

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

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри

_____ **Ольга ЧЕРНОУСЕНКО**

(підпис)

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ” _____ 2023 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Система теплопостачання і кондиціювання повітря в будинку з використанням відновлюваних джерел енергії»

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 91

Грицюк Назарій Михайлович _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник: доцент, кандидат технічних наук, Артур РАЧИНСЬКИЙ _____

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

(підпис)

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

(назва розділу)

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

(підпис)

Рецензент доцент, к.т.н., Олександр БАРАНЮК _____

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

(підпис)

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

Студент _____

(підпис)

Науковий керівник _____

(підпис)

Київ – 2023 року

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

Інститут Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра Теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

“ ____ ” _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Грицюку Назарію Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: «Система тепlopостачання і кондиціювання повітря в
будинку з використанням відновлюваних джерел енергії»

керівник проекту: Рачинський Артур Юрійович канд. тех. наук, доцент __ ,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2023 р. № ____

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту: Населений пункт – місто Суми, двох-
поверховий житловий будинок з кровлею на чотирьох людей,
помісячна температура повітря: січень – мінус 7,7°C, лютий – мінус
6,4°C, березень – мінус 1,1°C, квітень – 7,9°C, травень – 14,9°C,
липень – 18,0°C, червень – 19,2°C, серпень – 18,2°C, вересень –
13,0°C, жовтень – 6,6°C, листопад – 0,6°C, грудень – мінус 4,1°C. _____

4. Зміст пояснювальної записки:

1. Теплові втрати будинку; 2. Розрахунок поверхні кількості секцій
нагрівальних апаратів; 3. Розрахунок пасивної системи опалення; 4.
Розрахунок установки гарячого водопостачання; 5. Розрахунок надходжень

теплоти і вологи у приміщення; 6. Розрахунок системи кондиціювання повітря за допомогою ґрунтових теплообмінників.

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

План будинку; фасади будинку; схема принципова опалення і гарячого водопостачання; блок колекторів з баком акумулятором; розміщення вертикальних ґрунтових теплообмінників.

6. Консультанти розділів проекту*

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

7. Дата видачі завдання 22.05.2023р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розрахунок тепловтрат будинку	23.05.2023	
2	Вибір поверхні та кількості теплових апаратів	29.05.2023	
3	Розрахунок пасивної системи опалення	01.06.2023	
4	Розрахунок установки ГВП	04.06.2023	
5	Розрахунок надходжень теплоти та вологи у приміщення	06.06.2023	
6	Розрахунок системи кондиціювання повітря з використанням ґрунтового теплообмінника	10.06.2023	
7	Розробка креслень	12.06.2023	
8	Оформлення пояснювальної записки	15.06.2023	
9	Захист	16.06.2023	

Студент

_____ (підпис)

Назарій ГРИЦЮК
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проекту

_____ (підпис)

Артур РАЧИНСЬКИЙ
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: «Система теплопостачання і кондиціювання будинку з використанням
відновлюваних джерел енергії»

Київ – 2023 року

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект бакалаврського рівня освіти на тему «Система теплопостачання і кондиціювання повітря в будинку з використанням відновлюваних джерел енергії», враховує: 96 сторінок, 20 рисунків, 8 таблиць, 27 бібліографічних найменувань. Додатково: 3 кресленики формату А1 та 2 кресленики формату А2.

Об'єкт роботи – будинок в місті Суми.

Мета роботи – створити комфортні умови для проживання в будинку як влітку, так взимку за допомогою сонячних колекторів та ґрунтового теплообмінника в поєднанні з традиційними джерелами енергії.

Наведені розрахунки теплових втрат будинку, що проектується, розрахунок поверхні та кількості нагрівальних приладів для певних приміщень. Результатом розрахунків стало рішення встановити 4 повітряних колекторів розміром 1х1,6 м на південному фасаді будинку, що забезпечить додатковий тепловий потік в систему опалення.

Наведено прямооточну схему кондиціювання повітря в будинку в теплий період, що буде здійснюватися за рахунок вертикального коаксіального ґрунтового теплообмінника, який буде встановлюватись на глибині більше 10 метрів, аби на нього не впливали зовнішні фактори (погодні фактори). За результатами аеродинамічних обрахунків було обрано вентилятор СВМ 270/270-1/3.

Передбачені заходи з охорони праці працівників будівлі.

Додано креслення, що включають східний фасад будинку з розміщенням ґрунтового теплообмінника, бака-акумулятора разом із сонячним колектором, схему системи опалення та ГВП, фасад будинку з повітряним сонячним колектором та його розміщення, план будинку.

Ключові слова: відновлювані джерела енергії, гаряче водопостачання, сонячний колектор, кондиціювання, ґрунтовий теплообмінник.

ANNOTATION

The diploma project of the bachelor's level of education on the topic «Heating and air conditioning system in the house using renewable energy sources» includes: 96 pages, 20 figures, 8 tables, 27 bibliographic titles. Additionally: 3 drawings of A1 format and 2 drawings of A2 format.

The object of the work is a house in the city of Sumy.

The goal of the work is to create comfortable conditions for living in the house both in summer and in winter with the help of solar collectors and a soil heat exchanger in combination with traditional sources.

Calculations of heat losses of the house being designed, the calculation of the surface area and the number of heating devices for certain premises are given. Because some rooms will be heated due to mass transfer. The result of the calculations was the decision to install 4 air collectors measuring 1x1.6 m on the southern facade of the building, which will provide additional heat flow to the heating system.

A direct-flow scheme of air conditioning in the house in the warm period is presented, which will be carried out at the expense of a vertical coaