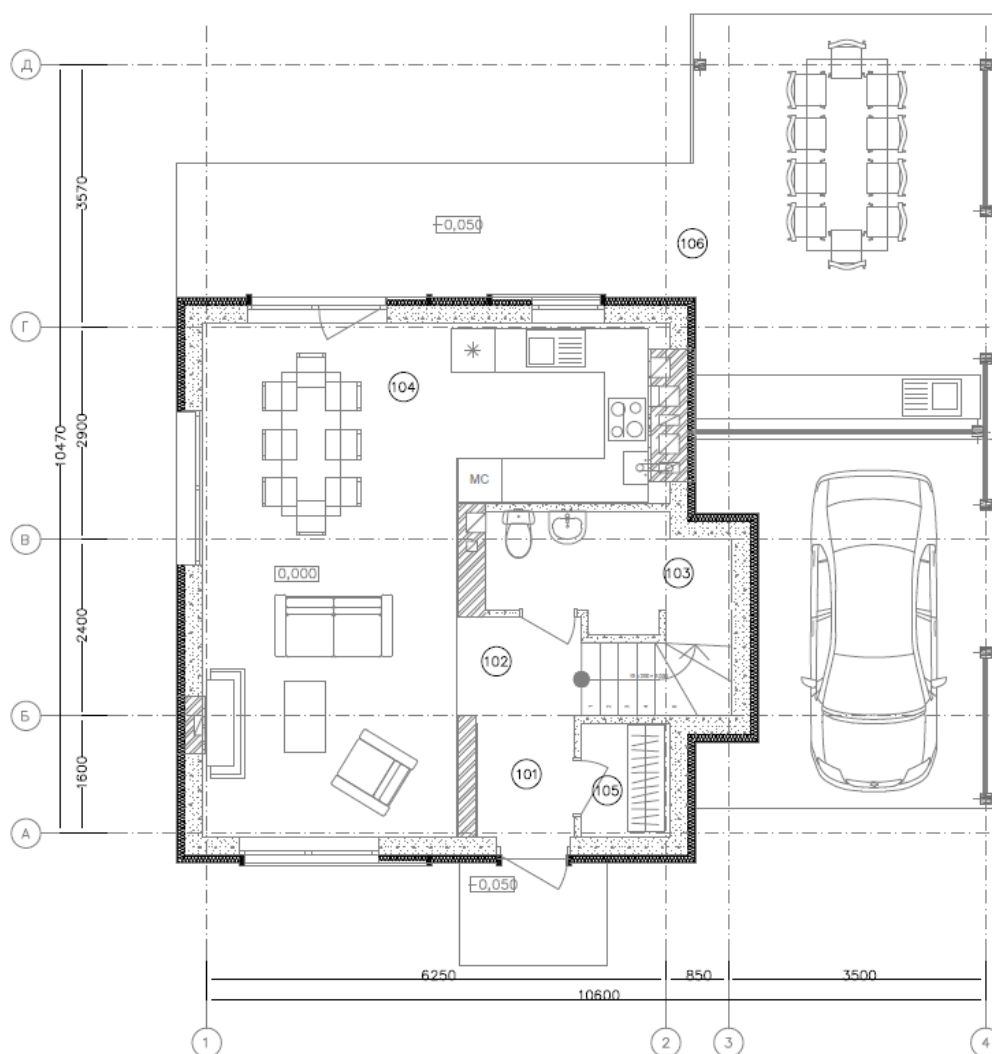


Рисунок 1.1 – План першого поверху житлового будинку

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

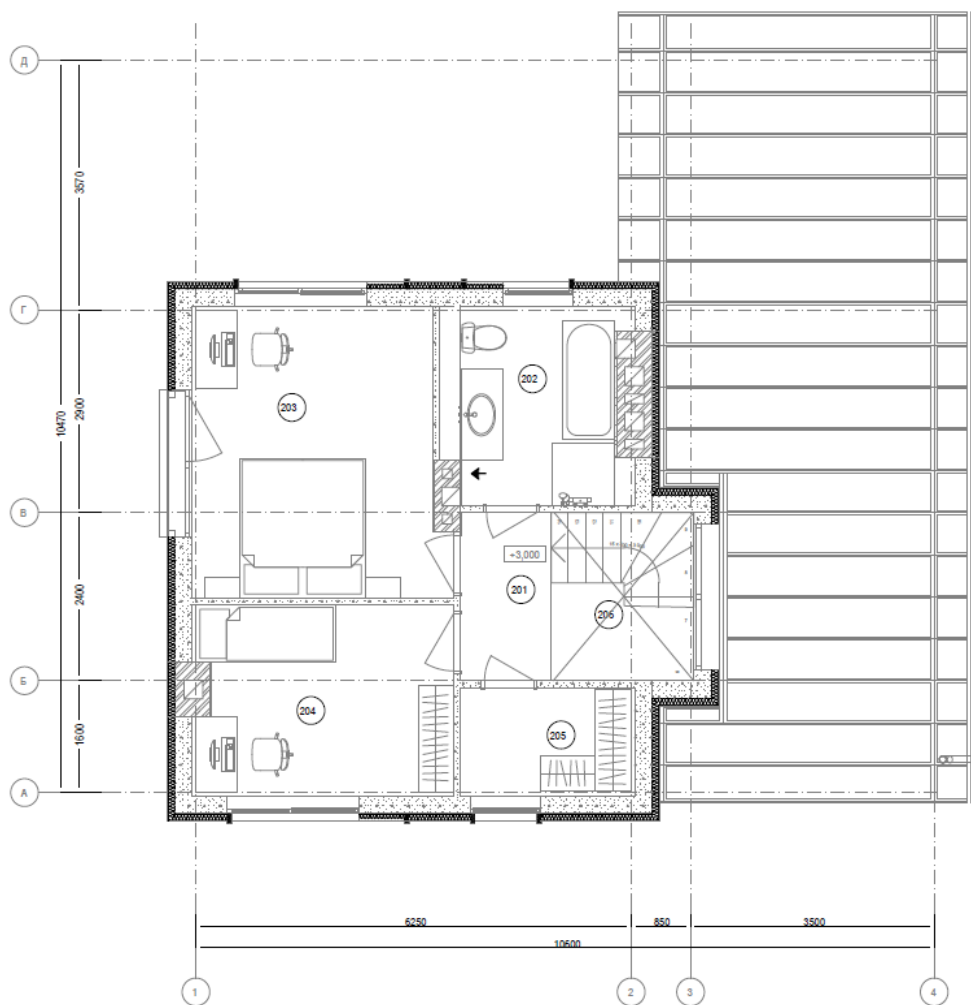


Рисунок 1.2 – План другого поверху житлового будинку

В індивідуальному житловому будинку мешкає 5 осіб, 3 чоловіка і 2 жінки. Являє собою двоповерхову конструкцію без підвалу, загальною площею 96,52 м², оснащений повітряним тепловим насосом (повітря-вода) та газовим котлом. В будинку присутній гараж, без воріт. Загальна протяжність стін: 26,8 м, висота стелі обох поверхів 2,9 м. Поверхня покрівлі вионана із бітумної черепиці з утеплювачем. Стіни складаються з пінобетонних блоків товщиною 250 мм, які виконують роль несучої конструкції, пінопласта товщиною 50 мм, який використано в якості утеплювача і цегли товщиною 120мм. пінобетонні блоки ізолювані від парів вологи гідроізоляцією. Загальна площа вікон становить 13,7 м². У віконні прорізи встановлено двокамерні склопакети, метало-пластикові віконні рами розмірами 1350 x 1200 мм (у кількості 7 штук) та 1350x600 мм (у кількості 3 штуки). Загальна площа зовнішніх дверей дерев'яних, метало-пластикових дверей 3,09 м². Тип перекриття залізобетонний двопустотний збірний настил, в якості утеплювача

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

використано пінобетон, товщиною 160 мм. До теплої підлоги першого поверху входить шар утеплювача. Тепла підлога передбачена заливного типу із загальною товщиною бетонної заливки не менше 65мм. Змійовик теплої підлоги виконаний із полімерної труби з антидифузійним захистом «РЕ-Ха» PN6 торгової марки «Aqua-Rex». Транзитні ділянки змійовиків прокладені в захисній гофротрубі.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 СИСТЕМА ОПАЛЕННЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

2.1 Система опалення

2.1.1 Вихідні дані

Визначаємо вихідні дані для м. Києва [1]:

- тривалість опалювального періоду складає $n_{on} = 176$ діб [1];
- середня температура найхолоднішої п'ятиденки $t_{p.o} = -22$ °C [1].

Розрахункова температура зовнішнього повітря:

- для холодного періоду року $t_n = -22$ °C;
- для теплого періоду року $t_n = +31$ °C.

Розрахункова температура внутрішнього повітря для холодного періоду приймається:

- для житлових приміщень $t_{вн} = 22$ °C;
- для нежитлових приміщень $t_{вн} = 20$ °C;

Розрахункова температура внутрішнього повітря для теплого періоду приймається:

- для житлових приміщень $t_{вн} = 22 \pm 2$ °C.

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішніх поверхонь стін
 $\alpha_в = 8,7$ Вт/(м²К).

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни до оточуючого повітря
 $\alpha_з = 23,2$ Вт/(м²К).

Коефіцієнт теплопередачі через вікна $K_{вік} = 3,23$ Вт/(м²К).

Коефіцієнт теплопередачі через металопластикові двері
 $K_{дв} = 1,68$ Вт/(м² К).

Висота поверху будинку $H = 2,9$ м.

Кількість осіб ,на яких розрахована будівля $n = 5$ (з яких 3 чоловіка и 2 жінки).

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.2 Теплове навантаження системи опалення

Розрахунок теплового навантаження системи опалення виконується за такою формулою:

$$Q = Q_{\text{втр}} + Q_2 - Q_3, \quad (2.1)$$

де $Q_{\text{втр}}$ – розрахункові втрати теплоти будинку, кВт;

Q_2 – втрати теплоти трубопроводами, які прокладені в неопалюваних приміщеннях;

Q_3 – тепловий потік, який поступає в приміщення через вікна, обладнання та людей, кВт.

Оскільки, всі трубопроводи системи опалення прокладені в приміщеннях, що опалюються, то $Q_2 = 0$ кВт.

2.1.3 Теплові втрати будинку

Теплові втрати приміщеннями житлових, громадських та промислових будівель, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{ог.і}} + Q_{\text{інф}}, \quad (2.2)$$

де $\Sigma Q_{\text{ог.і}}$ – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, кВт;

$Q_{\text{інф}}$ – витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке поступає до приміщень, кВт.

2.1.4 Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій Стіни

Теплофізичні характеристики конструкції зовнішніх стін наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів для стін будинку

Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
	λ <i>Вт/(м·К)</i>	δ <i>мм</i>
Цементно-піщана штукатурка	1,2	20
Гідроізоляція	1,05	5
Піно-бетонний блок	0,15	200
Шар пінопласту	0,04	50
Личкувальна цегла	0,8	120

Термічний опір зовнішніх стін розраховується за формулою (2.4):

$$r_{cm} = \frac{1}{8,7} + \left(\frac{0,02}{1,2} + \frac{0,25}{0,15} + \frac{0,05}{0,04} + \frac{0,12}{0,8} \right) + \frac{1}{23,2} = 3,254 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для стін:

$$K_{cm} = \frac{1}{r_{cm}} = \frac{1}{3,254} = 0,3 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Покрівля

Теплофізичні характеристики конструкції покрівлі наведено у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів для покрівлі будинку

Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
	λ $Bm/(m \cdot K)$	δ mm
Шар гіпсокартону	0,16	15
Повітряний простір	0,4	60
Пароізоляція «Dorken Delta Reflex Plus »	0,05	2
Утеплювач Superrock	0,0381	150
Повітряний простір	0,4	50
Бітумна черепиця ROOFSHIELD	0,26	5

Термічний опір покрівлі розраховується за формулою (2.4):

$$r_{покрів} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,015}{0,16} + \frac{0,06}{0,4} + \frac{0,002}{0,05} + \frac{0,150}{0,0381} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,005}{0,26} + \frac{1}{23,2} = 4,36 \frac{m^2 \cdot K}{Bm}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для покрівлі:

$$K_{покрів} = \frac{1}{r_{покрів}} = \frac{1}{4,36} = 0,22 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Підлога першого поверху

Площа підлоги, що розташована на ґрунті, поділяється на 4 зони, які паралельні зовнішнім стінам, шириною по 2 м (для першої, другої та третьої зон, а для четвертої – все, що залишилося). На рис. 1.1 зображена схема приміщення та його розміри. Виходячи з них, а також з рис. 2.1 на якому зазначені усі теплові зони будинку були розраховані площі для першої та другої зони відповідно позначених F_1 та F_2 .

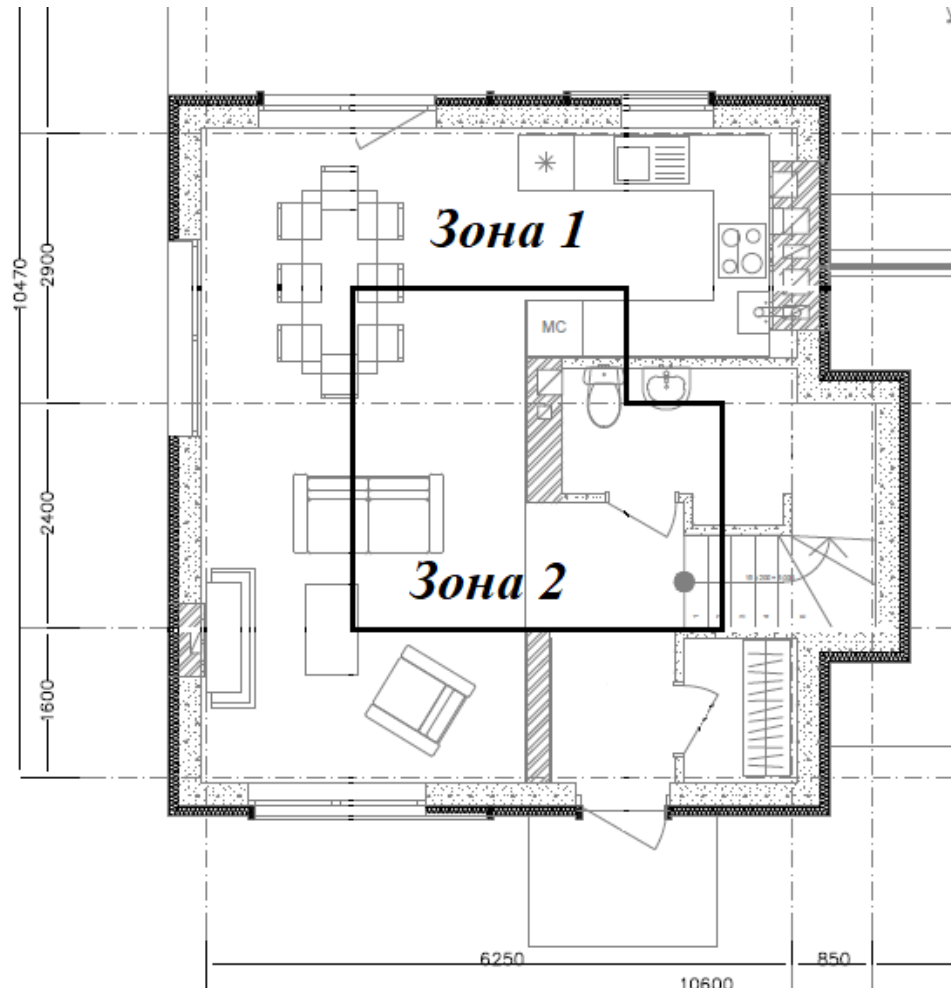


Рисунок 2.1 - Теплові зони будинку

Розрахуємо площі за формулами:

$$F_2 = 2,9 \cdot 3,5 + 1 \cdot 2,6 = 12,75 \text{ м}^2; \quad (2.6)$$

$$F_1 = F_{\text{общ}} - F_2 = 52,40 - 12,75 = 39,65 \text{ м}^2; \quad (2.7)$$

Для другого поверху аналогічно.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Площа будинку, яку опалює поверхнєве опалення:

$$F_{no1} = 39,65 \text{ м}^2;$$

$$F_{no2} = 12,75 \text{ м}^2;$$

Термічні опори теплопередачі зон підлоги, яка не утеплена (згідно з довідковою літературою [2]) мають значення :

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

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

Поверхня підлоги першої зони, яка прилягає до кута приміщення, розміром 2×2 м, враховується 2 рази.

Таким чином, для не утепленої підлоги:

$$\sum \frac{F_i}{r_i} = \frac{F_1}{r_{(yn)1}} + \frac{F_2}{r_{(yn)2}} + \frac{F_3}{r_{(yn)3}} + \frac{F_4}{r_{(yn)4}}, \quad (2.8)$$

У випадку, якщо в конструкції підлоги присутній утеплювач, теплопровідність якого дорівнює $\lambda_y \leq 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, то в такому разі підлога вважається утепленою, а термічні опори теплопередачі зон підлоги розраховуються за формулою:

$$r_{(yn)i} = r_{(nn)i} + \sum \frac{\delta_{yi}}{\lambda_{yi}}, \quad (2.9)$$

де δ_{yi} та λ_{yi} – товщина, м, та теплопровідність, Вт/(м·К), окремих шарів утеплювача відповідно.

В нашому випадку для поверхневої системи опалення складові для підлоги і фундаменту першого поверху вказані в таблиці 2.3.

Розрахуємо теплові втрати через підлогу для поверхневої системи опалення. Будемо враховувати при розрахунку в формулі (2.9) всі складові підлоги з таблиці 2.3

Для 1-ої зони:

$$r_{нов.он.1} = 2,15 + \frac{0,012}{1,5} + \frac{0,06}{1,52} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{0,0381} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{1,51} + \frac{0,3}{0,16} + \frac{0,15}{0,95} =$$
$$= 7,02 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

Для 2-ої зони:

$$r_{нов.он.2} = 4,3 + \frac{0,012}{1,5} + \frac{0,06}{1,52} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{0,037} + \frac{0,002}{0,04} + \frac{0,1}{1,51} + \frac{0,3}{0,16} + \frac{0,15}{0,95} = 9,17 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів для підлоги першого поверху

№ шару	Назва матеріалу	Розрахункові характеристики	
		λ Вт/(м·К)	δ мм
1	Плитка керамічна	1,5	12
2	Система теплої підлоги	1,52	60
3	Пароізоляція «Dorken Delta Reflex Plus »	0,04	2
4	Утеплювач Superrock	0,0381	100
5	Пароізоляція «Dorken Delta Reflex Plus »	0,04	2
6	Чорнова стяжка	1,5	100
7	Утеплюючий керамзит	0,16	300
8	Будівельний пісок, вологістю 12%	0,95	150

Отже, підставляючи отримані термічні опори теплопередачі утепленої підлоги в формулу (2.8), отримаємо величину $\sum \frac{F_i}{r_i}$, Вт/К, для підлоги, яка опалюється поверхневим опаленням:

$$\sum \frac{F_i}{r_i} = \frac{39,65}{7,02} + \frac{12,75}{9,17} = 7,03 \frac{\text{Вт}}{\text{К}}.$$

Перекриття, суміжне з горищем

Деякі коефіцієнти теплопередачі будівельних матеріалів огорожувальних конструкцій наведені в [2]. Термічний опір повітряного прошарку згідно з [2] становить $r_n = 0,28 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$. Перекриття складається з листа ДСП і утеплювача Superrock, товщина і теплопровідність яких, відповідно, дорівнюють $\delta_{дсп} = 0,025 \text{ м}$, $\delta_{ум} = 0,2 \text{ м}$ та $\lambda_{дсп} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\lambda_{ум} = 0,038 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Отже, загальний термічний опір теплопередачі перекриття, суміжного з горищем, розраховується наступним чином:

$$r_{гор} = r_n + \frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta_{дсп}}{\lambda_{дсп}} + \frac{\delta_{ум}}{\lambda_{ум}} + \frac{1}{\alpha_з}, \quad (2.10)$$

де $\alpha_b = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\alpha_3 = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$r_{\text{зоп}} = 0,28 + \frac{1}{8,7} + \frac{0,025}{0,2} + \frac{0,2}{0,038} + \frac{1}{12} = 5,26 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для перекриття, суміжного з горищем, рівний:

$$K_{\text{зоп}} = \frac{1}{r_{\text{зоп}}} = \frac{1}{5,26} = 0,19 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (2.11)$$

2.1.5 Визначення площ огорожувальних конструкцій

Площа вікон

1-ий тип вікон: $1,35 \times 1,2 \text{ м}^2$ ($n_{\text{вік1}}=7$ шт);

2-ий тип вікон: $1,35 \times 0,6 \text{ м}^2$ ($n_{\text{вік2}}=3$ шт);

Загальна площа вікон розраховується за формулою:

$$F_{\text{вік}} = n_{\text{вік1}} \cdot F_{\text{в1}} + n_{\text{вік2}} \cdot F_{\text{в2}}, \quad (2.12)$$

де $F_{\text{в1}}$, $F_{\text{в2}}$ – площа одного вікна 1-го та 2-го типів, м^2 ;

$n_{\text{вік1}}$, $n_{\text{вік2}}$ – кількість вікон 1-го, 2-го, 3-го і 4-го типів, шт.

$$n_{\text{вік1}} \cdot F_{\text{в1}} = 7 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 11,34 \text{ м}^2;$$

$$n_{\text{вік2}} \cdot F_{\text{в2}} = 3 \cdot 1,35 \cdot 0,6 = 2,43 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{вік}} = 11,34 + 2,43 = 13,77 \text{ м}^2.$$

Площа зовнішніх дверей

Розміри дверей: $0,6 \times 2,1 \text{ м}^2$ (2 шт.);

Площа зовнішніх стін

Визначимо площі зовнішніх стін, з урахуванням їх географічної орієнтації

а) Південна стіна

$$\text{1-ий поверх : } F_{\text{нд1}} = \text{в1} \cdot (H_n + \delta_n) - l \cdot F_{\text{вік2}} - F_{\text{д}} \quad (2.13)$$

$$F_{\text{нд1}} = 6,67 \cdot (2,9 + 0,16) - 1 \cdot 1,62 - 1,76 = 27,03 \text{ м}^2$$

$$\text{2-ий поверх : } F_{\text{нд2}} = \text{в1} \cdot (H_n + \delta_n + \delta_2) - l \cdot F_{\text{вік2}} - l \cdot F_{\text{вік1}} \quad (2.14)$$

$$F_{\text{нд2}} = 6,67 \cdot (2,9 + 0,16 + 0,1) - 1 \cdot 1,62 - 1 \cdot 0,81 = 18,6 \text{ м}^2$$

б) Північна стіна

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$1\text{-ий поверх} : F_{nn1} = e_1 \cdot (H_n + \delta_n) - l \cdot F_{aik2} - l \cdot F_{aik1} \quad (2.15)$$

$$F_{nn1} = 6,67 \cdot (2,9 + 0,16) - 1 \cdot 1,62 - 1 \cdot 0,81 = 17,9 \text{ м}^2;$$

$$2\text{-ий поверх} : F_{nn2} = e_1 \cdot (H_n + \delta_n + \delta_2) - l \cdot F_{aik2} - l \cdot F_{aik1} \quad (2.16)$$

$$F_{nn2} = 6,67 \cdot (2,9 + 0,16 + 0,1) - 1 \cdot 1,62 - 1 \cdot 0,81 = 18,6 \text{ м}^2;$$

в) Західна стіна

$$1\text{-ий поверх} : F_{з1} = a_1 \cdot (H_n + \delta_n) - l \cdot F_{aik2} \quad (2.17)$$

$$F_{з1} = 7,32 \cdot (2,9 + 0,16) - 1 \cdot 1,62 = 20,7 \text{ м}^2;$$

$$2\text{-ий поверх} : F_{з2} = e_1 \cdot (H_n + \delta_n) - l \cdot F_{aik2} \quad (2.18)$$

$$F_{з2} = 7,32 \cdot (2,9 + 0,16 + 0,1) - 1 \cdot 1,62 = 21,5 \text{ м}^2;$$

г) Східна стіна

$$1\text{-ий поверх} : F_{cx1} = \Sigma F = 1,6 \cdot 3,06 + 0,85 \cdot 3,06 + 2,82 \cdot 3,06 + 0,85 \cdot 3,06 + 2,9 \cdot 3,06 = 27,6 \text{ м}^2 \quad (2.19)$$

$$2\text{-ий поверх} : F_{з2} = \Sigma F = 1,6 \cdot 3,06 + 0,85 \cdot 3,06 + (2,82 \cdot 3,06 - 1 \cdot 1,62) + 0,85 \cdot 3,06 + 2,9 \cdot 3,06 = 25,98 \text{ м}^2$$

Сумарна площа стін:

$$F_{ст} = 177,91 \text{ м}^2$$

д) Площа перекриття визначається за формулою:

$$F_{пер} = (a_2 + 0,5\delta) (e_2 + 0,5\delta), \quad (2.20)$$

$$F_{пер} = (6,9 + 0,5 \cdot 0,42) (6,25 + 0,5 \cdot 0,42) = 45,9 \text{ м}^2$$

2.1.6 Втрати теплоти через огорожувальні конструкції

Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції складаються з основних та додаткових і розраховуються для кожного елемента огорожувальної конструкції за формулою:

$$Q_{ог.і} = (1/r_i) F_i \Delta t_i (1 + \Sigma \beta) n_i \cdot 10^{-3}, \quad (2.21)$$

де r_i – питомий термічний опір теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт;

F_i – поверхня елемента огорожувальної конструкції, що передає теплоту, м²;

Δt_i – розрахункова різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, °С;

n_i – поправковий коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення елемента огорожувальної конструкцій або його типу (згідно СНиП II-3-79, $n = 1$ для всіх зовнішніх стін даного будинку);

$\Sigma \beta$ – додаткові втрати теплоти в частках до основних;

$K_i = 1/r_i$ – коефіцієнт теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, Вт/(м² · К).

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Термічний опір теплопередачі:

$$r_1 = \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (2.22)$$

де $\alpha_{вн} = 8,7$ та $\alpha_3 = 23$ – коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, Вт/(м²·К);

δ_i та λ_i – товщина (м) та теплопровідність (Вт/(м·К)) матеріалів окремих шарів огорожень.

Поверхні F_1 зовнішніх стін визначаються за зовнішніми розмірами, поверхні вікон – за розмірами у світлі, поверхні перекриття (підлоги) – за внутрішніми розмірами.

Різниця температур Δt_i визначається за рекомендаціями при висоті приміщень $H_{п}=4$ м.

Якщо висота приміщення $H_{п} \leq 4$ м (наприклад, житлові будівлі), то величина

$$\Delta t = t_{вн} - t_{p.o}, \quad (2.23)$$

де $t_{вн}$ – розрахункова температура повітря усередині приміщень;

$t_{p.o}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення[1].

Різниця температур для приміщень, суміжних із навколишнім середовищем:

$$\Delta t = t_{вн} - t_{p.o} = 20 - (-22) = 42^\circ\text{C}.$$

Різниця температур для приміщень, суміжних із неопалюваними приміщеннями (горище, простір між боковими перегородками та покрівлею):

$$\Delta t_{бок} = \Delta t_{гор} = t_{вн} - t_{гор} = 22 - 12 = 10^\circ\text{C}.$$

Значення додаткових втрат теплоти у частках до основних беруть наступними[3]:

– для зовнішніх вертикальних і нахилених огорожень, які орієнтовані за напрямками, звідки в січні дме вітер зі швидкістю, що перевищує 4,5 м/с з повторюваністю не менше як 15 % – 0,05 при швидкості вітру до 5 м/с і 0,10 – при швидкості 5 м/с і більше; при типовому проектуванні додаткові втрати теплоти рекомендовано враховувати у розмірі 0,05 для всіх приміщень;

Згідно з [3] для вертикальних та похилих огорожуючих конструкцій при розрахунковій швидкості зовнішнього повітря (в січні) $\Sigma\beta = 0,05$.

Втрати теплоти через вікна:

$$Q_{вік} = K_{вік} \cdot F_{вік} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.24)$$

$$Q_{вік} = 3,23 \cdot 13,77 \cdot 44 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 1,95 \text{ кВт}.$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати теплоти через зовнішні двері:

$$Q_{\partial\partial} = K_{\partial\partial} \cdot F_{\partial\partial} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.25)$$

$$Q_{\partial\partial} = 1,26 \cdot 1,68 \cdot 44 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,09 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через підлогу для поверхневого опалення:

$$Q_{\text{нов.он}} = \sum \frac{F_i}{r_i} (t_{\text{л}} - t_{\text{п.о}}) n \cdot 10^{-3}, \quad (2.26)$$

де $t_{\text{л}}$ - це лагорифімічний температурний напір.

$$t_{\text{л}} = (t_{\text{нод}} - t_{\text{нов}}) / \ln \frac{t_{\text{нод}}}{t_{\text{нов}}} \quad (2.27)$$

$$t_{\text{л}} = (45 - 40) / \ln \frac{45}{40} = 42,45^{\circ}\text{C}.$$

$$Q_{\text{нов.он}} = 7,03 \cdot (42,45 - (-22)) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,45 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через зовнішні стіни:

$$Q_{\text{ст}} = K_{\text{ст}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot \Delta t \cdot (1 + \Sigma \beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.28)$$

$$Q_{\text{ст}} = 0,3 \cdot 177,91 \cdot 44 \cdot (1 + 0,05) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 2,46 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через перекриття, що суміжне зорищем:

$$Q_{\text{гор}} = K_{\text{гор}} \cdot F_{\text{гор}} \cdot \Delta t_{\text{гор}} \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (2.29)$$

$$Q_{\text{гор}} = 0,19 \cdot 45,9 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,06 \text{ кВт}.$$

Загальні втрати теплоти будинку через огорожувальні конструкції:

$$Q_{\text{ог}} = Q_{\text{вік}} + Q_{\partial\partial} + Q_{\text{нід}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{гор}}, \quad (2.30)$$

$$Q_{\text{ог}} = 1,95 + 0,09 + 0,45 + 2,46 + 0,06 = 5,01 \text{ кВт}.$$

2.1.7 Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

Відомо, що як правило інфільтрація холодного повітря до приміщень відбувається через нещільності в конструкціях світлових і дверних прорізів, а також при наявності неущільнених стиків стін. Це дуже важливий момент при енергетичному плануванні будівлі, тож такі місця тепловтрат у будинку виявляються за допомогою спеціальних

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вимірювальних приладів. Після того, як було локалізовано місця тепловтрат, обов'язково заміряються розміри знайдених нещільностей або прорізів, і за допомогою анемометра визначається значення швидкості повітря, що інфільтрується до будівлі.

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря $Q_{\text{інф}}$, Вт, розраховуються для кожного опалюваного приміщення, котре має одне або більшу кількість вікон чи дверей в зовнішніх стінах. Розрахунок забезпечення підігріву зовнішнього повітря в об'ємі однократного повітрообміну за годину за формулою:

$$Q_{\text{інф}} = (1/3600) \cdot c_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot F_n \cdot h \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) \cdot k, \quad (2.31)$$

де $c_{\text{пов}}$ – питома масова теплоємність повітря, Дж/(кг·К), яку можна взяти 1005 Дж/(кг·К);

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, кг/м³, яка розраховується за точною формулою, або її можна наближено взяти 1,2 кг/м³;

F_n – площа підлоги приміщення, м²;

h – висота приміщення від підлоги до стелі, м, але не більше 3,5 м;

k – розрахункова кратність повітрообміну: для кімнат – 0,3; для приміщень з камінами та подібних ним – 0,8; для кухонь та санвузлів – 1,0.

Висота першого та другого поверхів в будинку, що розраховується, становить $h = 2,9$ м.

Площа кімнат становить $F_{n.\text{кім}} = 36,64 + 38,71 = 75,35 \text{ м}^2$. Площа кухні та санвузлів становить $F_{n.\text{кух}} = 9,06 + 4,63 + 7,28 = 20,97 \text{ м}^2$. Площі приміщень визначено з плану будинку.

За формулою (2.27) витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря складають:

для кімнат

$$Q_{\text{інф.кім}} = (1/3600) \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 75,35 \cdot 2,9 \cdot (22 - (-22)) \cdot 0,3 = 966 \text{ Вт};$$

для кухні та санвузлів

$$Q_{\text{інф.кух}} = (1/3600) \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 20,97 \cdot 2,9 \cdot (22 - (-22)) \cdot 1,0 = 896 \text{ Вт}.$$

Загальні витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

$$Q_{\text{інф}} = Q_{\text{інф.кім}} + Q_{\text{інф.кух}}, \quad (2.32)$$

$$Q_{\text{інф}} = 966 + 896 = 1862 \text{ Вт} = 1,86 \text{ кВт}.$$

Завдяки тому, що людство постійно розвивається в області теплоенергетики, знаходить нові більш досконалі та ефективні методи теплосбереження, сучасні вікна та двері виготовляються ущільненими настільки, що при реальному розрахунку витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря на об'єкті отримані значення будуть

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

настільки малі, що ними можна будет знехтувати. В таких випадках, виробники вікон іноді вбудовують в вікна додаткові спеціальні клапани для того, щоб збільшити інфільтрацію.. Отже, можна зробити висновок, що правильно було б користуватись формулами розрахунку досягнення комфортних умов для даного типу приміщення в залежності від кількості людей і їх потребам.

За формулою (2.2) теплові втрати будинку становлять:

$$Q_{втр} = 5,01 + 1,86 = 6,87 \text{ кВт}.$$

2.1.8 Надходження теплоти від людей

Як відомо, теплота, яка надходить до приміщення від людей, може бути «явна» – $Q_{я}$ і «прихована» – $Q_{прих}$, а потік повної теплоти дорівнюватиме сумі потоків «явної» та «прихованої» теплоти, це значить :

$$Q_{л} = Q_{я} + Q_{прих}. \quad (2.33)$$

В практичних розрахунках надходження повної теплоти від людей, кВт, розраховують за формулою

$$Q_{л} = (qn_{ч} + 0,85 qn_{ж}) \cdot 10^{-3}, \quad (2.34)$$

де q – надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка, Вт/чол (залежить від температури внутрішнього повітря та характеру виконуваної роботи, яка може бути: легка, робота середньої важкості та важка фізична робота);

$n_{ч}$, $n_{ж}$, – відповідно кількість чоловіків та жінок в приміщенні.

Для умов житлового будинку $q=151 \text{ Вт/чол}$ [4].

Кількість осіб у будинку ($n_{ч}=3$, $n_{ж}=2$).

Надходження теплоти від людей розраховуємо за формулою (2.34)

$$Q_{л} = (151 \cdot 3 + 0,85 \cdot 151 \cdot 2) \cdot 10^{-3} = 0,71 \text{ кВт}.$$

2.1.9 Надходження теплоти від електричного освітлення

Надходження теплоти від електричного освітлення розраховують за формулою

$$Q_{осв} = N_{л} \cdot k_{осв} \cdot n_{св}, \quad (2.35)$$

де $N_{л}$ – потужність одного джерела освітлення, Вт;

$k_{осв}$ – коефіцієнт переходу електричної енергії в теплову (лампи розжарення – $k_{осв}=0,95$; люмінесцентні лампи – $k_{осв}=0,4$);

$n_{св}$ – кількість однотипних джерел освітлення.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В будинку встановлено 20 люмінісцентних ламп виробника DELUX GLOBE 30 W (1600LM) 4100K 220V E27 та 4 підпотолочні люстри Люстра Brille BCL-645C/6 E14 30 W на 6 люмінісцентних лампочок кожна та 2 LED-світильника для дзеркал санвузлів DUET 3D l=564 мм 12 W.

Надходження теплоти від електричного освітлення становить:

$$Q_{осв} = 30 \times 0,4 \times 20 + 30 \times 0,4 \times 24 + 12 \times 0,4 \times 2 = 538 \text{ Вт} = 0,54 \text{ кВт}.$$

Загальні надходження теплоти до приміщень становлять:

$$Q_3 = Q_{л} + Q_{осв} = 0,71 + 0,54 = 1,25 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на систему опалення розраховується за формулою (2.1):

$$Q = 6,87 + 0 - 1,25 = 5,62 \text{ кВт}.$$

2.1.10 Середня витрата теплоти на опалення

Середня витрата теплоти на опалення розраховується за формулою

$$Q_o^{cp} = Q \frac{t_{вн} - t_{cp.o}}{t_{вн} - t_{p.o}}, \quad (2.36)$$

де $t_{cp.o}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період. Для Києва $t_{cp.o} = -1,1^{\circ}\text{C}$.

Тоді:

$$Q_o^{cp} = 5,62 \frac{22 - (-1,1)}{22 - (-22)} = 2,86 \text{ кВт}.$$

2.1.11 Річна витрата теплоти на опалення

Річна витрата теплоти на опалення, кВт·год/рік, розраховується за формулою

$$Q_o^{pich} = Q_o^{cp} n_{оп} \cdot 24, \quad (2.37)$$

де, $n_{оп}$ – тривалість опалювального періоду, діб;

Q_o^{cp} – середня витрата теплоти на опалення, кВт.

За [4] для м. Києва $n_{оп} = 176$ діб.

Тоді:

$$Q_o^{pich} = 2,86 \cdot 176 \cdot 24 = 12566 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{рік}}.$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.12 Клас енергоефективності будинку

Клас енергоефективності визначається за різницею розрахункових і максимальних теплових втрат будинку.

Розрахунок питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період $q_{\text{буд}}$, кВт·год/м², визначається за формулою

$$q_{\text{буд}} = Q_o^{\text{piч}} / F_h, \quad (2.38)$$

де F_h – опалювана площа, м². Для даного будинку складає $F_h = 96,52 \text{ м}^2$.

Отже, за формулою (2.36) питомі тепловтрати становлять:

$$q_{\text{буд}} = \frac{12566}{96,52} = 128,1 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2}.$$

Різниця у відсотках розрахункового або фактичного значення питомих тепловитрат $q_{\text{буд}}$ та максимально допустимого значення E_{max} визначається як:

$$[(q_{\text{буд}} - E_{\text{max}}) / E_{\text{max}}] \cdot 100\%, \quad (2.39)$$

де E_{max} – максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, (кВт·год)/м². Значення E_{max} розраховується за формулою:

$$E_{\text{max}} = 470 \cdot F_h^{-1/4}, \quad (2.40)$$
$$E_{\text{max}} = 470 \cdot 96,52^{-1/4} = 149,9 \text{ (кВт} \cdot \text{год) / м}^2.$$

Різниця фактичного значення питомих тепловитрат

$$\left[\frac{(128,1 - 149,9)}{149,9} \right] \cdot 100\% = -14,5\%.$$

Так як отримане розрахункове значення знаходиться в інтервалі $-49 < -14,5 < -10$, то можемо зробити висновок, що за [5] дана будівля належить до класу енергоефективності «В».

2.2 Система кондиціювання

Для того, щоб підібрати фанкойли спочатку визначають надходження теплоти та вологи до приміщення, які позначаються $\Sigma Q_{\text{пр}}$, кВт та $\Sigma W_{\text{пр}}$, кг/с, відповідно. У випадку, коли фанкойли працюють тільки на внутрішньому повітрі, то спочатку в $h-d$ діаграмі побудуємо процесоброблення повітря (див. рис. 2.2). Розрахунки здійснюються наступним чином.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

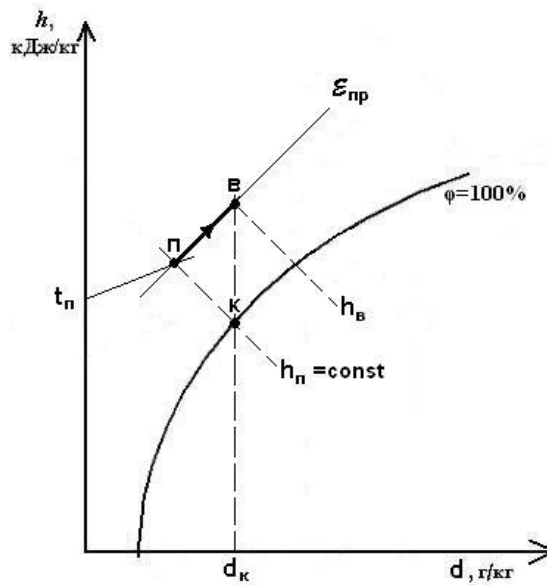


Рисунок 2.2 - Процес зміни стану оброблення рециркуляційного повітря

За заданою необхідною температурою повітря t_n та відотною вологістю φ_n в $h-d$ діаграмі наноситься точка П, у якій визначається ентальпія h_n .

Визначається кутовий коефіцієнт променя процесу зміни стану повітря у приміщенні, кДж/кг води надалі він проводиться через точку П.

$$\varepsilon_{np} = \Sigma Q_{np} / \Sigma W_{np} \quad (2.41)$$

Визначаємо температуру внутрішнього повітря $t_b = t_n + 3, ^\circ\text{C}$. Дана ізотерма перетинається з кутовим коефіцієнтом променя процесу внаслідок цього отримуємо точку В, що характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці визначаємо ентальпію h_b .

Для наглядності проведемо розрахунок для приміщення кухня-їдальня першого поверху:

- 1) За $h-d$ діаграмою визначаємо ентальпії повітря в точках П і В відповідно:

$$h_n = 42,8 \text{ кДж/кг};$$

$$h_b = 54,2 \text{ кДж/кг}.$$

- 2) Визначається необхідна масова витрата повітря, кг/с

$$L = \Sigma Q_{np} / (h_b - h_n), \quad (2.42)$$

де ΣQ_{np} – надходження теплоти до цього приміщення, кВт (згідно з попередніми розрахунками для цього приміщення дорівнює 1,59 кВт).

Тоді:

$$L = \frac{1,59}{(54,2 - 42,8)} = 0,14 \text{ кг/с}.$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначається об'ємна витрата повітря, м³/год:

$$V = 3600 L / \rho, \quad (2.43)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³ (беру 1,2 кг/м³).

Маємо:

$$V = \frac{3600 \cdot 0,14 \cdot 10^{-3}}{1,2} = 0,42 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Визначається холодопродуктивність кондиціонера, кВт:

$$Q_{\text{хол}} = L \cdot (h_{\text{в}} - h_{\text{п}}); \quad (2.44)$$

$$Q_{\text{хол}} = 0,42 \cdot (54,2 - 42,8) = 4,78 \text{ кВт}.$$

Фанкойли встановлюються в таких приміщеннях : кухня-їдальня та у двох спальних кімнатах другого поверху. Результат розрахунків для усіх вище наведених приміщень для зручності зведено до табл. 2.4. За величинами $Q_{\text{хол}}$ та V обираються моделі фанкойлів.

Таблиця 2.4 – Розрахункові потужності фанкойлів для приміщень будинку

Назва приміщення	Розрахункова потужність фанкойла, кВт
Кухня-їдальня	4,78
Спальня	2,2
Спальня	2,8

Вибір фанкойлів наведений у розділі 5.2.2

3 РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ТЕПЛОТИ НА ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ

Середні витрати теплоти на гаряче водопостачання за опалювальний період розраховуються за формулою

$$Q_{2,6}^{cp} = K_{т.п} M_{2,6} c_6 (t_{2,6} - t_{х.з}), \quad (3.1)$$

де $K_{т.п.}$ – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти від трубопроводів системи ГВП та витрати теплоти на опалення ванних кімнат, $K_{т.п.}=1,2$;

c_6 – теплоємність води, $c_6 = 4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$t_{2,6}$ – температура гарячої води у споживача, $t_{2,6} = 55^\circ\text{C}$;

$t_{х.з}$ – температура холодної водопровідної води в зимовий період, $t_{х.з} = 5^\circ\text{C}$;

Величина масової витрати гарячої води визначається за формулою

$$M_{2,6} = \frac{m \cdot a}{24}, \quad (3.2)$$

де m – кількість людей, які використовують гарячу воду в будинку, $m = 4$ чол.;

a – норма витрати гарячої води на одну людину за добу, $a = 90 \text{ кг/добу}$ [4].

$$M_{2,6} = \frac{5 \cdot 90}{24} = 18,75 \frac{\text{кг}}{\text{доб}} = 5,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

За формулою (3.1) розрахуємо середні витрати теплоти на гаряче водопостачання за опалювальний період:

$$Q_{2,6}^{cp} = 1,2 \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot 4187 \cdot (55 - 5) = 1306 \text{ Вт} = 1,3 \text{ кВт}.$$

Максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель за опалювальний період складає

$$Q_{2,6}^{макс} = (2...2,4) \cdot Q_{2,6}^{cp}, \quad (3.3)$$

$$Q_{2,6}^{макс} = 2 \cdot 1,3 = 2,6 \text{ кВт}.$$

Результати розрахунків зведено до таблиці 3.1

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Витрати теплоти на систему опалення та ГВП

Вид навантаження	Позначення	Величина, <i>кВт</i>
Витрати теплоти на опалення	Q_0	5,62
Витрати теплоти на ГВП	$Q_{г.в}^{макс}$	1,3
Загальні витрати теплоти	ΣQ	6,92

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

4.1 Режим роботи теплового насоса типу повітря – вода

Маємо чотири режими роботи ТН типу (повітря – вода), а саме: моновалентний, моноенергетичний, бівалентний альтернативний, бівалентний паралельний. Далі буде описано кожний режим більш детально.

4.2 Режими експлуатації теплового насоса

При проектуванні теплопостачання будинків часто немає можливості приєднати нові будинки житлового чи громадського призначення до вже існуючої системи централізованого теплопостачання, наприклад, вона перевантажена або будинки знаходяться на великій відстані від централізованих мереж, також приєднувати приватні будинки до централізованої системи теплопостачання досить дорого, часто дешевше встановити ТН ніж навіть просто газифікувати дім. Централізована система теплопостачання має місце у великих містах, в яких будинки є багатоповерховими і ціна прокладки і підключення може бути розділена між великою кількістю людей. Так, наприклад в США лише 4% від всіх тепло споживаючих приміщень підключені до центральної системи теплопостачання. Така ситуація виникла через те, що багато міст в США є великими, але збудованими з одно, або двоповерхових будинків. І значно дешевше і зручніше кожному забезпечити себе самому тепловою енергією. Також позитивно на децентралізацію та розвиток саме ТНУ типу (повітря-вода) в США впливає клімат, перепад температур є більш м'яким, зими більш теплі ніж в Україні. Лідерами у постачанні теплової енергії є Європейські країни. Наприклад в централізоване теплопостачання Швеції складає 42% ринку теплової енергії, а у містах ця частка досягає 90%, забезпечуючи головним чином муніципальні потреби в опаленні й гарячому водопостачанні. Відпуск теплоти для муніципального й промислового секторів складає відповідно 27 і 4 ТВт·год за рік.

Теплонасосні установки можуть працювати в різних експлуатаційних режимах в залежності від джерела тепла, використовуваного тепловим насосом, а також в залежності від проекрованої опалювальної установки будівлі або від опалювальної техніки, яка вже є в будинку. Серед можна виділяють наступні режими роботи ТНУ:

Моновалентний:

в цьому режимі теплонасос покриває всю потребу в теплі для опалення та ГВП. Найкращими для цього є такі джерела тепла, як ґрунт і ґрунтові води, так як вони майже

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

незалежні від зовнішньої температури і поставляють цілком достатньо тепла навіть при низьких температурах. Моновалентний режим добре підходить для експлуатації розсільна-водяних теплових насосів.

Моноенергетичного режим:

для покриття енергетичних піків навантаження теплонасосні установки, що працюють в моноенергетичного режимі, оснащуються додатковим електричним підігрівачем, який може підтримувати опалення та, по можливості, приготування гарячої витратної води. В цьому випадку додатковий електричний підігрівач дозволяє також тимчасово підвищувати температуру гарячої витратної води для запобігання утворення бактерій (легіонел). При проектуванні ТНУ з інтегрованим додатковим термоелектронагревателем можна задавати декілька меншу потужність і, отже, отримувати більш сприятливу вартість обладнання. При цьому важливим фактором є точний розрахунок, щоб додатковий термоелектронагреватель споживав якомога менше електроенергії. Економія за витратами на продуктивність свердловини меншого за потужністю теплонасоса, як правило, не виходить, так як в зіставленні з моновалентний режимом при моноенергетичного експлуатації збільшується кількість робочих годин теплонасоса. Цю обставину слід враховувати при розрахунку джерела тепла.

Бівалентний альтернативний:

опалювальні установки з бівалентності-альтернативним режимом експлуатації теж оснащуються поряд з теплонасосом також і другим теплогенератором. Однак тут на відміну від бівалентності-паралельного режиму теплонасос і другий теплогенератор ніколи не працюють одночасно. Замість цього застосовується розподіл річної потреби в енергії рівними частинами між теплонасосом і традиційним опалювальним котлом. При перевищенні певної зовнішньої температури, наприклад, вище 3 ° С, працює виключно ТН. При більш низьких температурах теплопостачання повністю забезпечується опалювальним котлом.

Бівалентний паралельний:

Опалювальні установки з бівалентності-паралельним режимом експлуатації оснащуються як тепловим насосом, так і додатковим теплогенератором. Раніше в одно і двоквартирних будинках поряд з ТН типу (повітря-вода) застосовували рідкопаливні котли. При цьому теплопостачання виконувалось за допомогою ТН. При падінні зовнішньої температури до 0 °С, до роботи підключався другий генератор теплоти.

Незважаючи на те, що атмосферне повітря є найбільш доступним із всіх можливих низькопотенційних джерел теплоти, його температурний потенціал для України в холодну пору року не достатній для ефективного використання цього джерела в опалювальних

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

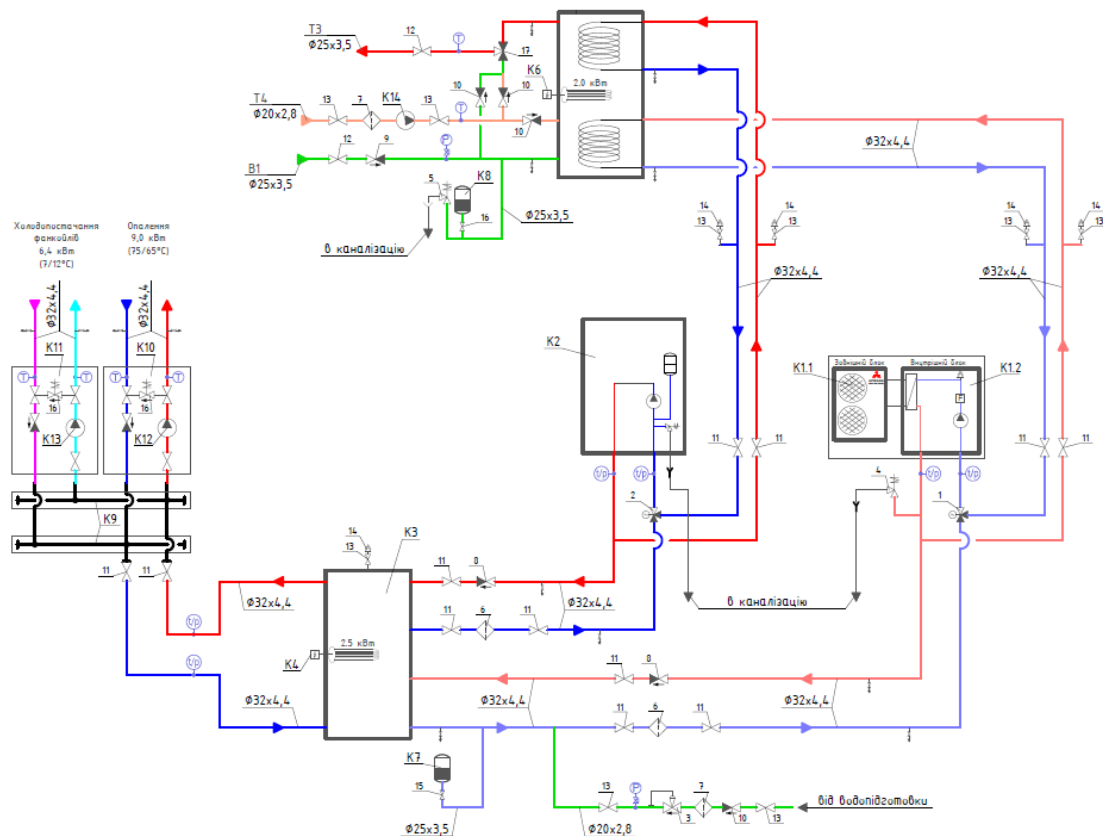
теплових насосах. В роботі показано, що при температурах зовнішнього повітря нижче мінус 3...5°C коефіцієнт перетворення знаходиться нижче значень, які прийняті для енергетично ефективної системи. Відповідні порівняння теплонасосних систем водяного опалення з традиційними котельнями та конденсаційними котлами проведені в роботі. Було показано, що при порівнянні з традиційною котельнею досить низькі значення (-10...-15°C) критичні температури застосування теплових насосів приймають лише у випадку низькотемпературних (панельних, типу «тепла підлога») систем опалення. При порівнянні з конденсаційними котлами критичні температури застосування теплонасосних систем приймають значення 0...-10°C для низькотемпературних та 2...7 °C – для звичайних радіаторних систем опалення.

У зв'язку з цим тільки субтропічні зони в Україні можуть розглядатись як виправдані місця для ефективного застосування теплових насосів з використанням теплоти атмосферного повітря в системах опалення (без використання додаткових джерел енергії). Найбільш простим технічним рішенням в цих випадках є різного виду реверсивні спліт-системи, що працюють на охолодження влітку та на опалення в холодний період року.

Через це використання моновалентного режиму роботи ТН є недоцільним для даних кліматичних умов. Також, оскільки за низьких від'ємних температур атмосферного повітря продуктивність ТН значно знижується, доцільність його використання буде втрачати зміст, а при деякій температурі повітря компресор взагалі припинить видавати теплоту. Враховуючи, що газовий котел і тепловий насос є моно енергетичними, можемо вибрати для роботи бівалентний паралельний режим роботи. Але, оскільки точка бівалентності настає при -15 °C, а для роботи ТН такі низькі температури не бажані, бо можуть призвести до пришвидченого зносу обладнання оберемо бівалентний альтернативний режим.

У даному режимі роботи працює або ТН, або газовий котел. При перевищенні певної бівалентної (зовнішньої) температури працює виключно ТН. На рис. 4.1 зображено принципову схему індивідуального теплового пункту будинку з використання теплового насоса Mitsubishi HeatGuard 71 NX для опалення та гарячого водопостачання з допоміжним теплогенератором, а саме з газовим котлом та бойлером з додатковим електронагрівачем.

4.3 Опис теплової схеми будинку



K1.1 – тепловий насос Mitsubishi Heavy HeatGuard 71 NX; K1.2 – гідромудоль теплового насоса HPS3-7; K2 – котел газовий одноконтурний 24кВт; K3 – буферна ємність HA120/10-14 120 л; K4 – електричний тен 2,5кВт; K5 – ємнісний водонагрівач Drazice OKC 200 NTRR; K6 – електричний тен 2.0кВт; K7 - розширювальний бак Reflex NG35; K8 – розширювальний бак Refix DD18; K9 – розподільчий колектор на 3 контури; K10 - насосна група D-UK1; K11 - насосна група D-UK; K12–циркуляційний насос Grundfos ALPHA2 25-60; K13 – насос циркуляційний Grundfos ALPHA2 25-80; K14 – насос циркуляції ГВП COMFORT 15-14BPM.

Рисунок 4.1 – Принципова схема індивідуального теплового пункту будинку

Дана схемадає представлення про наступні споживачі теплоти: система опалення «тепла підлога» ,сталеві панельні радіатори та система ГВП.У схемі присутні датчики зовнішньої температури котла та внутрішнього блока ТН. Інформація від датчиків обробляється на головних процесорах, що присутні в даних обладнаннях.Також до них поступає інформація від датчиків температури бойлера ГВП, температури повітря в приміщенні, від витратомірів, регулюючих клапанів та термоманометрів. Процесори

програмуються індивідуально для кожного об'єкту, утворюючи таким чином гнучку систему автоматизації.

Холодна вода від системи водопідготовки поступає через буферну ємність (К3) до внутрішнього блока ТН, в якому встановлені циркуляційний насос та пластинчатий теплообмінник, що виконує роль конденсатора. Через один контур теплообмінника проходить пара фреону, яка, конденсуючись, передає теплоту очищеній холодній воді, що тече в другому контурі. Підігріта до необхідної температури гаряча вода проходить через триходовий клапан, розділяючись на два потоки.

Перший потік поступає у верхню частину буферної ємності. У нижню частину надходить охолоджена після нагрівальних приладів вода. Гаряча вода подається за допомогою циркуляційного насоса на колекторний блок системи опалення. В колекторному блоці потік розділяється на три частини:

- перший потік поступає на колектор теплої підлоги, для 7 контурів;
- другий потік поступає на колектор теплої підлоги, для 6 контурів;

За рахунок постійної роботи циркуляційного насоса потоки гарячої та охолодженої води в буферній ємності між собою не змішуються. Деяка кількість відпрацьованої води, яка надходить до нижньої частини буферної ємності, подається на конденсатор внутрішнього блока ТН.

Другий потік поступає до бойлера системи ГВП (К4). Оскільки ТН є низькопотенційним джерелом енергії, вода протікає через нижній теплообмінник, виконаний у вигляді змійовика, підігрівуючи воду на ГВП.

Через те, що гріючий теплоносій надходить з температурою 40°C (обумовлено ефективністю роботи ТН), в бойлері присутній ТЕН, який догріває воду на ГВП до необхідної температури. Холодна вода, яка відповідає санітарним нормам та є питною, поступає в емальований бак, що встановлений у бойлері, забираючи тепло від гарячої води. Охолоджена вода, підмішуючись до зворотної води після системи опалення, поступає назад до конденсатора ТН.

Із настанням температури бівалентності ТН автоматично вмикається газовий котел. За допомогою циркуляційного насоса, що встановлений в котлі, холодна вода підігрівається до необхідної температури і через триходовий клапан розділяється на два потоки. Перший потік поступає у верхню частину буферної ємності, звідки за допомогою насоса направляється до системи опалення будинку. Частина охолодженої води із буферної ємності поступає назад до котла. Другий потік подається у верхній змійовик бойлера системи ГВП, в якому холодна питна вода підігрівається і направляється до

водорозподільчих пристроїв будинку. Охолоджена вода, підмішуючись до зворотної води після системи опалення, направляється до котла.

На подавальних трубопроводах холодної води після системи водопідготовки та води на ГВП розташовані мембранні розширювальні баки ємностями 18 л (К5) і 35 л (К6) відповідно.

Дана система є повністю автоматизованою. Модуль, який відповідає за керування всією системою, встановлюється у внутрішньому блоці ТН. Взаємодіяти із системою можна вручну за допомогою пульта керування, який розташований на панелі внутрішнього блоку ТН. Користувач також здатен встановлювати необхідний режим роботи системи дистанційно: через мережу Internet або за допомогою стільникового зв'язку. Для цього у внутрішньому блоці передбачені роутер та GSM-модем.

Вся робота системи записується на флеш-накопичувач у вигляді таблиць excel. Це дуже зручно, оскільки дозволяє зекономити час на виявлення причин виходу системи з ладу.

4.4 Визначення бівалентної температури

Важливим елементом у ланцюгу передачі теплоти є джерело корисної теплоти. Теплонасосні та традиційні системи опалення є споживачами первинної енергії викопного палива, оскільки електроенергія, яка використовується для приводу компресора ТН, виробляється на електричних станціях спалюванням органічного палива. Таким чином, при аналізі ефективності роботи ТН є важливою величина коефіцієнта використання первинної енергії палива (КВП), яка визначається на основі аналізу принципових схем передачі теплоти від джерела теплопостачання до споживача теплоти. Як приклад маємо графічні залежності для теплового насосу Mitsubishi HeatGuard 71NX на рисунку 2.2 та 2.3. Низькотемпературним джерелом теплоти для ТН є атмосферне повітря, а коефіцієнт корисної дії ТН прийнятий 0,6.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

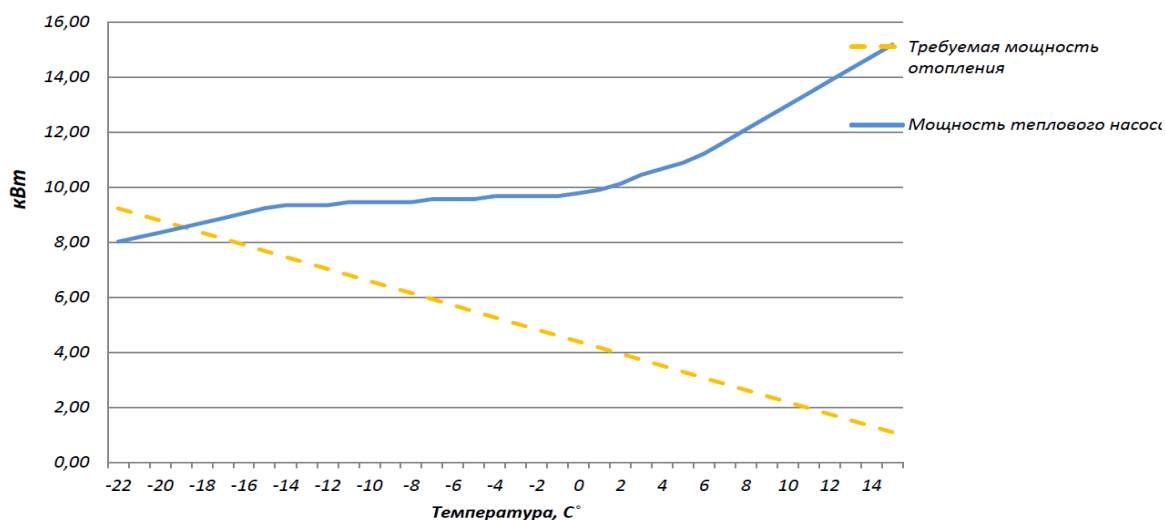


Рисунок 4.2 - Залежність теплової потужності ТН Mitsubishi HeatGuard 71 NX від температури низькотемпературного джерела теплоти (повітря), при температурному графіку 40°C...35°C та необхідна потужність для опалення будинку площею 96 м² з класом енергоефективності «В»

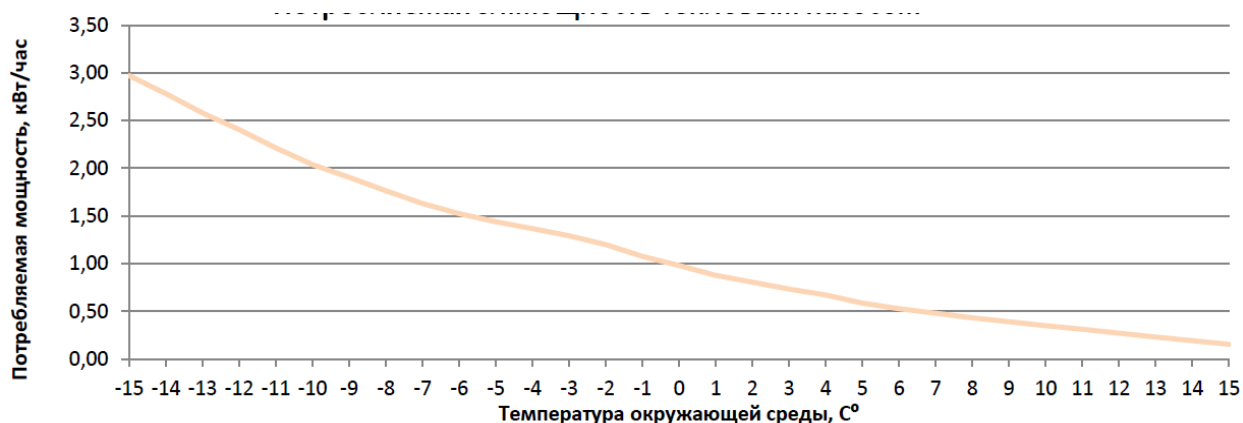


Рисунок 4.3 - Споживання електричної енергії для ТН Mitsubishi HeatGuard 71NX в залежності від температури низько потенційного джерела теплоти (повітря)

Як видно з рисунку 4.2 та 4.3 у випадку, газовий котел має підключатись у випадку, якщо тепловий насос не може задовольнити самостійно потреби в тепловій енергії. Температура бівалентності буде при температурі зовнішнього повітря -19°C. Отже ТН буде забезпечувати будинку більше як 90% потреб в тепловій енергії.

4.5 Основні елементи системи тепlopостачання та їх використання

4.5.1 Опис роботи теплового насоса

Тепловий насос – це пристрій, який працює за зворотним принципом роботи холодильної машини, передаючи теплоту від низькотемпературного джерела до середовища з більш високою температурою, наприклад, до системи опалення вашого будинку. Принцип роботи теплового насоса схожий до роботи звичайного холодильника, проте навпаки. Холодильник відбирає теплоту від харчових продуктів і переносить його назовні. Тепловий насос переносить теплоту, накопичене в замлі, водоймі, підземних водах або повітрі, у ваш будинок. Як і холодильник, цей енергоефективний теплогенератор має наступні основні елементи:

- Конденсатор (теплообмінник, в якому відбувається передача теплоти від холодоагенту до елементів системи опалення приміщення: низькотемпературних радіаторів, фанкойлів, теплої підлоги);
- Дросель (пристрій, який служить для зниження тиску, температури і, як наслідок, замикання теплофікаційного циклу в тепловому насосі);
- Випарник (теплообмінник, в якому відбувається відбір теплоти від низькотемпературного джерела до теплового насоса);
- Компресор (пристрій, який підвищує тиск і температуру пари холодоагенту).

Принципова схема теплового насоса з вказівкою напрямку руху холодильного агента для опалення та охолодження будівлі наведена на рис. 4.4. Зовнішній теплообмінник розташований у джерел теплоти, внутрішній – в приміщенні, яке потрібно нагрівати взимку і охолоджувати влітку. Тепловий насос облаштований таким чином, щоб змусити теплоту рухатися в зворотному напрямку. Наприклад, під час нагрівання будинку, теплота відбирається від якого-небудь холодного зовнішнього джерела (землі, річки, озера, зовнішнього повітря) і передається в будинок.

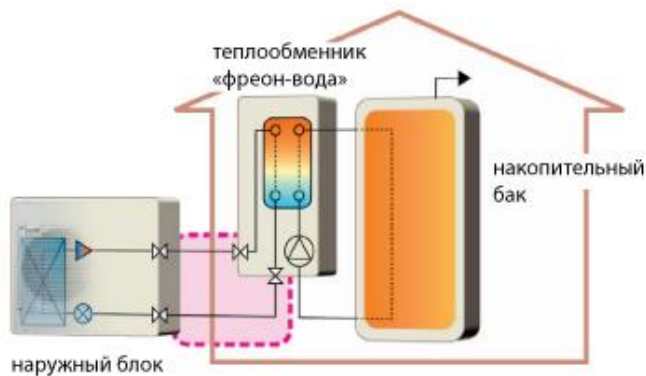


Рисунок 4.4 – Принципова схема теплового насоса

Для охолодження (кондиціонування) будинку теплота відбирається від більш теплого повітря в будинку і передається назовні. У цьому відношенні тепловий насос схожий на звичайний гідравлічний насос, який перекачує рідину з нижнього рівня на верхній, тоді як у звичайних умовах рідина завжди рухається з верхнього рівня на нижній.

На сьогоднішній день найбільш розповсюдженими є парокомпресійні теплові насоси. В основі принципу їх дії лежать два явища, а саме поглинання і виділення теплоти рідиною при зміні агрегатного стану – випаровування і конденсація, відповідно, і зміна температури випаровування (і конденсації) при зміні тиску.

У випарнику теплового насоса робочим тілом є – холодоагент. Він знаходиться під низьким тиском і кипить при низькій температурі, поглинаючи теплоту низькопотенційного джерела. Потім робоче тіло стискається в компресорі, який приводиться в рух за допомогою електричного або іншого двигуна, і потрапляє в конденсатор, де при високому тиску конденсується при більш високій температурі, віддаючи теплоту конденсації приймачу теплоти, наприклад, теплоносію системи опалення. З конденсатора робоче тіло через дросель знову потрапляє у випарник, де його тиск знижується, і процес кипіння холодоагенту починається знову.

Тепловий насос здатний відбирати теплоту від декількох джерел, наприклад, повітря, води або землі. Таким же шляхом він може скидати теплоту в повітря, воду або землю. Більш тепле середовище, яке сприймає теплоту, називається теплоприймачем. Залежно від типу джерела і приймача теплоти, випарник і конденсатор можуть бути виконані як теплообмінники типу "повітря-рідина", так і "рідина-рідина".

Регулювання роботи системи опалення з використанням теплових насосів в більшості випадків здійснюється за допомогою його включення і виключення по сигналу датчика температури, який встановлений в приймачі (при нагріванні) або джерелі (при охолодженні) теплоти. Налаштування теплового насоса зазвичай здійснюється зміною перетину дроселя (терморегулюючого вентиля).

Як і холодильна машина, тепловий насос використовує механічну (електричну або іншу) енергію для реалізації термодинамічного циклу. Ця енергія використовується на привід компресора (сучасні теплові насоси потужністю до 100 кВт комплектуються високоефективними скрол компресорами). Коефіцієнт перетворення (коефіцієнт трансформації або ефективності) теплового насоса – це співвідношення кількості теплової енергії, яку виробляє тепловий насос до кількості електричної енергії, яку він споживає. Коефіцієнт перетворення залежить від рівня температур у випарнику і конденсаторі теплового насоса. Це значення коливається для різних теплонасосних систем в діапазоні

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

від 2,5 до 7, тобто на 1 кВт витраченої електричної енергії тепловий насос виробляє від 2,5 до 7 кВт теплової енергії, що не під силу ні конденсаційному газовому котлу, ні будь-якому іншому генератору теплоти. Тому можна стверджувати, що парокомпресійні теплові насоси виробляють теплоту, використовуючи мінімальну кількість дорогої електричної енергії. Температурний рівень тепlopостачання від теплових насосів 35–60°C. Економія дорогих енергетичних ресурсів при такому температурному режимі досягає 75%.

4.5.2 Особливості використання теплоти атмосферного повітря для теплонасосних систем опалення

Звідки ж тепло в холодному повітрі, зараз розберемось:

$$Q = c \cdot m \cdot (T_1 - T_0), \quad (4.1)$$

де Q - кількість теплоти, вимірюється в Джоулях [Дж];

c - питома теплоємність речовини, вимірюється в [Дж/кг*°C].

m - маса речовини, вимірюється в кілограмах [кг];

T_0 - початкова температура, вимірюється в градусах Цельсія [°C];

T_1 - кінцева температура, вимірюється в градусах Цельсія [°C];

Розрахуємо приклад. Скільки тепла можна відібрати у 1 м³ повітря при початковій температурі -20 °C, якщо випарник теплового насоса здатний відібрати $\Delta=10^\circ\text{C}$?

Питома теплоємність повітря дорівнює 1003 Дж/кг*°C

Щільність повітря дорівнює 1,225 кг/м³

$$Q = 1003 \cdot 1,225 \cdot (-20 - (-30)) = 12286,75 \text{ Дж} \quad (4.2)$$

Отже, маємо, що 1 м³ повітря містить кількість теплоти дорівнює: $Q = 12286,75$ [Дж] = 3,4 Вт*год.

Головна особливість повітряного теплового насоса – це поєднання більш демократичної ціни, порівняно з геотермальним тепловим насосом, і високого середньорічного коефіцієнта перетворення. Ці характеристики дозволяють широко застосовувати повітряні теплові насоси як при створенні нових систем опалення, так і при реконструкції застарілих.

Атмосферне повітря являє собою необмежене та всеосяжне джерело низькопотенціальної енергії. Технічно досяжний ресурс теплоти атмосферного повітря обмежується тільки технічними характеристиками ТН. До появи на ринку повітряних теплових насосів останнього покоління їх застосування в нашому регіоні було

малоефективним. При мінусовій температурі повітряний тепловий насос не тільки різко знижував температуру лінії подачі, але у нього також падала теплова потужність (при -20°C теплопродуктивність падала на 40%).

Ситуація кардинально змінилася з виходом на ринок повітряних теплових насосів останнього покоління, які завдяки новим технологіям домоглися не тільки стабільної працездатності до температур -20...-30°C, але і забезпечили стабільну потужність, а також досить високий коефіцієнт перетворення.

У кліматичних умовах України, наприклад, для Києва (середня температура опалювального сезону – близько 0°C, середня мінімальна температура найбільш холодного місяця мінус 5°C, розрахункова мінімальна температура систем опалення мінус 22°C[1]) можуть використовуватися серійні ТН у кліматичному виконанні на температури мінус 15°C – мінус 20°C. Для теплових насосів «повітря – вода» параметри джерела теплоти задаються конструкцією або розмірами пристрою. Необхідна кількість повітря подається через повітряні канали за допомогою вентилятора. Схема роботи установки повітряного ТН представлена на рис. 4.5.

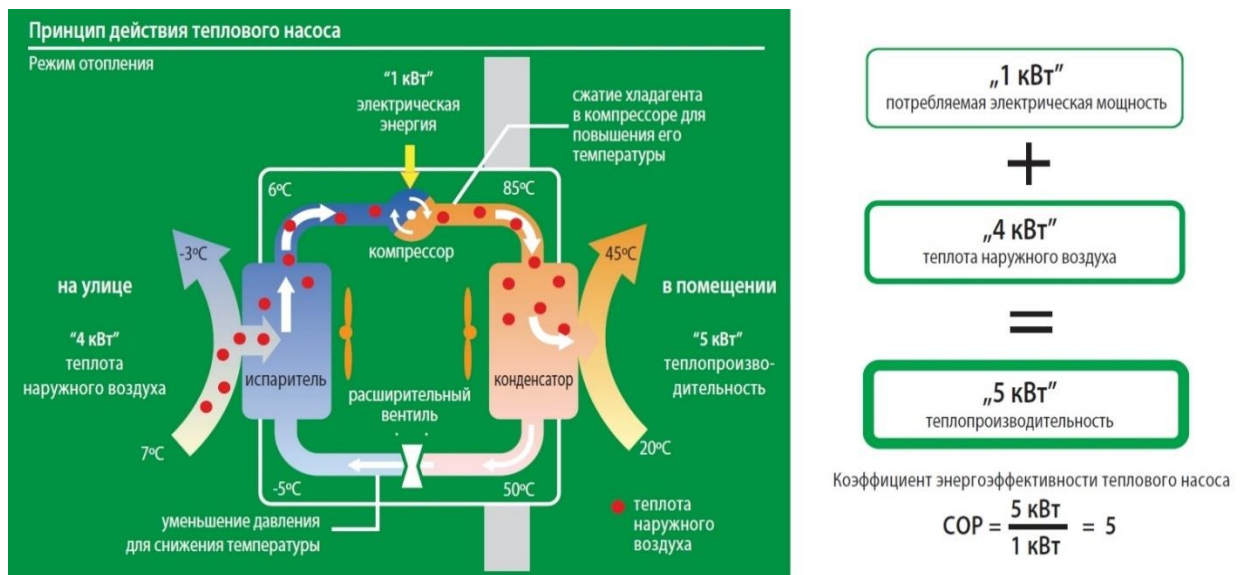


Рисунок 4.5 - Схема работы установки ТН повітря-вода

Цикл ТН є повністю реверсивним, тому ТН можуть забезпечувати цілорічне регулювання параметрів повітря – опалення взимку та охолодження і підсушування влітку [6]. Економічно досяжний потенціал теплоти атмосферного повітря визначається на основі порівняння економічності використання повітряних теплових насосів замість традиційних джерел енергії у середньому за сезон. Якщо таке порівняння буде на користь теплового насоса, то економічний потенціал його використання буде обмежуватися тільки недовиробленням теплоти у випадках екстремальних морозів та перервах електроживлення, коли у роботу вступає піково-аварійне джерело теплоти. Наявність

такого джерела є обов'язковим, виходячи з високої вірогідності виникнення означених подій протягом терміну служби теплового насоса [6].

При використанні повітря взимку коефіцієнт трансформації може стати меншим за 2 – 2,5. Цей недолік можна компенсувати використанням додаткового підігрівання повітря теплотою кристалізації води, кількість якої більш ніж на порядок менша від необхідної для роботи ТН при охолодженні поверхневих та ґрунтових вод взимку [7].

До недоліків повітря слід віднести також низькі коефіцієнти теплообміну при передачі теплоти у випарниках ТН, що вимагає оребрення поверхонь теплообміну. Крім того, з повітря на поверхні теплообміну випадає волога, яка покриває їх інеем та льодом і погіршує теплопередачу. Видалення інеею та льоду з випарника роблять реверсуванням ТН, коли у випарник подають робоче тіло після компресора або використанням теплого відпрацьованого вентиляційного повітря.

Таким чином, аналізуючи роботу ТН з використанням як джерела теплоти атмосферного повітря, можна назвати такі його переваги:

- необмежене та всеосяжне джерело;
- невисокі початкові капіталовкладення;
- можливість розміщення таких установок на будь-якому об'єкті.

Робота ТН з використанням як джерела теплоти атмосферного повітря має наступні недоліки:

- невисокий коефіцієнт трансформації при температурах повітря нижчих за 0°C;
- достатньо висока гучність зовнішнього блока;
- при невисоких температурах зовнішнього повітря необхідно використовувати спеціальні пристрої для запобігання обмерзання зовнішнього блока.
-

4.6 Розрахунок теплої підлоги

4.6.1 Ізоляція по периметру

Ізоляція по периметру необхідна для компенсації теплового розширення маси бетону та для зменшення втрат тепла через бічні стіни. Товщина шару ізоляції по периметру повинна становити не менше 5 мм, а її висота дорівнює висоті заливки бетону. Вона виконана зі спіненого поліуретану, не поглинає вологу. Крім ізоляції по периметру використовується ізоляція для компенсаційних швів. Від попередньої вона відрізняється відсутністю привареної поліетиленової плівки, виконує роль вологозахисної ізоляції.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо застосування ізоляції по периметру завжди обов'язково, то компенсаційний шов застосовується у разі якщо площа приміщення більше 40 м².

У цих випадках необхідно розбити приміщення на окремі ділянки і виконати додаткові компенсаційні шви. При цьому необхідно так скомпонувати прокладку нагрівального контуру, щоб домогтися мінімальної кількості труб, що проходять через компенсаційний шов (бажано, щоб через компенсаційний шов проходили тільки дві труби: подачі та зворотня). Також дуже важливо, як труба проходить через компенсаційний шов. Труба повинна проходити з невеликим вигином всередині гофрованої трубки довжиною не менше 60 см для забезпечення її рухливості.

4.6.2 Гріючий контур

Віддача тепла в системі «теплої підлоги» відбувається за рахунок протікання гарячої води по закільцьованому змійовику (нагрівальному контуру). Тепловий потік проходить через стінку труби, потім через шар бетону, який разом з декоративним покриттям підлоги стає гріючою плитою та віддає тепло приміщенню. Після бетонування дуже проблематично займатися ремонтом трубопроводу, тому важливо правильно вибрати необхідну трубу.

В проекті обрано металопластикову комбіновану трубу «Aqua - Rex» [8]. Труба має повну корозійну, хімічну та електрохімічну стійкість як зовні, так і зсередини. Внутрішня поверхня є абсолютно гладкою, що знижує гідравлічні втрати тиску в трубі. Відсутність відкладень солей, це гарантує те, що з часом гідравлічний опір не зміниться. Труба має армований шар з алюмінію, що, крім збільшення міцності труби, знижує її коефіцієнт лінійного розширення.

4.6.3 Шар бетону та покриття підлоги

Гріючий контур заливається бетоном, який вирівнює температуру, приймає на себе силове навантаження і розподіляє її на менш міцний шар теплової ізоляції. Для житлового будівництва застосовують цементний шар з розрахунковим експлуатаційним навантаженням до 2 кН/м². Загальна товщина бетонного шару від площини ізоляції повинна становити не менше 5,5–6,5 см (над поверхнею труби 3,5–4,5 см) для рівномірного розподілу тепла по поверхні підлоги і забезпечення необхідної міцності. В бетон, використовуваний для заливки, бажано додавання спеціального пластифікатора для систем «теплої підлоги».

Покриття підлоги настиляється безпосередньо на бетон. В якості декоративного покриття можливе використання:

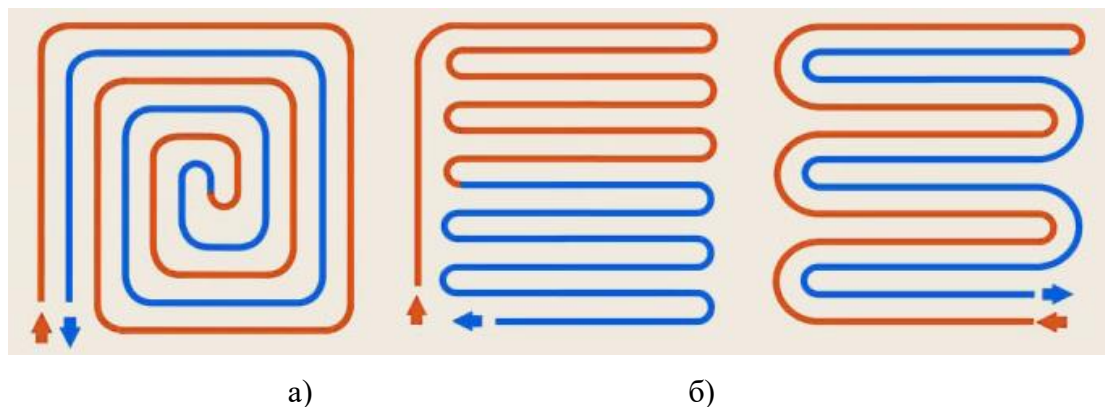
					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- цементного розчину;
- ліноліум;
- керамічної плитки;
- пластмасової плитки;
- паркету (спеціальний для теплої підлоги);
- килимове покриття;
- мармурової плитки.

Всі матеріали, використані для покриття, так само як і клей, повинні бути стійкі до тривалого впливу температури 50°C , повинні мати посвідчення, що підтверджує придатність для систем «теплої підлоги» (зміна фізичних властивостей матеріалу, відсутність шкідливих виділень при нагріванні). При проектуванні системи теплої підлоги необхідно заздалегідь враховувати, який матеріал буде використовуватися надалі для декоративного покриття підлоги, з причини великого впливу типів покриття на корисну віддачу тепла.

В нашому випадку маємо керамічну плитку, з тепловим опором $r_{к.п} = 0,02 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ [2] для всіх приміщень.

Труби теплої підлоги компонують декількома способами:



а) компоновка равликом; б) компоновка змійкою

Рисунок 4.6 – Компоновка труб.

4.6.4 Конструктивні розміри теплої підлоги

Тепла підлога в будинку влаштовується у наступних приміщеннях:

Перший поверх:

- Тамбур ($F_{тб} = 2,20 \text{ м}^2$);
- Хол ($F_x = 2,15 \text{ м}^2$);

- Санвузол 1 поверх ($F_{cv1} = 3,75 \text{ м}^2$);
- Кухня-їдальня ($F_{кх} = 30,78 \text{ м}^2$);
- Гардеробна 1 поверх ($F_{гб} = 1,73 \text{ м}^2$).

Другий поверх:

- Передпокій ($F_{пк} = 3,12 \text{ м}^2$);
- Санвузол 2 поверх ($F_{cv2} = 7,28 \text{ м}^2$);
- Спальня№1 ($F_{cn} = 14,74 \text{ м}^2$);
- Спальня№2 ($F_{cn} = 10,0 \text{ м}^2$);
- Гардеробна 2 поверх ($F_{гб} = 3,86 \text{ м}^2$).

Загальна площа приміщень становить $41,5 + 39 = 80,5 \text{ м}^2$.

Теплові втрати в приміщеннях, які опалюються «теплою підлогою»:

$$Q_{m,n} = 5,62 \text{ кВт}.$$

За площею $F_{т.п}$ (м^2) і тепловими втратами $Q_{т.п}$ (Вт) приміщень визначаємо необхідний потік теплоти з одного квадратного метра площі q :

$$q = Q_{m,n} / F_{т.п}, \quad (4.3)$$

$$q = 5620/80,5 = 69,42 \text{ Вт/м}^2.$$

Знайдемо втрати теплоти в кожному приміщенні, яке опалюється «теплою підлогою», за наступною формулою:

$$Q_{прим} = q \cdot F_{прим}. \quad (4.4)$$

Результати розрахунків зведемо в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Втрати теплоти в приміщеннях, що опалюються «теплою підлогою»

Приміщення	Втрати теплоти $Q_{прим}, \text{Вт}$
Тамбур	152,7
Хол	149,2
Санвузол 1 поверх	260,3
Кухня-їдальня	2136,7
Гардеробна 1 поверх	120,1
Передпокій	216,6
Санвузол 2 поверх	505,4
Спальня№1	1023,2
Спальня№2	694,2
Гардеробна 2 поверх	267,9

Знаходимо таблицю з відповідним типом покриття [2]. Задаємося температурою теплоносія і по температурі повітря в приміщенні вибираємо крок прокладки труби, враховуючи тип покриття:

— керамічна плитка:

$q_{к.п} = 68 \text{ Вт/м}^2$, $b_{к.п} = 0,1 \text{ м}$, середня температура теплоносія $t_{ср} = 37,5^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{підл.кер.}} = (q / 11,2) + t_{\text{прим.}} \quad (4.5)$$

Підлога з керамічною плиткою:

$$t_{\text{підл.кер.}} = (68/11,2) + 20 = 26,1^\circ\text{C}.$$

Отримані температури не перевищують допустиму температуру поверхні підлоги, яка дорівнює $t_{\text{під.макс}} = 29^\circ\text{C}$.

Довжиною контуру вважається вся труба, починаючи від колектора.

Згідно з рекомендаціями максимальна довжина труби в одному кільці не повинна перевищувати 100 – 120 м. Гріючий контур необхідно виконувати із суцільної труби.

Розрахуємо довжини труб окремо для кожного приміщення за формулою :

$$L = F_{\text{прим}} / b. \quad (4.6)$$

Таблиця 4.2 - Довжина контурів труб в приміщеннях для 1-го та 2-го колекторів

№ контура	Загальна довжина контура, м
1.1	21
1.2	43
1.3	34
1.4	28
1.5	66
1.6	69
1.7	58

№ контура	Загальна довжина контура, м
2.1	22
2.2	58
2.3	72
2.4	56
2.5	80
2.6	30

Маємо два гідравлічних колектори. До 1-го приєднані: тамбур, хол, санвузол 1 поверху, кухня-їдальня, гардеробна 1 поверху. До 2-го: передпокій, санвузол 2 поверху, спальна кімната, спальна кімната, гардеробна 2 поверху.

На першому гідравлічному колекторі маємо 7 контурів, а саме 1 в тамбурі та холі, 4 в кухні-їдальні, 1 в санвузлі 1 поверху, 1 в гардеробній 1 поверху.

На другому гідравлічному колекторі маємо 6 контурів, а саме 2 в спальній кімнаті №1, 1 в спальній кімнаті №2, 1 в гардеробній 2 поверху, 1 в санвузлі 2 поверху та 1 в передпокої. Розташування контурів першого та другого гідравлічного колекторів показано на рис.4.7 та рис.4.8.

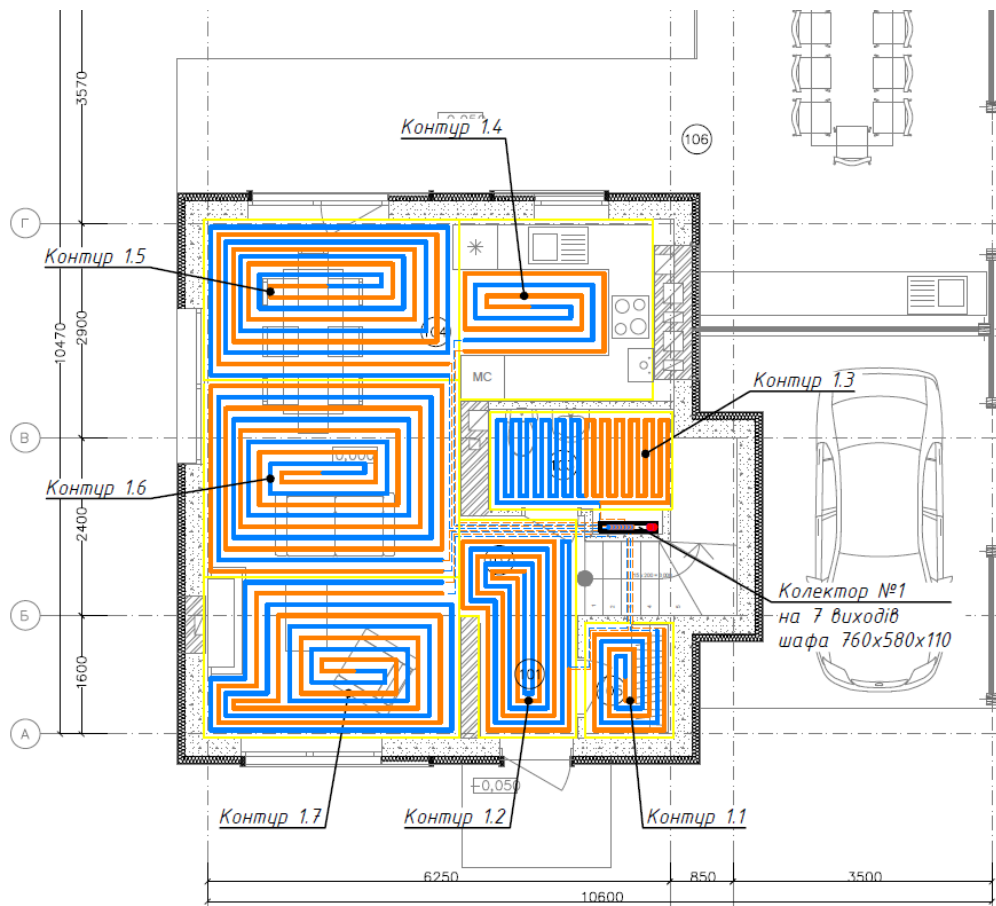


Рисунок 4.7 - Розташування контурів першого гідравлічного колектора

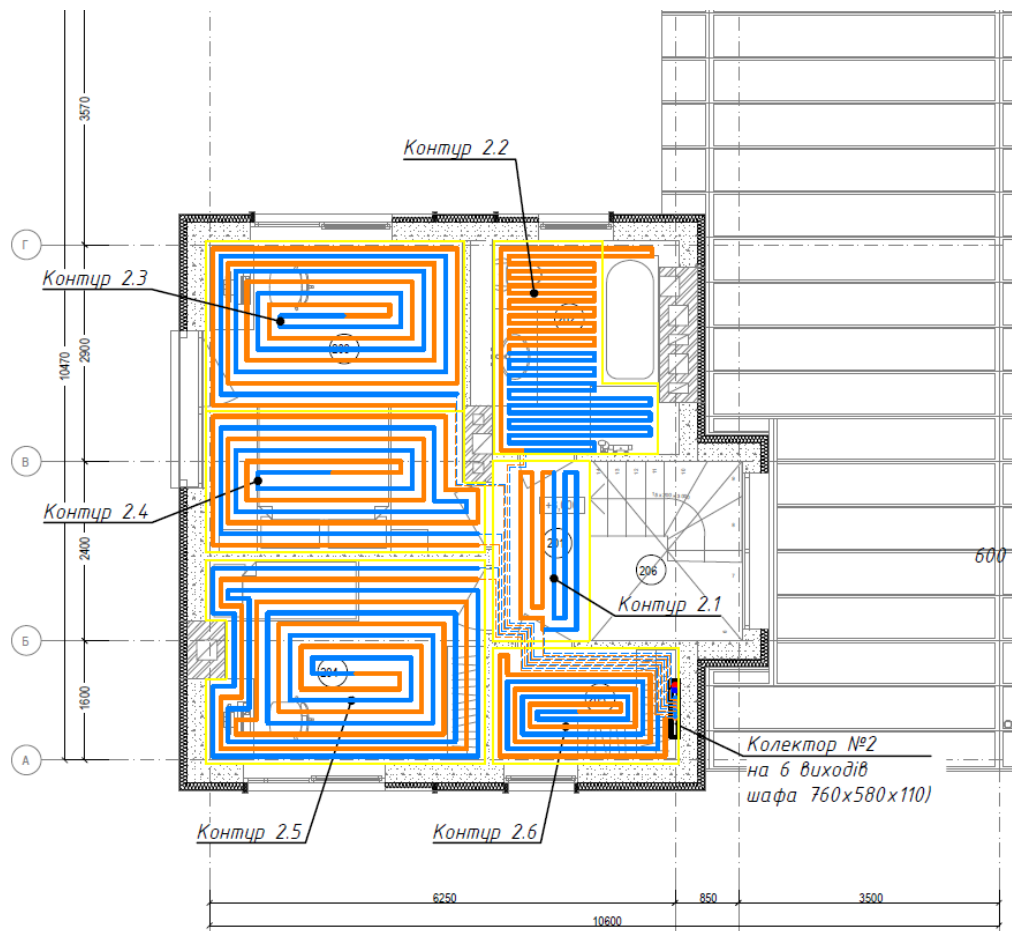


Рисунок 4.8 - Розташування контурів другого гідралічного колектора.

При паралельному з'єднанні декількох кілець з паралельною подачею необхідно проводити вирівнювання гідралічного опору окремих кілець. Вирівнювання гідралічного опору проводиться до величини втрат у найбільш несприятливому контурі (найбільші втрати тиску). Різниця відрегульованого гідралічного опору паралельно з'єднаних кілець не повинна перевищувати 20-30%. При розрахунку максимальної довжини кільця гріючого контуру також враховують, що опір потоку не повинен перевищувати 20-25 кПа. При цьому мінімальна швидкість потоку теплоносія в кільці повинна бути не менше 0,15-0,2 м/с (1,4-1,8 л/хв). При цій швидкості повітряні бульбашки будуть видавлюватись з труби, що виключить можливість утворення повітряних пробок. Знайдемо загальну довжину кожного контуру, додавши відстані до подавального та зворотного колекторів (відстані визначено з плану будинку).

Виходячи з принципу, за яким були утворені контури «теплої підлоги», розрахуємо теплову потужність кожного контуру та визначимо необхідну витрату теплоносія окремо для кожного контуру.

Формула для розрахунку масової витрати теплоносія:

$$m = \frac{1,1 \cdot Q_w}{4190 \cdot (t_{\text{под}} - t_{\text{зв}})}, \quad (4.7)$$

де $t_{\text{под}} = 40^\circ\text{C}$ – температура гарячої води на вході;

$t_{\text{зв}} = 35^\circ\text{C}$ – температура охолодженої води на виході.

Результати розрахунків зведено в табл. 4.3 та табл. 4.4.

Таблиця 4.3 – Теплові потужності та масові витрати гарячої води контурів опалення «теплої підлоги» для 1-го колектора

№ контура	Загальна довжина контура, м	Площа контура, м^2	Q_w , Вт	м, кг/хв	м, кг/сек
1.1	21	1,9	152,7	0,7	0,011
1.2	43	4,2	149,2	1,3	0,021
1.3	34	3,2	260,3	1,0	0,016
1.4	28	2,4	155,2	0,6	0,01
1.5	66	7,5	610,8	1,9	0,031
1.6	69	9,1	763,5	2,3	0,038
1.7	58	6,8	580,2	1,7	0,028
Σ контурів	319	35,1	2671,9	9,5	0,155

Таблиця 4.4 – Теплові потужності та масові витрати гарячої води контурів опалення «теплої підлоги» для 2-го колектора

№ контура	Загальна довжина контура, м	Площа контура, м^2	Q_w , Вт	м, кг/хв	м, кг/сек
2.1	22	3,1	216,6	0,8	0,013
2.2	58	4,8	505,4	1,1	0,018
2.3	72	7,9	1023,2	2,0	0,03
2.4	56	6,8	694,2	1,7	0,028
2.5	80	10,0	267,9	2,5	0,041
2.6	30	3,8	216,6	1,1	0,018
Σ контурів	318	36,4	2923,9	9,2	0,148

Загальна сума: $Q_w = 5595,8 \text{ Вт}$; $m = 18,7 \text{ кг/хв}$; $m = 1122 \text{ кг/год}$.

За розрахованими масовими витратами визначаємо швидкості потоку теплоносія в окремих контурах і, використовуючи таблицю [9], знаходимо одиничні гідравлічні опори потоків R , Па/м.

В таблиці дані гідравлічних опорів наведені для температури 50°C . Для розрахунку на іншу температуру води використовуються поправні коефіцієнти K . Для середньої температури теплоносія в системі опалення «тепла підлога», яка складає $t_{\text{сер}} = 37,5^\circ\text{C}$, відповідно $K=1,32$.

За результатами розрахунку обираємо такі розміри труби для контурів теплої підлоги - $16 \times 2,0 \text{ мм}$.

Уточнимо значення швидкостей гарячої води в кожному контурі за формулою:

$$w = \frac{m}{\rho \cdot f}, \quad (4.8)$$

де ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина теплоносія (для води приймаємо $\rho = 992,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$);

f , м^2 – площа поперечного перерізу трубопроводу.

Для труби $16 \times 2,0 \text{ мм}$ площа поперечного перерізу становить:

$$f = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}, \quad (4.9)$$

$$f = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} = 1,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Отже, за формулою (4.8) уточнені значення швидкостей становлять для першого колектора:

$$w_1 = \frac{0,011}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,1 \text{ м / с};$$

$$w_2 = \frac{0,021}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,18 \text{ м / с};$$

$$w_3 = \frac{0,016}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,14 \text{ м / с};$$

$$w_4 = \frac{0,01}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,09 \text{ м / с};$$

$$w_5 = \frac{0,031}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,27 \text{ м / с};$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$w_6 = \frac{0,038}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,33 \text{ м / с};$$

$$w_7 = \frac{0,028}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,25 \text{ м / с};$$

За формулою (4.8) уточнені значення швидкостей становлять для другого колектора:

$$w_1 = \frac{0,013}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,12 \text{ м / с};$$

$$w_2 = w_6 = \frac{0,018}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,16 \text{ м / с};$$

$$w_3 = \frac{0,03}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,26 \text{ м / с};$$

$$w_4 = \frac{0,028}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,25 \text{ м / с};$$

$$w_5 = \frac{0,041}{992,2 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,36 \text{ м / с}.$$

Отримані швидкості потоку теплоносія в контурах є більшими за мінімальну швидкість, яка складає 0,15 м/с.

Гідравлічні втрати тиску системи опалення типу «тепла підлога»:

$$\Delta p = L_w \cdot R', \quad (4.10)$$

де R – одиничний гідравлічний опір потоку;

L_w – довжина труби грійочого контуру, м.

В таблиці дані гідравлічних опорів наведені для температури 50°C. Для розрахунку на іншу температуру води використовуються поправні коефіцієнти K . Для середньої температури теплоносія в системі опалення «тепла підлога», яка складає $t_{сер} = 37,5^\circ\text{C}$, $K=1,32$.

Уточнене значення одиничного гідравлічного опору потоку:

$$R_{уточн.} = K \cdot R \quad (4.11)$$

Для труби 16×2 отримаємо наступні значення, які зведемо в табл. 4.5 та табл. 4.6.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.5 – Одиничні гідравлічні опори потоку, їх уточнені значення та швидкості потоку теплоносія контурів опалення «теплої підлоги» для 1-го колектора

№ контура	$R, \text{Па/м}$	$R_{\text{уточн.}} \text{Па/м}$	$m, \text{м/с}$
1.1	23,1	30,4	0,1
1.2	47,2	62,3	0,18
1.3	30,1	39,7	0,14
1.4	21,7	28,6	0,09
1.5	133,6	176,3	0,27
1.6	142,1	187,6	0,33
1.7	128,5	169,6	0,25

Таблиця 4.6 – Одиничні гідравлічні опори потоку, їх уточнені значення та швидкості потоку теплоносія контурів опалення «теплої підлоги» для 2-го колектора

№ контура	$R, \text{Па/м}$	$R_{\text{уточн.}} \text{Па/м}$	$m, \text{м/с}$
2.1	28,6	37,7	0,12
2.2	44,2	58,3	0,16
2.3	130,8	172,6	0,26
2.4	129,1	170,4	0,25
2.5	148,6	196,1	0,36
2.6	44,2	58,3	0,16

Для кожного контура 1-го колектора гідравлічні втрати тиску становлять відповідно:

$$\Delta p_{w1} = 21 \cdot 30,5 = 640,5 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w2} = 43 \cdot 62,3 = 2678,9 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w3} = 34 \cdot 39,7 = 1349,8 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w4} = 28 \cdot 28,64 = 784,2 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w5} = 66 \cdot 176,35 = 11616 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w6} = 69 \cdot 187,57 = 10902 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w7} = 58 \cdot 159,62 = 9199 \text{ Па};$$

Для кожного контура 2-го колектора гідравлічні втрати тиску становлять відповідно:

$$\Delta p_{w1} = 22 \cdot 37,75 = 830,5 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w2} = 58 \cdot 58,34 = 3383,7 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w3} = 72 \cdot 172,6 = 12427,3 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w4} = 56 \cdot 170,2 = 9520 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w5} = 80 \cdot 196,15 = 15692,1 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{w6} = 30 \cdot 58,34 = 1750,2 \text{ Па};$$

Тоді гідравлічні втрати тиску:

$$\sum \Delta p = 80,8 \text{ кПа}.$$

Знаючи, що за рекомендаціями втрати тиску не можуть перевищувати 20кПа, робимо висновок про необхідність застосувати паралельне з'єднання декількох контурів.

Знайдемо необхідну кількість паралельних контурів:

$$n = \frac{\Delta p}{\Delta p_{omn}} = \frac{80,8}{20} = 4_{шт}.$$

Довжина одного контуру:

$$L_{\kappa} = \frac{L_w}{n} = \frac{318}{4} = 80 \text{ м}.$$

Ці контури розпаралелюють за допомогою гідравлічних колекторів. Їх головна функція це - регулювання та налагодження системи «тепла підлога». За допомогою регулюючих клапанів, які є на колекторах, відбувається регулювання масової витрати води окремо для кожного контуру.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

5.1 Вибір панельних радіаторів

5.1.1 Опис конструкції панельних радіаторів

Панельні радіатори прийшли на заміну старим чавунним батареям і розповсюдились найбільше серед власників приватних будинків та котеджів. Головною їх перевагою є високий показник тепловіддачі, в порівнянні з радіаторами секційного типу. Вони дуже легко підбираються та монтуються до будь-яких приміщень завдяки різноманітності моделей та варіантів, в яких вони можуть бути виконані. Приклад панельного радіатора зображено на рис. 5.1.



Рисунок 5.1 – Сталевий панельний радіатор

Панельні радіатори опалення складаються з кількох (однієї, двох або трьох) панелей, що представляють собою зварені два листа сталі. Після штампування на них виникають вертикальні жолоби, що слугують для циркуляції теплоносія. Для досягнення кращої тепловіддачі зі зворотного боку панелі радіатори часто оснащують сталевими ребрами, які підвищують конвекцію повітря.

Також панельні радіатори випускаються з нижнім і бічним типами підключення. Моделі з нижнім типом підключення як правило коштують більш дорожче, це зумовлено тим фактом, що вони мають більш привабливий зовнішній вигляд: при такому типі

підключення труби практично непомітні, вони йдуть у підлогу або плінтус. Панельні радіатори мають такі переваги:

- Проста конструкція. Панельні радіатори є цілісними.
- Висока тепловіддача. Сталевий панельний радіатор підходить для установки в будь-якій кімнаті. Великий показник теплової потужності досягається за рахунок властивостей сталі швидко отримувати і віддавати тепло, а в сукупності з роботою конвекторів результат багаторазово зростає. Також важливу роль відіграє велика площа поверхні радіатора.

- Економічність. Найбільш дешевий. Також, економія відбувається за рахунок того, що таким батареям необхідно менше теплоносія щоб нагріти повітря в приміщенні до комфортної температури.

Але є і недоліки:

- Слабкість проти гідроударів. Такий тип радіаторів не витримує різких перепадів тиску в системі. Саме щоб захистити батареї від ушкоджень, протікань і поломок встановлюють редуктори тиску.
- Чутливі до пошкоджень. Особлива конструкція вимагає транспортувати дуже обережно, не допускаючи ударів.

Кращим вибором батарей для приватного будинку стануть сталеві панельні радіатори.

5.1.2 Тип та конструктивні розміри обраних панельних радіаторів

Сталеві панельні радіатори в будинку влаштовуються у наступних приміщеннях:

– сходові клітини ($F_{сходи} = 4,92 \text{ м}^2$).

Загальна площа приміщень становить $F_{сходи} = 4,92 \text{ м}^2$. Висота приміщення = 2.9м.

Розрахуємо необхідну теплову потужність для панельного радіатора:

$$P = V \cdot 41, \quad (5.1)$$

Де P - теплова потужність радіатора;

V - об'єм приміщення (ширина х висота х довжина)

41 - це коефіцієнт теплової енергій, який потрібно для прогріву 1 куб.м. приміщення.

$$V = 4,92 \cdot 2,9 = 14,3 \text{ м}^3,$$

$$P = 14,3 \cdot 41 = 585 \text{ Вт}$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Так як, кімната має зовнішню стіну, отриманий результат потрібно помножити на 1.2, для покриття тепловтрат, це правило відноситься для всіх типів радіаторів.

Отже, маємо наступне:

$$P = 584,9 \cdot 1,2 = 702 \text{ Вт} \quad (5.2)$$

З цих розрахунків слід, що теплова потужність радіатора повинна бути 702 Вт.

Розводка системи опалення панельними радіаторами передбачена двохтрубна тупикова. В якості опалювального приладу на сходовій клітині запроектована установка сталю панельного радіатора з нижнім підключенням торгової марки «KERMİ». Підводка до радіатора виконується «зі стіни» трубками із нержавіючої сталі торгової марки «Aqua-Pex». Підключення радіатора передбачається кутовим запірним вузлом торгової марки «HERZ». Радіаторна вставка оснащується термостатичним елементом «Design-H» торгової марки «HERZ».

Аналізуючи ринок панельних радіаторів, обираємо продукцію німецької компанії «KERMİ», котра для даного будинку є найбільш раціональною з точки зору ціни та якості. Чому саме «KERMİ»? Завдяки постійним нововведенням і розробкам, чотири роки тому з'явилися радіатори «KERMİ» з підвищеними характеристиками продуктивності і економічності: термін їх нагрівання знизився на чверть, витрата енергії зменшилася на 11%, а сила випромінювання піднялася на 100%, в порівнянні з іншими панельними приладами опалення. Зверніть увагу на те, що такий результат був досягнутий за допомогою впровадження технології, що отримала назву Therm X2.

Щоб мати уявлення про роботу системи, потрібно трохи зануритися в конструкцію обладнання.

Сталеві, панельні радіатори Kermi представляють, з себе дві панелі об'єднані трубками, по яких циркулює теплоносій. У звичайних радіаторах підігрів ведеться рівномірно, іншими словами теплоносій надходить одночасно по обом панелям. Ні для кого не секрет що до недавнього часу, такий спосіб підігріву був найбільш раціональним.

Сталеві панельні радіатори «KERMİ», технології Therm X2, влаштовані таким чином, що теплоносій в них попередньо проходить передню панель, а тільки потім надходить в задню. І дійсно, через це вдається швидше нагріти передню частину радіатора а також збільшити інтенсивність випромінювання. В задню панель надходить трохи охолоджений теплоносій, вона нагрівається довше і не досягає такої, високої температури,

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

як передня. Це ніяк не недолік, а гідність, в цей час задня панель результативно виконує роль екрана, що запобігає втрати тепла і практично не витрачає, цінну енергію на нікому не бажаний підігрів стіни, як у інших опалювальних приладів.

Технічні характеристики радіаторів такого типу:

Вентильні радіатори з нижнім підключенням, KERMI FTV 22 тип, глибина 100мм. Двохпанельний. З двома рядами конвективного оребреньня. З бічними планками і верхньої декоративної ґратами. З вбудованою і переднастроєні з заводу вентильною вставкою в комплекті. Технологія Therm X2. Представлені висотами від 200 мм до 900 мм. Довжина від 400мм до 3000мм. Вентильні радіатори з нижнім підключенням, KERMI FTV 22 тип, глибина 100мм. Двохпанельний. З двома рядами конвективного оребреньня. З бічними планками і верхньої декоративної ґратами. З вбудованою і Переднастроєні з заводу вентильною вставкою в комплекті. Технологія Therm X2. Представлені висотами від 200 мм до 900 мм. Довжина від 400мм до 3000мм.

Використавши програму від виробника для вибору панельних радіаторів в залежності від необхідного температурного режиму 75/65°C, обираємо опалювальні прилади для кожного приміщення. На рис. 5.2 приведено знімок екрана з даною програмою.

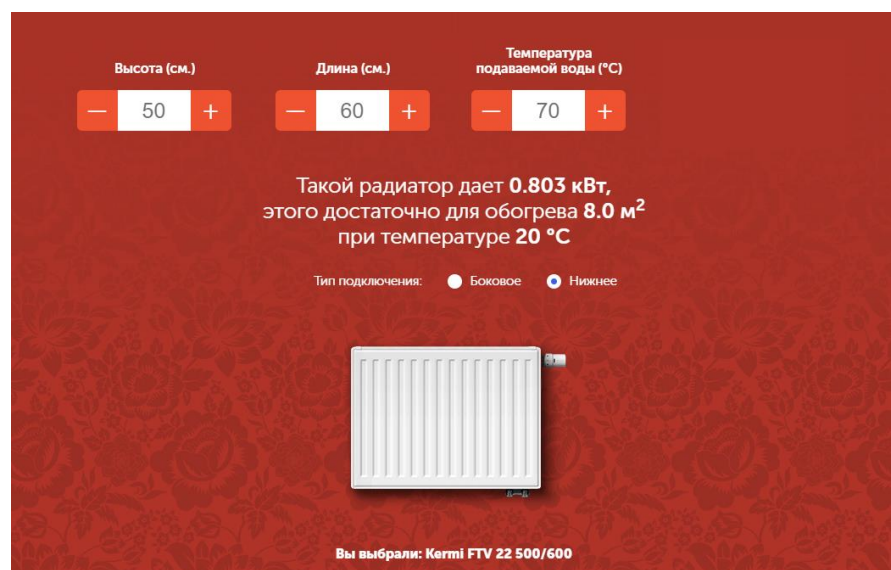


Рисунок 5.2 – Знімок екрана з програмою вибору панельних радіаторів KERMI

Перівяремо результати програми за допомогою офіційного каталогу «KERMI»: Знімок екрану з каталогом наведено на рис. 5.3.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

		Тип 10					Тип 11					Тип 12					Тип 22					Тип 33					Пример заказа		
																											Подключение слева Белый цвет Тип 12, 500 x 1200 мм – № арт. FTV12 050 1201L2K		
		одиничный экран, глубина 61 мм, № арт. FTV10...					одиничный экран с конвектором, глубина 61 мм, № арт. FTV11...					двойной экран с конвектором глубина 64 мм, № арт. FTV12...					двойной экран с 2 конвекторами глубина 100 мм, № арт. FTV22...					тройной экран с 3 конвекторами глубина 155 мм, № арт. FTV33...							
Высота (H) мм		300	400	500	600	900	300	400	500	600	900	300	400	500	600	900	300	400	500	600	900	300	400	500	600	900	Высота (H) мм		
Показатель экспанента		1,2500	1,2500	1,2600	1,2600	1,2800	1,2500	1,2500	1,2600	1,2700	1,2900	1,2800	1,2900	1,3000	1,3000	1,3300	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3000	1,3100	1,3200	1,3300	1,3400	Показатель экспанента		
Ваттм 90/70/20°C		448	570	696	822	1212	745	947	1147	1346	1926	930	1182	1427	1664	2314	1276	1605	1930	2249	3164	1837	2314	2773	3214	4391	Ваттм 90/70/20°C		
Длина (L) мм																											Длина (L) мм		
400	Ватт	179	228	278	329	485	298	379	459	528	770	372	473	571	666	926	510	642	772	900	1266	735	926	1109	1286	1756	Ватт	90/70°C	400
	Цена евро	144	183	223	263	387	239	304	367	430	614	297	377	454	529	726	409	513	616	717	1001	584	735	879	1017	1387	Цена евро	75/65°C	400
500	Ватт	222	285	348	411	606	373	474	574	673	963	465	591	714	832	1157	638	803	965	1125	1582	919	1157	1387	1607	2196	Ватт	90/70°C	500
	Цена евро	180	229	278	328	484	239	308	368	428	617	311	411	511	587	847	915	1131	1341	1598	2251	1251	1598	1917	2123	2879	Цена евро	75/65°C	500
600	Ватт	263	342	418	493	727	447	568	688	808	1156	538	709	856	998	1388	766	963	1149	1398	1912	1102	1388	1664	1938	2635	Ватт	90/70°C	600
	Цена евро	216	274	334	395	580	339	436	551	646	920	445	565	681	794	1098	613	770	935	1102	1502	876	1102	1318	1525	2080	Цена евро	75/65°C	600
700	Ватт	314	399	487	575	848	527	663	803	942	1348	651	827	999	1165	1620	893	1124	1349	1574	2215	1266	1620	1941	2250	3074	Ватт	90/70°C	700
	Цена евро	252	320	399	461	677	418	527	643	753	1074	519	659	794	936	1281	715	908	1088	1254	1752	1022	1286	1558	1779	2427	Цена евро	75/65°C	700
800	Ватт	358	456	557	658	970	596	758	918	1077	1541	744	946	1142	1331	1851	1021	1284	1544	1799	2531	1470	1851	2218	2571	3513	Ватт	90/70°C	800
	Цена евро	287	366	446	527	774	478	608	735	861	1227	594	753	908	1058	1464	817	1026	1232	1433	2007	1169	1469	1758	2034	2773	Цена евро	75/65°C	800
900	Ватт	403	513	626	740	1091	671	852	1032	1211	1734	837	1064	1284	1498	2083	1148	1445	1737	2024	2848	1653	2083	2496	2893	3952	Ватт	90/70°C	900
	Цена евро	334	412	502	592	870	538	684	827	968	1381	668	847	1021	1191	1647	920	1155	1386	1612	2232	1315	1653	1977	2298	3120	Цена евро	75/65°C	900
1000	Ватт	448	570	696	822	1212	745	947	1147	1346	1926	930	1182	1427	1664	2314	1276	1605	1930	2249	3164	1837	2314	2773	3214	4391	Ватт	90/70°C	1000
	Цена евро	369	457	557	658	967	588	760	918	1076	1534	742	941	1133	1323	1830	1022	1283	1540	1791	2503	1461	1837	2197	2542	3467	Цена евро	75/65°C	1000
1100	Ватт	493	627	766	904	1333	820	1042	1262	1481	2119	1023	1300	1570	1830	2545	1404	1766	2123	2474	3480	2021	2545	3050	3535	4830	Ватт	90/70°C	1100
	Цена евро	395	503	613	724	1064	657	836	1010	1184	1688	816	1036	1248	1455	2013	1124	1411	1694	1991	2753	1607	2020	2417	2796	3814	Цена евро	75/65°C	1100
1200	Ватт	538	684	835	986	1455	894	1136	1377	1615	2311	1116	1410	1712	1997	2777	1531	1926	2316	2699	3797	2204	2777	3328	3857	5269	Ватт	90/70°C	1200
	Цена евро	431	549	669	800	1161	717	912	1102	1291	1841	890	1130	1362	1588	2196	1226	1540	1848	2150	3003	1753	2204	2691	3050	4160	Цена евро	75/65°C	1200
1400	Ватт	627	796	974	1151	1697	1043	1326	1606	1884	2697	1307	1655	1998	2330	3240	1786	2247	2702	3149	4430	2572	3240	3882	4500	6147	Ватт	90/70°C	1400
	Цена евро	503	640	780	922	1354	837	1064	1286	1506	2148	1039	1318	1589	1852	2562	1430	1796	2156	2508	3504	2045	2571	3067	3559	4854	Цена евро	75/65°C	1400
1600	Ватт	717	912	1114	1315	1939	1102	1517	1835	2154	3082	1488	1891	2283	2662	3702	2042	2568	3088	3598	5064	2939	3702	4437	5147	7026	Ватт	90/70°C	1600
	Цена евро	575	737	897	1093	1547	958	1275	1470	1721	2455	1187	1506	1815	2117	2918	1635	2053	2444	2866	4004	2337	2939	3515	4067	5547	Цена евро	75/65°C	1600
1800	Ватт	806	1026	1253	1480	2182	1241	1705	2065	2423	3467	1674	2128	2569	2995	4165	2297	2889	3474	4048	5695	3307	4165	4991	5785	7904	Ватт	90/70°C	1800
	Цена евро	101,35	111,71	112,87	118,62	149,72	87,53	89,83	95,59	101,35	146,26	107,11	120,93	127,84	135,90	194,64	116,32	133,60	141,85	156,83	210,76	163,54	187,73	205,00	225,73	335,14	Цена евро	75/65°C	1800

Рисунок 5.3— Знімок екрана з каталогом панельних радіаторів KERMI

Результати підбору зведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Обрані сталеві панельні радіатори та їх конструктивні розміри

Приміщення	Втрати теплоти $Q_{прим}, Вт$	Обраний радіатор
Сходи	702	Тип FTV 22, 770 Вт (L=600мм; H=500мм)

5.2 Вибір фанкойлів

5.2.1 Опис конструкції фанкойлів

Основною відмінністю цієї системи від інших мультізональних систем є те, що тут від чиллера до фанкойлами циркулює НЕ фреон, а звичайна вода. Таким чином, для подачі води від холодильної машини до фанкойлів використовуються не дорогі мідні фреонові труби, а теплоізольовані водопровідні, що дозволять суттєво знизити вартість конструкції.

Чилер найчастіше використовується для кондиціонування великих за площею приміщень: гіпермаркетів, готелів, торгових комплексів, де потрібне створення індивідуального мікроклімату в кожній конкретній зоні. Таких зон може бути від двох до кількох десятків, все залежить від потужності чиллера і насосної станції. В даному

випадку кожен з фанкойлів, що входять до складу системи, може працювати незалежно один від одного в режимі охолодження або обігріву.



Рисунок 5.4 – Зовнішній вигляд фанкойлу

Принцип дії полягає у наступному:

Цикл починається з потрапляння повітря з приміщення в вентиляційний блок фанкойла. За допомогою вентилятора повітряний потік рівномірно розподіляється по всьому периметру блоку. Звідти він надходить в теплообмінник, де нагрівається або охолоджується до потрібної температури.

Роль тепло- або холодоносія виконує вода, яка циркулює по трубах, що з'єднує холодильну машину і фанкойл.

Крім чилера і фанкойлів в систему також входить центральний кондиціонер, який зазвичай розташовується на горищі або даху. Кондиціонер в цьому випадку відповідає за подачу охолодженого повітря від фанкойлів до кондиціонує зони.

Фанкойли при цьому відповідають не тільки за охолодження / нагрів повітря, але і підтримку потрібної температури. Це можливо завдяки регулюванню потоку води або повітря.

Переваги системи:

- 1) Конфігураційні особливості системи чилер-фанкойл дозволяють поступово додавати кількість зон споживання, наприклад, під час введення будівлі в експлуатацію. Можлива також зворотна ситуація, коли виникає необхідність у тимчасовому виключенні якийсь зони з системи

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кондиціонування. Також без демонтажу або реконструкції основного обладнання до системи може бути приєднано додаткове технологічне обладнання.

- 2) Довжина комунікацій між фанкойлами може досягати кілька сотень метрів і залежати тільки від якості теплоізоляції труб і потужності насосної станції.
- 3) Відсутність летючих газів в системі робить її безпечною в експлуатації.
- 4) Відсутність громіздких зовнішніх блоків дозволяє не порушувати естетику зовнішнього вигляду будівлі.

Незважаючи на масу переваг, є у цього виду промислових кондиціонерів і ряд істотних недоліків:

- 1) Складність монтажу. Ця система вважається однією з найскладніших в плані кондиціонування, тому навіть невелика похибка при монтажі може призвести до неправильної роботи обладнання. Перш за все, майстер повинен вибрати відповідне місце для фанкойлів і холодильного агрегату. Це важливо, оскільки від правильності вибору буде залежати продуктивність всієї установки;
- 2) Неможливість її установки у вже готовому будинку;
- 3) Висока вартість обладнання;
- 4) Відносно низька енергоефективність.

Першочерговою задачею фанкойлів є охолодження внутрішнього повітря в теплий період року, але при недостатній кількості теплоти від водяної теплої підлоги, фанкойли можуть бути використані як додатковий обігрів приміщень.

5.2.2 Тип та конструктивні розміри обраних фанкойлів

Опис фанкойлів:

Настінні фанкойли WITO моделі WU призначені для монтажу на стіні. Виробляються тільки для двотрубною системи. Фанкойл має 3-х швидкісний вентилятор і привід управління положення жалюзі. У стандартній комплектації фанкойл поставляється з пультом дистанційного керування, але фанкойлом (або групою фанкойлів до 32 штук) можна управляти за допомогою настінного пульта WT405.

Переваги настінних фанкойлів WITO:

- Просте підключення до системи холодопостачання.
- Мінімальний рівень шуму

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливості моделі:

- 2-трубне виконання.
- 3-х швидкісний вентилятор і привід управління положення жалюзі
- Дистанційне керування.
- Змінний легкодоступний синтетичний фільтр.

Згідно до розрахункових параметрів були обрані настінні фанкойли WITO за допомогою табл. 5.2 для приміщень кухні та двох спальних кімнат, результат занесено до табл. 5.3.

Таблица 5.2 – Технические характеристики фанкойлов WITO WU-2 та WU-3

Specification WU	Технические характеристики WU			
Parameters / Параметры	Speed Скорость	WU-1	WU-2	WU-3
Air Flow (m³/h) Расход воздуха (м³/час)	III	550	1000	1500
	II	440	820	1300
	I	360	740	1000
Total Cooling Capacity (kW)* Холодопроизводительность полная (кВт)*	III	3,00	5,50	7,50
	II	2,50	4,50	6,50
	I	2,00	4,00	5,00
Sensible Cooling Capacity (kW)* Холодопроизводительность явная (кВт)*	III	2,20	4,00	5,50
	II	1,80	3,40	4,90
	I	1,50	3,00	3,90
Heating Capacity (kW)** Теплопроизводительность (кВт)**	III	5,90	12,30	16,00
	II	5,00	10,10	14,10
	I	3,60	9,20	11,70
Sound Pressure Level dB(A) / Уровень шума (I-II-III ок), dB(A)	33-35-37		41-44-48	47-50-52
Power Input (max), W / Потребляемая мощность (макс), Вт	25		65	100
Running Current (A) / Сила тока (А)	0,11		0,29	0,45
Power Supply (V/Hz) / Электропитание (В/Гц)	220-230 / 50			
Motor Type / Тип двигателя	3-speed motor / 3-х скоростной двигатель			
Insulation Class / Класс изоляции	class "B" / класс "B"			
Water Flow (l/h) / Расход воды (л/час)	516	945	1300	
Water resistance (kPa) / Гидравлическое сопротивление (кПа)	37	33	62	
Weight Unit (kg) / Вес (кг)	10	13	16	
Coil Rows / Количество рядов теплообменника	2			
Maximum working pressure (MPa) / Максимальное рабочее давление теплоносителя (МПа)	1,4			
Inlet/Outlet water Pipe / Диаметр подводящих патрубков	1/2"			

Рис.5.5 – Зовнішній вигляд настінних фанкойлів WITO моделі WU-2 та WU-3



Таблиця 5.3 – Результат вибору фанкойлів

Назва приміщення	Модель фанкойла	Кількість фанкойлів, шт
Кухня-їдальня	WU-3	1
Спальня	WU-2	1
Спальня	WU-2	1

5.3 Вибір газового котла

Газовий котел приймаємо: Viessmann Vitopend 100-W 24кВт. Так як він був попередньо встановлений у будинку. Потужність електричного котла становить 24 кВт. Далі наведені технічні характеристики з джерела [10].

Опис:

- Газовий одноконтурний настінний опалювальний котел
- Сучасний дизайн
- Простий і ергономічний дисплей
- Підключення до трифазної мережі змінного струму
- Середній ККД за опалювальний сезон - 99%

можливості установки

- Регулювання температури опалення та гарячої води на панелі котла
- Установка в будинках і квартирах
- Розширений перелік кодів налаштувань для адаптації котла під індивідуальну систему опалення

Зручне підключення бойлера для приготування гарячої води

- Можливість управління роботою котла від кімнатного термостата і (або) датчика зовнішньої температури (еквітермічне регулювання)

Функції:

- М'який старт (протягом 100 с котел працює з мінімальною потужністю)
- Відображення на дисплеї параметрів самодіагностики і кодів несправностей
- Вбудований двошвидкісний насос з автоматичним перемиканням швидкостей, закритий розширювальний 7-літровий бак, автоматичний і запобіжний клапан
- Захист від блокування насоса і триходового вентиля (при приєднанні зовнішнього емнісного водонагрівача)
- Функція вибігу насоса
- Зручне підключення стабілізатора напруги

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Функція захисту від зниження тиску в системі опалення - датчик тиску води
- Захист від замерзання котла і водонагрівача

Дана модель відрізняється від аналогічного обладнання компактними розмірами і низьким рівнем шуму при роботі, підвищеною стійкістю до перепадів напруги в електромережі і нестабільного тиску магістрального природного газу. Котел навісний, має привабливий елегантний дизайн. Управління кнопочке, режим роботи відображається на рідкокристалічному дисплеї з підсвічуванням.

Постійна подача гарячої води заданої температури забезпечується вбудованим пластинчастим теплообмінником.

Газовий пальник модулируемого типу, атмосферна, виготовлена з нержавіючої сталі. Камера згоряння закрыта.

Режим роботи котла може бути запрограмований по днях тижня. Передбачено єдиний датчик для підтримки температурних параметрів в залежності від показників всередині приміщення і зовні будівлі.

Налагодити роботу котла не складає труднощів, завдяки регулятору з інтегрованою системою діагностики. Технічне обслуговування котла проводиться з фронтальної сторони. У комплекті поставляється коаксіальний димохід з коліном. Дана модель відрізняється від аналогічного обладнання компактними розмірами і низьким рівнем шуму при роботі, підвищеною стійкістю до перепадів напруги в електромережі і нестабільного тиску магістрального природного газу. Котел навісний, має привабливий елегантний дизайн. Управління кнопочке, режим роботи відображається на рідкокристалічному дисплеї з підсвічуванням.

Постійна подача гарячої води заданої температури забезпечується вбудованим пластинчастим теплообмінником.

Газовий пальник модулируемого типу, атмосферна, виготовлена з нержавіючої сталі. Камера згоряння закрыта.

Режим роботи котла може бути запрограмований по днях тижня. Передбачено єдиний датчик для підтримки температурних параметрів в залежності від показників всередині приміщення і зовні будівлі.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Налагодити роботу котла не складає труднощів, завдяки регулятору з інтегрованою системою діагностики. Технічне обслуговування котла проводиться з фронтальної сторони. У комплекті поставляється коаксіальний димохід з коліном. Технічні характеристики наведені у таблиці 5.4.

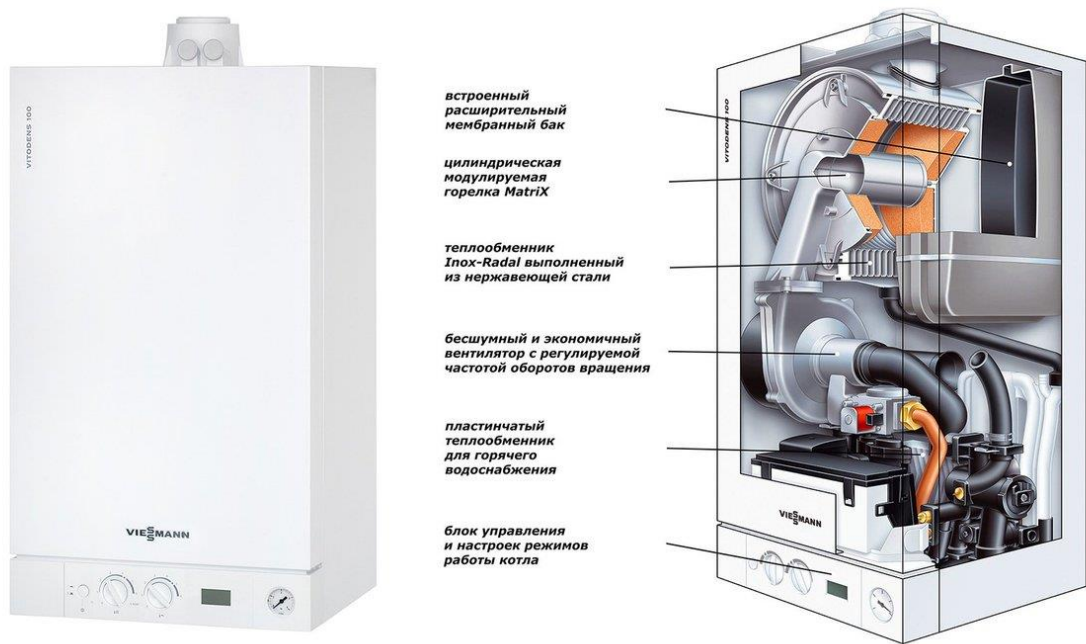


Рисунок 5.6 – Зовнішній вигляд та будова Viessmann Vitopend 100-W

Таблица 5.4 – Характеристики газового котла Viessmann Vitopend 100-W

Одноконтурный и двухконтурный газовый котел		с закрытой камерой сгорания (flü)	
Диапазон номинальной тепловой мощности при отоплении помещений /приготовлении горячей воды	кВт	10,7 – 24,8	13,2 – 31
Номинальная тепловая нагрузка	кВт	11,7 – 26,7	14,5 – 33,3
Идентификационный номер котла		CE-0085 BQ 0447	
К.П.Д			
при полной нагрузке (100 %)	%	92,8	93,0
при частичной нагрузке (30 %)	%	90,5	90,8
Энергоэффективность согласно 92/42 EWG		***	
Эмиссия NOx	мг/кВт·ч	< 150	< 150
Эмиссия CO при полной нагрузке	мг/кВт·ч	< 100	< 100
Давление подводимого газа			
Природный газ	мбар	20	20
Природный газ с датчиком давления	мбар	13	13
Сжиженный газ	мбар	30 – 37/50	30 – 37/50
Максимально допустимое давление подключения газа			
Природный газ	мбар	30	30
Сжиженный газ	мбар	57,5	57,5
Макс. потребляемая электрическая мощность (включая циркуляционный насос)	Вт	128	136
Рабочее напряжение	В/Гц	230/50	230/50
Класс электрозащиты	IP	X4D	X4D
Максимальная температуры котловой воды	°C	76	76
Допустимое рабочее давление	бар	от 0,8 до 3	от 0,8 до 3
Мембранный расширительный бак			
Объем	л	6	10
Входное давление	бар	0,8	0,8
Объем котла Vitopend	л	1,2	1,2
Показатели ГВС (только для газового комбинированного водогрейного котла)			
Макс. рабочее давление	бар	10	10
Длительная производительность при приготовлении горячей воды	кВт	24	30
Расход воды (T = 30 K)	л/мин	11,5	14,3
Диапазон регулировки температуры ГВС	°C	30 – 57	30 – 57
Параметры расхода при максимальной нагрузке			
Природный газ	м³/ч	2,83	3,53
Сжиженный газ	кг/ч	2,09	2,61
Характеристики уходящих газов			
Температура уходящих газов (при температуре воздуха 20 °C)			
при максимальном значении мощности в указанном диапазоне (природный газ/сжиженный газ)	°C	136/137	137/134
при минимальном значении мощности в указанном диапазоне (природный газ/сжиженный газ)	°C	113/117	112/113
Расход уходящих газов			
при максимальном значении мощности в указанном диапазоне (природный газ/сжиженный газ)	кг/ч	59,0/59,9	76,3/68,5
при содержании CO ₂ (природный газ/сжиженный газ)	%	6,5/7,3	6,5/8,0
при минимальном значении мощности в указанном диапазоне (природный газ/сжиженный газ)	кг/ч	59,7/57,6	79,8/68,5
при содержании CO ₂ (природный газ/сжиженный газ)	%	2,7/3,3	2,5/3,5
Давление уходящих газов			
максимально допустимое давление	Па		
требуемое давление	Па		
остаточный напор вентилятора уходящих газов	Па	100	100
Система удаления продуктов сгорания LAS			
коаксиальный	мм	60/100	60/100
параллельный	мм	80/80	80/80
Размеры			
Длина	мм	340	360
Ширина	мм	400	450
Высота	мм	725	725
Высота с арматурной крышкой	мм	796	796
Масса одноконтурного и двухконтурного котла	кг	35/36	39
Упаковочные единицы (водогрейный котел и гидравлические монтажные детали)	шт.	1	1

5.4 Вибір теплового насоса

Сума опалювальних навантажень для опалення та приготування гарячої витратної води складає $\Sigma Q = 6,92 \text{ кВт}$.

Для обліку планових періодів відключення подачі електроенергії місцевими підприємствами енергопостачання застосовується коефіцієнт проектування, який підвищує потужність приблизно на 10% . Тоді сумарна потужність, яку повинен мати ТН, складе:

$$Q_{TH} = 1,1 \cdot \Sigma Q, \quad (5.3)$$

$$Q_{TH} = 1,1 \cdot 6,92 = 7,6 \text{ кВт}.$$

У розділі 2 ми обрали бівалентний режим роботи ТН. Коли температура зовнішнього повітря буде нижче за температуру бівалентності, це температура, при якій ТН самостійно не зможе задовольнити потреби в теплоті. В проекті було обрано ТН Mitsubishi Heavy HeatGuard 71 NX, потужністю 8,0 кВт із модельного ряду, який наведено в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Модельний ряд теплових насосів HeatGuard

Теплові насоси HeatGuard (MHI Hyper Inverter)

№	Модель	Стандартний комплект	Потужність кВт	Вартість \$
1	40NX	SRC40ZJX-S	4,5	2726
2	50NX	SRC50ZJX-S	5,4	3058
3	60NX	SRC60ZJX-S	6,7	3177
4	71NX	FDC71VNX	8,0	4214
5	100SX	FDC100VSX	11,2	5506
6	100NX	FDC100VNX	11,2	5393
7	125SX	FDC125VNX FDC125VSX	14,0	6236
8	140SX	FDC140VNX FDC140VSX	16,0	6925

Обладнання відповідає вимогам:

- ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. “Шум. Общие требования безопасности.”;
- ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. “Вибрационная безопасность. Общие требования”.



а)



б)

Рисунок 5.7 - Зовнішній (а) та внутрішній (б) блок Mitsubishi Heavy HeatGuard 71 NX

5.5 Вибір буферної ємності системи опалення

Під час роботи повітряного ТН існує технологічна необхідність у періодичному розморожуванні зовнішнього блока. При цьому для розморожування використовується теплота, акумульована у водяному контурі. Під час цього процесу, який триває щонайдовше 10-15 хвилин, важливо щоб температура води не опустилася до критичної позначки в 20°C (для запобігання загрози заморожування внутрішнього теплообмінника). Для цього необхідно мати у водяному контурі мінімально необхідний об'єм циркулюючого теплоносія:

$$V = Q \cdot 24, \quad (5.4)$$

де Q – максимальна теплова продуктивність зовнішнього блока ТН. Для обраного теплового насоса $Q = 8,29 \text{ кВт}$.

Якщо об'єм циркулюючого теплоносія виявиться менше за це розрахункове значення, то необхідно збільшити об'єм системи до розрахункового значення шляхом встановлення буферної ємності.

Крім цього, якщо існує потреба «холодного» старту системи опалення (тобто старт ТН з низької початкової температури теплоносія та (або) низької температури приміщень, що опалюються), необхідно устаткувати гідравлічний контур буферною ємністю з об'ємом, як зображено вище, та триходовим регулюючим клапаном, який керується системою автоматики ТН. Така схема сприяє швидкому акумулюванню теплоти для безаварійного розморожування зовнішнього блока [11].

Отже, за формулою (5.4) мінімально необхідний об'єм буферної ємності становить:

$$V = 8,29 \cdot 24 = 198,9 \text{ л.}$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обираємо вертикальну буферну ємність для системи опалення виробника Tesy V 200 60 F40 P4 з теплоізоляцією та електротеном потужністю 2,5 кВт.

Технічні характеристики, габарити та приєднувальні розміри ємності наведені в табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – Технічні характеристики обраної буферної ємності

Модель	Vбак, л	Габарити, мм				Маса (без води), кг
		H	δ	ØD з ізоляцією	$\delta_{\text{ізоляц.}}$	
Tesy V 200 60 F40 P4	200	1200	3	600	100	43

5.6 Вибір бойлера системи ГВП

Головним призначенням накопичувального водонагрівача (бойлера) є підготовлення та накопичення запасу гарячої води в об'ємі, якого буде достатньо, щоб покрити потреби мешканців в період пікового водорозбору. Отже, розраховувати необхідний об'єм слід з урахуванням потреб мешканців будинку. Основними параметрами, за якими виконується підбір водонагрівача, є його об'єм і потужність. Але, як правило, розраховується тільки об'єм бойлера, оскільки виробники сполучають потужність ТОВ водонагрівача з його об'ємом.

Для початку необхідно розрахувати витрату води в різних точках водорозбору в період максимального їх використання. Максимальні періоди водорозбору – ранок та вечір. Між цими періодами достатньо часу для повного нагріву води в бойлері.

Температуру нагріву гарячої води в бойлері приймаємо 60°C, температура теплої води, яка використовується мешканцями, 40°C, температура холодної води 10°C.

Приймаємо, що середня витрата води в душових $V_{\text{сер.душ}} = 12 \text{ л/хв}$ [4]. У середньому мешканці будинку приймають ранковий і вечірній душ $\tau = 5 \text{ хв}$. Всього в будинку проживає $n = 5$ особи. Тоді об'єм води складатиме:

$$V_{\text{душ}} = V_{\text{сер.душ}} \cdot \tau \cdot n, \quad (5.5)$$

$$V_{\text{душ}} = 12 \cdot 5 \cdot 5 = 300 \text{ л.}$$

Приймаємо середню витрату води на миття посуду $V_{\text{сер.пос}} = 5 \text{ л/хв}$ [4]. Час для миття приймаємо $\tau = 5 \text{ хв}$. Тоді об'єм води буде складати:

$$V_{\text{пос}} = V_{\text{сер.пос}} \cdot \tau, \quad (5.6)$$

$$V_{\text{пос}} = 5 \cdot 5 = 25 \text{ л.}$$

Загальний об'єм використаної теплої води з температурою 40°C становить:

$$V_{m.г} = V_{душ} + V_{нос}, \quad (5.7)$$

$$V_{m.г} = 300 + 25 = 325 \text{ л}$$

Але гарячої води знадобиться менше. Об'єм використаної гарячої води з бойлера (при температурі 70°C) розрахуємо за формулою:

$$V_{г.г} = V_{m.г} \frac{t_{m.г} - t_{х.г}}{t_{г.г} - t_{х.г}}, \quad (5.8)$$

де $V_{г.г}$ – необхідний об'єм гарячої води в бойлері, л;

$V_{m.г}$ – об'єм теплої води, яка використовується, л;

$t_{г.г}$ – температура гарячої води, °C;

$t_{m.г}$ – температура теплої води, °C;

$t_{х.г}$ – температура холодної води, °C.

Для періоду пікового водорозбору необхідний запас гарячої води:

$$V_{г.г} = 325 \frac{40 - 5}{70 - 5} = 175 \text{ л}$$

Оскільки температура гарячої води після котла та ТН становить 45°C, що в свою чергу пояснюється використанням низькотемпературної системи опалення типу «тепла підлога», для наших цілей необхідно обрати бойлер непрямого нагріву з вбудованим додатковим нагрівачем – трубчастим електронагрівником (ТЕНом).

Продивившись усі доступні варіанти від різних виробників, робимо висновок, що продукція від чеської фірми DRAZICE найбільш оптимальна для нашого будинку. З модельного ряду обираємо комбінований водонагрівач ОКС 200 NTRR/2,2 кВт об'ємом 200 л.

Таблиця 5.7 – Технічні характеристики DRAZICE ОКС 200 NTRR

Тип	Drazice ОКС 200 NTRR
Объём [л]	200
Вес водонагревателя без воды [кг]	108
Высота водонагревателя [мм]	1330
Диаметр водонагревателя [мм]	584
Поверхность теплообменника [м2]	1x2
Рабочее давление бака [МПа]	0,6
Рабочее давление теплообменника [МПа]	0,4



Рис.5.8 - Вигляд водонагрівача Drazice OKC 200 NTRR

Опис непрямого водонагрівача Drazice OKC 200 NTRR:

- Поліуретанова теплоізоляція без фреону товщиною 42 мм;
- Трубчастий спіральний теплообмінник площею 1,08 м у моделі OKC 100 NTR і моделей OKC 200-250 NTRR;
- Захисний магнісвий анод;
- Бак водонагрівача Drazice OKC 200 NTRR, включаючи кришку фланця сервісного люка, зроблений з одного матеріалу (сталь), що запобігає виникненню гальванічного ефекту і електрохімічної корозії. Таке рішення є одним з головних переваг водонагрівачів Drazice;
- Сервісний люк дозволяє проводити роботи всередині бака з метою усунення накипу, осаду і водного каменю, в разі їх виникнення;
- Підведення холодної води зверху;
- Патрубок рециркуляції;
- Робочий термостат;
- Запобіжний термостат;
- Термометр.

5.7 Вибір розширювальних баків

Розширювальний бак це невід'ємна складова систем опалення та водопостачання. Оскільки вода під час нагрівання збільшується в об'ємі, основне призначення розширювального бака - це приймання надлишку води, що виникає в системі опалення або в бойлері системи ГВП. У результаті цього вирівнюються тиски в системі опалення та

в бойлері, знижується ризик виникнення гідравлічних ударів в трубах, їх з'єднаннях та у водорозподільчих пристроях під час вмикання циркуляційних насосів.

5.7.1 Вибір розширювального бака системи опалення

Обираємо розширювальні баки виробництва німецької компанії Reflex[11]

Щоб виконати розрахунок робочого об'єму розширювального бака, необхідно знати загальний об'єм системи опалення. Даний об'єм дорівнює сумі об'ємів котлів, трубопроводів та опалювальних пристроїв.

Об'єм розширювального бака розраховується за формулою:

$$V_{\text{бак}} = \frac{V_{\text{сист}} \cdot E}{D}, \quad (5.9)$$

де $V_{\text{сист}}$ – сумарний об'єм системи опалення, м³;

E – коефіцієнт розширення рідини, %;

D – ефективність мембранного розширювального бака.

Приймаємо, що для системи опалення «теплою підлогою» об'єм води в системі буде становити 18 л/кВт; для системи опалення за допомогою радіаторів – 4 л/кВт.

Потужності систем опалення з використанням «теплої підлоги» та панельних радіаторів становлять відповідно 9,47 кВт та 0,7 кВт.

Тоді сумарний об'єм системи опалення становить

$$V_{\text{сист}} = 18 \cdot 9,47 + 4 \cdot 0,7 = 173,3 \text{ л}$$

Значення коефіцієнта розширення води знаходимо для температури 40°C. Коефіцієнт $E = 0,01$ або 1%.

Значення ефективності розширювального бака розраховується за формулою:

$$D = \frac{P_{\text{макс}} - P_{\text{стат}}}{P_{\text{макс}} + 1}, \quad (5.10)$$

де $P_{\text{макс}}$ – максимальний робочий тиск. Для приватних будинків прийнято брати тиск 3 бар;

$P_{\text{стат}}$ – тиск зарядження розширювального бака. Значення $P_{\text{стат}}$ дорівнює статичному тиску системи опалення. Ця величина рівна 1,5 бар.

Значення ефективності розширювального бака складає:

$$D = \frac{3 - 1,5}{3 + 1} = 0,375$$

Тоді за формулою (6.20) об'єм необхідного розширювального бака:

$$V_{бак} = \frac{173,3 \cdot 0,01}{0,375} = 4,62 \text{ л}$$

З модельного ряду, який зображено на рис. 6.9 обираємо розширювальний бак Reflex NG 35 номінальним об'ємом 35 л. Технічні характеристики та габаритні розміри вказано у таблиці 5.8 [11].

Таблиця 5.8 – Модельний ряд розширювальних баків компанії Reflex

6 бар	Тип 6 бар / 120°C	№ артикула		Номінальний об'єм, л	Вага кг	Ø D мм	H мм	h мм	A	Початк. тиск, бар
		сірий	білий							
	NG 8	8230100	7230107	8	1.7	206	305	-	R ¾	1.5
	NG 12	8240100	7240107	12	2.4	280	275	-	R ¾	1.5
	NG 18	8250100	7250107	18	2.9	280	380	-	R ¾	1.5
	NG 25	8260100	7260107	25	3.7	280	490	130	R ¾	1.5
	NG 35	8270100	7270107	35	4.8	354	460	175	R ¾	1.5
	NG 50	8001011	7001100	50	5.7	409	493	175	R ¾	1.5
	NG 80	8001211	7001300	80	9.2	480	565	166	R 1	1.5
	NG 100	8001411	7001500	100	11.5	480	670	166	R 1	1.5
	NG 140	8001611	7001700	140	13.1	480	912	175	R 1	1.5

5.7.2 Вибір розширювального бака системи ГВП

Для розрахунку розширювального бака використаємо програму «Reflex Pro Win» від виробника Reflex.

Вихідні дані для програми:

- теплова потужність теплогенератора: $Q = 2,2 \text{ кВт}$ (потужність ТЕНу в бойлері ГВП);
- об'єм бойлера ГВП: $V_{бойл} = 200 \text{ л}$;
- пікова витрата води: $V_{пик} = 2,9 \text{ м}^3/\text{год}$;
- максимальна температура води в бойлері: $t_{макс} = 60^\circ\text{C}$;
- мінімальна температура води в бойлері: $t_{мін} = 10^\circ\text{C}$;
- статичний тиск: $P_{стат} = 3 \text{ бар}$;
- тиск спрацювання запобіжного клапана: $P_{макс} = 6 \text{ бар}$.

У результаті розрахунку, який зображено на рис. 5.9, було обрано мембранний розширювальний бак Reflex DD 12 номінальним об'ємом 12 л та розрахунковим тиском 10 бар.

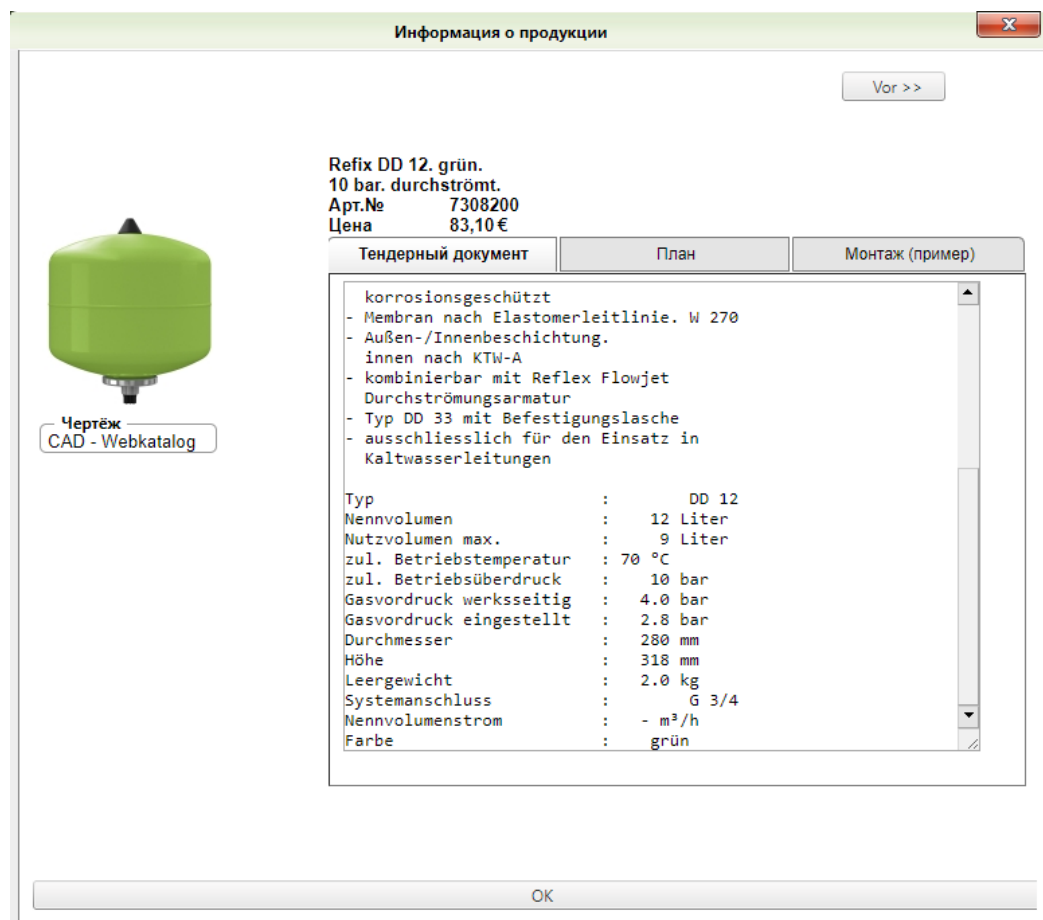


Рисунок 5.9 – Результат розрахунку розширювального бака системи ГВП

6 РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

6.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи опалення

Гідравлічний розрахунок системи опалення проводиться з метою знаходження необхідної масової витрати теплоносія та перепаду тисків. Результатом розрахунку є вибір циркуляційного насоса, що призначений виключно для переміщення води по замкненому контуру трубопроводів місцевої системи опалення.

Загальна масова витрата води в системі розраховується з рівняння теплового балансу:

$$m = \frac{Q}{c_p \cdot (t_{\text{под}} - t_{\text{нов}})}, \quad (6.1)$$

де Q – теплове навантаження на систему опалення, кВт;

c_p – питома масова теплоємність. Приймаємо $c_p = 4,187$ кДж/(кг·К).

Масова витрата води складає:

$$m = \frac{5,62}{4,187 \cdot (40 - 35)} = 0,268 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (6.2)$$

Згідно зі СНиП 2.04.05-91*У та ДБН В.2.5-67: 2013 допустима швидкість води в трубопроводах системи опалення знаходиться в діапазоні 0,25 – 1,5 м/с. Приймаємо швидкість води 0,6 м/с. За середньої температури теплоносія 37,5°C з таблиць теплофізичних властивостей для води визначаємо наступні величини $\rho = 993,1$ кг/м³; $\nu = 0,696 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Визначимо внутрішній діаметр трубопроводу від буферної ємності до колекторного блока системи опалення з рівняння нерозривності:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\rho \cdot w \cdot \pi}}, \quad (6.3)$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,268}{993,1 \cdot 0,5 \cdot \pi}} = 0,0262 \text{ м}. \quad (6.4)$$

Зі стандартного ряду полімерних труб фірми Розма (Італія) обираємо трубу 40×5,6 мм.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Уточнюємо швидкість води за рівнянням нерозривності:

$$w = \frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (6.5)$$

$$w = \frac{4 \cdot 0,268}{993,1 \cdot \pi \cdot 0,0262^2} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (6.6)$$

Циркуляційний насос переміщує воду від буферної ємності до колекторного блока системи опалення в котельному приміщенні. Далі потік ділиться на три паралельні контури.

Перший контур поступає до колекторного блока «теплої підлоги», що знаходиться також в котельні. Ця група колекторів оснащена власним насосом, який забезпечує циркуляцію теплоносія в контурах «теплої підлоги».

Знайдемо масові витрати, діаметри труб та швидкості теплоносія в першому, другому та третьому контурах.

Перший контур (до колектора «теплої підлоги» де є 7 контурів)

Скориставшись табл. 6.7 візьмемо розрахована раніше масову витрату гарячої води на «теплу підлогу» складає $m_1 = 0,155 \text{ кг/с}$. Приймаємо швидкість води 1 м/с .

Внутрішній діаметр труби за формулою (6.3) складає:

$$d_{\text{вн}1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,155}{993,1 \cdot \pi}} = 0,014 \text{ м} \quad (6.7)$$

Зі стандартного ряду полімерних труб фірми Aqua-Rex (Іспанія) обираємо трубу PN6 16×2,0 мм.

Уточнюємо швидкість води за формулою (6.5):

$$w_1 = \frac{4 \cdot 0,155}{993,1 \cdot \pi \cdot 0,014^2} = 1,01 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (6.8)$$

Другий до колектора теплої підлоги де є 6 контурів.

Скориставшись табл. 6.7 візьмемо розрахована раніше масову витрату гарячої води на «теплу підлогу» 2 поверху складає $m_2 = 0,148 \text{ кг/с}$.

Приймаємо швидкість води для другого контуру 1 м/с .

Внутрішній діаметр труб за формулою (6.3) складає:

$$d_{\text{вн}2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,148}{993,1 \cdot \pi}} = 0,0137 \text{ м}, \quad (6.9)$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зі стандартного ряду полімерних труб фірми Aqua-Rex (Іспанія) обираємо трубу PN6 16×2,0 мм.

Уточнюємо швидкості води за формулою (7.3):

$$w_2 = \frac{4 \cdot 0,148}{993,1 \cdot \pi \cdot 0,0137^2} = 1,01 \frac{м}{с}, \quad (6.10)$$

Визначимо гідравлічний опір трубопроводів системи опалення. Для цього розіб'ємо трубопроводи на чотири ділянки.

Номерами позначено ділянки, для яких розраховуються гідравлічні опори:

1 – перша ділянка: від буферної ємності до колекторів системи опалення;
2 – друга ділянка: від колекторів системи опалення до колекторів «теплої підлоги» (перший колектор, де 7 контурів); 3 – третя ділянка: : від колекторів системи опалення до колекторів «теплої підлоги» (перший колектор, де 6 контурів); 4 – четверта ділянка: від колекторів до панельного радіатора 2 поверху.

Розрахунок гідравлічного опору першої ділянки

Сумарний гідравлічний опір складає:

$$\Sigma \Delta p_1 = \Delta p_{\text{лін}} + \Delta p_{\text{міс}} + \Delta p_{\text{ф}}, \quad (6.11)$$

де $\Delta p_{\text{ф}}$ – гідравлічний опір фільтра IVR, визначається за рекомендаціями виробника $\Delta p_{\text{ф}} = 165 \text{ Па}$.

Лінійні гідравлічні втрати тиску визначаються за формулою:

$$\Delta p_{\text{лін}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (6.12)$$

Визначимо режим течії за формулою:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (6.13)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,6 \cdot 0,0288}{0,696 \cdot 10^{-6}} = 24827 > 2320$$

Оскільки режим течії розвинений турбулентний, коефіцієнт лінійних втрат тиску розраховується за формулою Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (6.14)$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де k_e – еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труби, для поліпропіленових труб $k_e = 0,01$ мм.

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{0,01}{28,8} + \frac{68}{24827} \right)^{0,25} = 0,0259$$

Для першої ділянки довжина кільцевого контуру рівна 3,2 м.

За формулою (6.12) лінійні гідравлічні втрати тиску становлять:

$$\Delta p_{\text{лін}1} = 0,0259 \cdot \frac{3,2}{0,0288} \cdot \frac{993,1 \cdot 0,6^2}{2} = 514,4 \text{ Па}$$

Місцеві гідравлічні втрати тиску визначаються за формулою:

$$\Delta p_{\text{міс}} = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (6.15)$$

Коефіцієнти місцевих втрат тиску за [13]:

згини труб – радіус згину приймаємо 120 мм, тоді $\frac{r}{d} = \frac{120}{32} = 3,75 > 3$, маємо $\xi = 0,3$;

колекторний блок, за рекомендаціями виробника VALTEC $\xi = 9,5$.

Місцеві гідравлічні втрати тиску становлять:

$$\Delta p_{\text{міс}1} = (3 \cdot 0,3 + 9,5) \cdot \frac{993,1 \cdot 0,6^2}{2} = 1859 \text{ Па}$$

За формулою (6.11) сумарний опір першої ділянки складає:

$$\Sigma \Delta p_1 = 514,4 + 1859 + 165 = 2538 \text{ Па}$$

Розрахунок гідравлічного опору другої ділянки

Сумарний гідравлічний опір складає:

$$\Sigma \Delta p_2 = \Delta p_{\text{лін}} + \Delta p_{\text{міс}} \quad (6.16)$$

Визначимо режим течії за формулою (6.13):

$$\text{Re}_2 = \frac{1,21 \cdot 0,0144}{0,696 \cdot 10^{-6}} = 25034 > 2320$$

Оскільки режим течії розвинений турбулентний, коефіцієнт лінійних втрат тиску розраховується за формулою (6.7):

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{0,01}{14,4} + \frac{68}{25034} \right)^{0,25} = 0,0266$$

Для другої ділянки довжина кільцевого контуру рівна 4 м.

За формулою (6.12) лінійні гідравлічні втрати тиску становлять:

$$\Delta p_{\text{лін}2} = 0,0266 \cdot \frac{4}{0,0144} \cdot \frac{993,1 \cdot 1,21^2}{2} = 5372 \text{ Па}$$

Коефіцієнти місцевих втрат тиску:

згини труб – радіус згину приймаємо 120 мм, тоді $\frac{r}{d} = \frac{120}{20} = 6 > 3$, маємо $\xi = 0,3$;

колекторний блок, за рекомендаціями виробника VALTEC $\xi = 9,5$.

Місцеві гідравлічні втрати тиску за формулою (6.15) становлять:

$$\Delta p_{\text{міс}2} = (8 \cdot 0,3 + 9,5) \cdot \frac{993,1 \cdot 1,21^2}{2} = 8651 \text{ Па}$$

За формулою (6.11) сумарний опір другої ділянки складає:

$$\Sigma \Delta p_2 = 5372 + 8651 = 14023 \text{ Па}.$$

Розрахунок гідравлічного опору третьої ділянки

Визначимо режим течії за формулою (6.13):

$$\text{Re}_3 = \frac{1,26 \cdot 0,0144}{0,696 \cdot 10^{-6}} = 26069 > 2320$$

Оскільки режим течії перехідний, коефіцієнт лінійних втрат тиску розраховується за формулою (6.14):

$$\lambda_3 = 0,11 \left(\frac{0,01}{14,4} + \frac{68}{26089} \right)^{0,25} = 0,026$$

Для третьої ділянки довжина кільцевого контуру рівна 8 м.

За формулою (6.12) лінійні гідравлічні втрати тиску становлять:

$$\Delta p_{\text{лін}3} = 0,026 \cdot \frac{8}{0,0144} \cdot \frac{993,1 \cdot 1,26^2}{2} = 11387 \text{ Па}$$

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнти місцевих втрат тиску:

згини труб – радіус згину приймаємо 120 мм, тоді $\frac{r}{d} = \frac{120}{20} = 6 > 3$, маємо $\xi = 0,3$;

Місцеві гідравлічні втрати тиску за формулою (6.15) становлять:

$$\Delta p_{\text{міс3}} = (12 \cdot 0,3) \cdot \frac{993,1 \cdot 1,26^2}{2} = 2838 \text{ Па}$$

За формулою (6.11) сумарний опір третьої ділянки складає:

$$\Sigma \Delta p_3 = 11387 + 2838 = 14225 \text{ Па}$$

Розрахунок гідравлічного опору четвертої ділянки

Сумарний гідравлічний опір складає:

$$\Sigma \Delta p_4 = \Delta p_{\text{лін}} + \Delta p_{\text{міс}}, \quad (6.17)$$

Визначимо режим течії за формулою (6.13):

$$\text{Re}_4 = \frac{0,28 \cdot 0,0132}{0,696 \cdot 10^{-6}} = 5310 > 2320$$

Оскільки режим течії перехідний, коефіцієнт лінійних втрат тиску розраховується за формулою (6.14):

$$\lambda_4 = 0,11 \left(\frac{0,01}{13,2} + \frac{68}{5310} \right)^{0,25} = 0,038$$

Для четвертої ділянки довжина кільцевого контуру рівна 12,5 м.

За формулою (6.12) лінійні гідравлічні втрати тиску становлять:

$$\Delta p_{\text{лін4}} = 0,038 \cdot \frac{12,5}{0,0132} \cdot \frac{993,1 \cdot 0,28^2}{2} = 1401 \text{ Па}$$

Коефіцієнти місцевих втрат тиску:

згини труб – радіус згину приймаємо 120 мм, тоді $\frac{r}{d} = \frac{120}{20} = 6 > 3$, маємо $\xi = 0,3$;

приєднання опалювальних приладів (трійник) $\xi = 1,5$;

радіатор, за рекомендаціями виробника для сталевих панельних радіаторів KERMІ FTV22 $\xi = 7$.

Місцеві гідравлічні втрати тиску за формулою (6.15) становлять:

$$\Delta p_{mic4} = (5 \cdot 0,3 + 7) \cdot \frac{993,1 \cdot 0,28^2}{2} = 331 \text{ Па}$$

За формулою (6.11) сумарний опір четвертої ділянки складає:

$$\Sigma \Delta p_4 = 1401 + 331 = 1732 \text{ Па}$$

Гідравлічний опір для вибору насоса буде визначатись за найважчим контуром (найбільші гідравлічні втрати тиску). У даному випадку це сума опорів першої та третьої ділянок, які складають $\Sigma \Delta p_{1+3} = 14225 \text{ Па}$.

6.2 Вибір арматури трубопроводів

Для коректного функціонування системи необхідно в теплову схему включити наступну арматуру:

- підживлюючий клапан Honeywell VF06-1/2A (1 шт.);
- триходовий перемикаючий клапан Herz DN25 (2 шт.), для регулювання масових витрат потоків на системи опалення та ГВП;
- аварійно-скидний клапан Herz DN15x20 3,0 бар(1 шт);
- аварійно-скидний клапан Herz DN15x20 6,0 бар(1 шт);
- зворотний клапан латунний муфтовий DN25 (7 шт.), встановлюється на подавальних трубопроводах систем опалення та ГВП для запобігання зворотного потоку теплоносія;
- кран кульовий латунний муфтовий DN25\20\15 (23 шт.);
- фільтр сітчастий латунний муфтовий DN25\15 (4 шт.), для видалення з води механічних домішок;
- термоманометр аксіальний Watts F+R818, 0-120°C, P_p= 4 бар (6шт.);
- колектор на 7 виходів з витратомірами і термостатичними клапанами ICMA BP 1" x 3/4" Євроконус (1 шт.), для розділення потоку теплоносія;
- колектор на 6 виходів з витратомірами і термостатичними клапанами ICMA BP 1" x 3/4" Євроконус (1 шт.) ;
- змішувальна група з циркуляційним насосом ICMA 25\40 (2 шт.), для підмішування оборотної води до гарячої в заданій кількості для встановлення необхідної температури.

Результати вибору арматури зведено в табл. 6.1.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 – Результати вибору арматури трубопроводів

Назва	Приєднувальний розмір	Виробник	Кількість
Підживлюючий клапан	DY20	Honeywell	1
Триходовий перемикаючий клапан	DN25	Herz	2
Аварійно-сکیدний клапан 3,0 бар	DN15x20	HERZ	1
Перенос таблиці 6.1			
Аварійно-сکیدний клапан 6,0 бар	DN15x20	HERZ	1
Зворотний клапан латунний муфтовий	DN25	HERZ	7
Кран кульовий латунний муфтовий	DN25	HERZ	12
Кран кульовий латунний муфтовий	DN20	HERZ	2
Кран кульовий латунний муфтовий	DN15	HERZ	9
Фільтр сітчастий латунний муфтовий	DN25	HERZ	2
Фільтр сітчастий латунний муфтовий	DN15	HERZ	2
Термоманометр аксіальний, 0-120°C, P _p = 4 бар	F+R818	Watts	6
Колектор на 7 виходів з витратомірами і термостатичними клапанами	BP 1"× ¾", «євроконус»	ICMA	1
Колектор на 6 виходів з витратомірами і термостатичними клапанами	BP 1"× ¾", "євроконус"	ICMA	1
Змішувальна група з циркуляційним насосом	25\40	ICMA	2

6.3 Вибір насосів системи опалення

Обираємо виробника насосного обладнання Grundfos (Німеччина).

Для вибору насосів скористаємось програмою підбору від виробника[14].

6.3.1 Вибір насоса системи опалення «тепла підлога»

Під час розрахунків конструктивних розмірів «теплої підлоги» було отримано гідравлічні втрати тиску для кожного контуру. Насос вибираємо за четвертим контуром $\Delta p_{w4} = 1732$ Па. Загальна витрата теплоносія на систему опалення типу «тепла підлога» становить $Q = 0,303$ кг/с.

У програмі використовуються наступні вихідні дані:

- продуктивність $G = 1,2$ м³/год;
- напір $H = 4,6$ м.вод.ст

За результатами програми обрано насос GRUNDFOS ALPHA2 25-60 180.

Технічні характеристики насоса зображено на рис.6.1 :

Тип	Циркуляційні насоси
Двигун	Електродвигун на постійних магнітах (ECM)
Тиск	10 барів
Живлення	Мережа
Діаметр вхідного отвору	G 1 1/2
Діаметр вихідного отвору	G 1 1/2
Додаткові характеристики	Макс. гідростатичний напір: 60 дм TF клас: 110 Клас захисту (IEC 34-5): X4D Клас ізоляції (IEC 85): F Тепловий захист: ELEC Клас електроспоживання (EEI): 0.17 Споживана потужність: 3 - 34 Вт Максимальне споживання струму: 0.04 - 0.32 А Монтажна довжина: 180 мм Корпус насоса: Чавун
Розміри	180 x 122 x 156 мм
Вага	2.01 кг
Країна-виробник товару	Сербія
Країна реєстрації бренду	Сербія
Гарантія	60 місяців

Рис. 6.1 - Технічні характеристики насоса для теплої підлоги

6.3.2 Вибір насоса системи тепло- холодопостачання фанкойлів

Під час розрахунків системи холодо- тепопостачання фанкойлів було розраховано, що загальна витрата теплоносія на систему опалення фанкойлами становить $G = 1,1 \text{ м}^3/\text{год}$.

У програмі використовуються наступні вихідні дані:

- продуктивність $G = 1,1 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір $H = 6,7 \text{ м.вод.ст}$

За даними параметрами було обрано насос GRUNDFOS ALPHA2 25-80 180 [14].

Технічні характеристики насоса наведено в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 -Технічні характеристики насоса системи тепло- холодопостачання фанкойлів

Тип	энергоэффективный
Особенности	-
Назначение	отопление, кондиционирование
Макс. производительность, м³/ч	3.8
Максимальный напор (м)	8
Модель / серия	ALPHA2
Монтажная длина, мм	180
Номинальный диаметр (DN, Ду)	25
Соединение	1 1/2"
Рабочее давление, бар	10
Вес (кг)	2.2
Мощность (кВт)	0.05
Напряжение питания, В	1 ~ 220
Производитель	Grundfos
Страна производитель	Дания
Гарантийный срок (лет)	2 года от производителя
Количество скоростей	авто
Перекачиваемая жидкость	вода, антифриз
Максимальная температура рабочей жидкости (град.)	110
Класс защиты	X4D

6.3.2 Вибір насоса ГВП

Під час розрахунків системи циркуляції ГВП було розраховано, що загальна витрата теплоносія на систему становить $G = 2,0 \text{ м}^3/\text{год}$.

У програмі використовуються наступні вихідні дані:

- продуктивність $G = 2,0 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір $H = 1,0 \text{ м.вод.ст}$

За даними параметрами було обрано насос GRUNDFOS COMFORT 15-14 BPM [14].

Технічні характеристики насоса наведено в таблиці 6.3.

Характеристики		основные	подробные
Производитель:	Grundfos		
Тип:	Циркуляционный отопительный насос		
Питание :	сеть 230В/50Гц		
Мощность двигателя, кВт:	0,007		
Характеристики системы нагнетания/всасывания			
Максимальная производительность, л/ч :	500		
Максимальное рабочее давление, бар :	10		
Диаметр впускного/выпускного отверстия, дюймы :	1/2 / 1/2		
Высота нагнетания, м :	1,17		
Содержание примесей в воде, г/м3 :	для чистой воды/жидкости		
Дополнительно			
Размеры, мм :	монтажный размер 80		
Вес, кг :	1		
Комплектация :	базовая		
Еще:	Корпус насоса - латунь, рабочее колесо - нержавеющая сталь. Насос предназначен для рециркуляции бытовой горячей воды в домах для одной или двух семей, оснащен однофазным 12-полюсным электродвигателем на постоянных магнитах. С функцией AUTOADAPT (разработана для бытовых систем горячего водоснабжения со встроенной функцией регулирования температуры для повышения или понижения температуры в рециркуляционной трубе), рекомендуется устанавливать данные насосы в системах с накопительным баком. Функция промывки, автоматическое определение выходных дней и отпусков, регулировка температуры (вариант выбора с кнопки), непрерывная работа (вариант выбора с кнопки), подключение к электросети благодаря конструкции ALPHA-штекера, защита от работы по "сухому ходу", легкоочищаемый и устойчивый к накипи сферический ротор. электронная защита двигателя свернуть ^		

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

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

Систему теплопостачання виконано для забезпечення індивідуального житлового будинку опаленням та ГВП.

Основним обладнанням для теплопостачання, що було розраховано в даній роботі, є:

- тепловий насос;
- газовий конденсаційний котел;
- циркуляційні насоси системи опалення;
- трубопроводи та арматура, які покриті тепловою ізоляцією для зменшення теплових втрат (в проекті не наводяться).

У даному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання і робочих приміщень, запобігання електротравм, а також заходи з пожежної безпеки та профілактики.

7.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації основного технологічного обладнання та робочих приміщень

Усі основні планувальні рішення по котельному приміщенню було прийнято з урахуванням вимог ДБН В.2.5.-39:2008 «Теплові мережі». Вимоги щодо монтажу основного обладнання є наступними:

Усі трубопроводи ізолюються під час монтажу. Обладнання, трубопроводи та арматуру необхідно маркувати згідно зі схемою, на трубопроводах позначити напрям руху теплоносія.

Компоновка основного та допоміжного устаткування в котельному приміщенні виконана згідно з нормативними документами:

- 1) Бойлер непрямого нагріву системи ГВП оснащено редукційним клапаном для зменшення тиску на вході від трубопроводу холодної води.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2) Розширювальні баки, які працюють під тиском вище 0,07 МПа, відповідають вимогам.

3) Кожний водоводяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, згідно з вимогами.

4) Всі вимірювальні прилади передбачено встановити на щиті контролю, який знаходиться у котельному приміщенні.

7.2 Електробезпека

Експлуатація апаратури, яка передбачена проектом, повинна виконуватись відповідно до паспортних даних кожного виробу, де зазначені номінальні значення струму і напруги. Техніка безпеки в силовому електроустаткованні забезпечена вибором відповідного устаткування й апаратів.

Усі електромонтажні роботи виконуються у відповідності до діючих будівельних норм [15] – СниП 3.05.06-85 Электротехнические устройства. ПУЕ з дотримання норм з охорони праці і техніки безпеки.

Усі технологічні струмоприймачі котельного приміщення живляться електроенергією від загального щита автоматизації. Цей щит необхідно підключити до системи електропостачання та обладнання по місцю.

До блока керування насосами входять наступні функції:

автоматичне відключення циркуляційного насоса у разі падіння тиску на вході насоса нижче встановленого; можливість ручного вмикання/вимикання насоса; автоматичне вмикання насоса після перерви в електропостачанні, а також інші функції, які детально описані в технічній документації на щиті автоматизації.

Зв'язок контролера блока керування з комп'ютером забезпечується за допомогою інтерфейсу (RS-232, 485).

Основними споживачами електроенергії в котельному приміщенні є електродвигуни насосних установок, джерела штучного освітлення та електричний нагрівач в бойлері непрямого нагріву.

Живлення електрообладнання здійснюється від мережі змінного струму з глухо заземленою нейтраллю частотою 50Гц. [15]

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.3 Технічні рішення та організаційні заходи по запобіганню електротравм від неосторожності зі струмовідними елементами електрообладнання

При експлуатації електрообладнання котельного приміщення існує ризик виникнення електротравм. Тому проектом його компоновки передбачені наступні вимоги:

- нормально струмовідні частини з опором $R_{\Sigma} \geq 1$ кОм повинні ізолюватись; при зниженні опору ізоляції до 0,5 кОм експлуатація електроустановок допускається [16];
- блокуюче та огорожуюче обладнання виконані таким чином, що їх монтаж/демонтаж можливі тільки за допомогою ключів чи інструменту;
- для живлення ламп загального освітлення використовується трифазна мережа змінного струму 380/220 В з глухо заземленою нейтраллю та зануленням;
- для переносного освітлення встановлено мережу розеток 12 В;
- для захисту людей від помилкових дій та випадкового дотику до струмовідних частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 42 В для підключення електроінструменту [16];
- для захисту людей від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту, а також засобами забезпечення першої медичної допомоги відповідно до «Правила використання і випробування засобів захисту, які використовуються в електроустановках» ;
- частини електрообладнання, які випадково виявились під напругою, та пошкоджені частини електромережі відключаються за рахунок наявності надійного та швидкодіючого автоматичного відключення .

7.4 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на неструмовідні частини електроустановок при аварійних режимах їх роботи

З метою захисту людей від ураження електричним струмом при переході напруги на неструмовідні частини установок проектом облаштування котельного приміщення передбачено:

- занулення всіх корпусів електродвигунів насосів та регулюючих клапанів, так як вони можуть бути під напругою при пошкодженні ізоляції [16].

При пробі на корпус обладнання однієї з фаз мережі занулення дає змогу виключити небезпеку ураження електричним струмом людей. Це досягається завдяки швидкому вимиканню, максимальним струмовим захистом ділянки, на якій виникло

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

замикання на корпус. Пробій на корпус при зануленні приводить до короткого замикання фази (контур: нульовий провідник – фаза – фазовий провідник – корпус споживача – нульовий провідник). Захист від короткого замикання (автомат зі струмовим захистом) спрацьовує, вимикаючи пошкоджений провідник від мережі.

До схеми занулення використовуються наступні вимоги ПУЕ – 2006:

- забезпечується необхідна кратність струму короткого замикання;
- забезпечується цілісність нульового провідника та використання повторних заземлювачів нульового провідника;
- контроль занулення проводиться при вводі в експлуатацію, перевірка здійснюється кожні 5 років;
- у нульовому проводі не дозволяється установка роз'єднувачів та інших приладів розриву електричної мережі;
- не дозволяється використовувати трубопроводи в якості нульового робочого проводу.

7.5 Пожежна безпека та профілактика

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

Приміщення згідно з НАПБ Б03.002-2007 відноситься до категорії Д (пожежобезпечні – негорючі речовини та матеріали у холодному стані). Джерелом пожежі можуть бути спалення електроізоляції кабелю при короткому замиканні чи дії мешканців будинку, які порушують правила пожежної безпеки (використання відкритого вогню, куріння у недозволених місцях). Таким чином згідно з ПУЕ – 2006 робоче приміщення за вибухонебезпечною небезпечкою має клас П – П. Приміщення не відноситься до вибухонебезпечних, тому що не використовуються легкозаймисті речовини та немає умов для створення вибухонебезпечних сумішей [17].

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

Відповідно до ГОСТ 12.1.004-91 пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту і системою організаційно-технічних засобів.

Системи пожежної безпеки мають запобігати виникненню пожежі і впливу на людей небезпечних факторів пожежі на необхідному рівні [17]. Потрібний рівень пожежної

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безпеки людей за допомогою зазначених систем, згідно з ГОСТ 12.1.004-91, не повинен бути меншим за 0,9 відвернення впливу на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не може перевищувати 10^{-6} впливу небезпечних факторів пожеж, що перевищують гранично допустимі значення на рік у розрахунку на кожну людину [17].

Основні засоби попередження пожеж:

- застосування електрообладнання, яке задовольняє вимогам електростатичної електробезпеки згідно з ГОСТ 12.1.018-79;
- застосування захисту від короткого замикання на розподільчому щиті котельного приміщення;

В проекті передбачено наступні основні технічні рішення по системі протипожежного захисту котельного приміщення:

- згідно з вимогами ДБН В.2.5-56-2014 для автоматичної пожежної сигналізації застосовані пристрої УОТС-11, які працюють з димовими та тепловими датчиками, що встановлені на стелі;
- передбачені первинні засоби пожежогасіння: вогнегасник ОУ-5 згідно з вимогами ДСТУ 3675-98 ISO3941-77 та ГОСТ 7276-77, який розташовано біля входу до котельного приміщення;
- електродвигуни, електропровідники та кабелі за виконанням та ступенем захисту відповідають класу зони і мають арматуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів;
- плавкі вставки запобіжників калібровані, з визначенням на клеймі номінального струму вставки;
- на електродвигуни та світильники передбачається нанесення знаків, які вказують їх ступінь захисту відповідно до стандартів;
- проектом передбачено, що з'єднання, відводи та кінцівки жил проводів виконуються за допомогою опресовки, зварювання, пайки;
- прийнято, що для переносних світильників застосовуються гнучкі кабелі з мідними жилами, з урахуванням їх захисту від можливих пошкоджень [17].

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Даний дипломний проект бакалавра являє собою реальний проект систем опалення та гарячого водопостачання індивідуального житлового будинку що знаходиться за адресою Київська обл., Києво-Святошинський район, с.Шевченкове. Проект складається з ряду теплотехнічних та гідравлічних розрахунків і технічних рішень, кінцевою метою яких є реалізація інженерних систем будівлі, що розглядається. Низькотемпературна система опалення відповідає всім сучасним нормам з енергозбереження, автоматизації роботи інженерних систем та охорони праці експлуатації інженерних систем.

У даному дипломному проекту було виконано наступний обсяг робіт:

1. розраховано теплові втрати приміщень;
2. розраховано витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря та надходження теплоти до приміщень об'єкта проектування;
3. визначено клас енергоефективності будинку;
4. виконано розрахунок опалення та гарячого водопостачання будинку;
5. визначені оптимальні умови роботи повітряного теплового насоса (повітря-вода);
6. була розроблена система опалення типу «тепла підлога». Розведення теплоносія здійснюється від колекторного блока, який включає в себе насосно-змішувальний вузол для регулювання температури гарячої води на вході до контурів «теплої підлоги»;
7. були підібрані сталеві панельні радіатори для другого поверху;
8. встановлено, що використання ТН в низькотемпературній системі опалення сприяє зменшенню відносних затрат енергії на традиційне джерело теплоти протягом опалювального періоду;
9. вибрано обладнання систем опалення та ГВП (повітряний ТН (повітря-вода), газовий котел, буферна ємність, бойлер непрямого нагріву та ін.);
10. у гідравлічному розрахунку отримано циркуляційний тиск системи і підібрано діаметри трубопроводів. За результатами розрахунку були підібрані циркуляційні насоси системи опалення;
11. у розділі з охорони праці розглянуті питання по забезпеченню безпеки в надзвичайних ситуаціях.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічні рішення, прийняті в проекті, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей експлуатацію будинку.

При розробці проекту були витримані вимоги таких керівних та нормативних документів:

- СНиП 2.04.05-91*У «Отопление, вентиляция и кондиционирование»;
- ДБН В.1.1-7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»;
- СНиП II - 3 - 79* «Строительная теплотехника».

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Будівельна кліматологія: ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 – [Чинний від 2011-11-01]. / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с. – (Національний стандарт України)
2. Конструкції будинків та споруд. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2006. зі Зміною №1 від 1 липня 2013 року. – [Чинний від 01.04.2007]. - К.: Мінбуд України, 2006. – 70 с. – (Державні будівельні норми України).
3. Програма навчальної дисципліни та робоча програма дисципліни «Теплопостачання і гаряче водопостачання» (для студентів 3 курсу денної та 5 курсу заочної форм навчання напряму 0921 (6.060101) "Будівництво" спеціальності "Міське будівництво та господарство" спеціалізації "Технічне обслуговування, ремонт і реконструкція будівель"). Укл. Алексахін О.О. – Харків: ХНАМГ, 2009. – 15 с.
4. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб./ М.Ф.Боженко, В.П.Сало, – К.: ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2004. – 192 с.
5. Енергетична ефективність будівель настанова з проведення енергетичної оцінки будівель: ДСТУ-Н Б А.2.2-13:2015 - – [Чинний від 2016-01-01]. / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2015. – 25 с. – (Національний стандарт України)
6. Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету (НТКП ВНТУ–2018) [Електронне мережне наукове видання] : збірник доповідей. – Вінниця : ВНТУ, 2018.
7. Пуховий, І. І. Економія природного газу при заміні котлів тепловими насосами та використання теплоти кристалізації води, як альтернативи теплоті ґрунту [Текст] / І. І. Пуховий, М. К. Безродний, Н. М. Мхітарян, С. О. Кудря // Відновлювана енергетика. – 2006. – №1. – С.15–19.
8. Системи водопостачання, опалення, каналізації. Каталог обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.teplobak.com.ua> (02.06.19)
9. Гідравліка та гідропривод: конспект лекцій / Уклад.: А.В. Ворфоломєєв. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 178 с.
10. Газові котли. Каталог обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://unidim.com.ua/kotly/kotel-gazovyy-navesnoy-viessmann-vitopend-100-w-wh1d-turbo-24-kvt> (08.06.19)

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

11. Теплові насоси HeatGuard Mitsubishi. Технічний посібник [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://teplotech.com.ua/images/7f18893fe6f.pdf> (04.06.19)
12. Розширювальні баки та гідроаккумулятори. Каталог обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://iven.com.ua/ru/rasshiritelnye-baki/8578-reflex-ng-35-seryj-8270100-8270100.html> (10.06.19)
13. Методичні вказівки до установчих занять з курсу “Гідравліка, гідрота пневмоприводи” для студентів заочної форми навчання всіх спеціальностей бакалаврата “Інженерна механіка”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 56 с.
14. Розширювальні баки та гідроаккумулятори. Каталог обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://product-selection.grundfos.com/front-page.html?custid=GUA&qcid=465474342&time=1495782578458> (1.06.19)
15. СніП 3.05.06-85 Электротехнические устройства. – М.:ГОССТРОЙ СССР, 1988. – 41 с.
16. ДНАОП 0.00-1.32-01 Правила устройства электроустановок. Электрооборудование специальных установок .– :Киевпромэлектропроект, 2001. – 80 с.
17. ДБН В.1.1.7-2002. Пожежна безпека об’єктів будівництва. – Чинні від 2013-05-01 – К.: Держбуд України, 2003. – 42 с.

					ТП 51 249 003 ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 51 49 003 ПЗ	Пояснювальна записка	95	
3	A1	ТП 51 49 003 001 ТМК	Теплова схема котельні	1	
4	A1	ТП 51 49 003 001 ОВ	Підлогове опалення.Схема 1 та 2 поверхів	1	
5	A1	ТП 51 49 003 002 ОВ	Система кондиціювання.Схема розміщення обладнання на 1 та 2 поверхах	1	

				ТП 51 49 003		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Зарубін О.О.			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Безродний М.К.					1
Консульт.					КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. ТПТ, Гр. ТП - 51	
Н.контр.	Боженко М.Ф.					
Зав.каф.	Варламов Г.Б.					



Zarubin_bakalavr
Завантажено: 06/04/2019
Перевірено: 06/04/2019

Інтернет + Бібліотека

99.46% Оригінальність	0.54% Схожість	2 Джерела
-----------------------	----------------	-----------

Джерела з Бібліотека : 2 джерела знайдено

Стринада.docx	0.54%
Бідюк Богдан.doc	0.11%

Схожість

Схожість з обраним джереломЦитата

abc

Заміна літер абетки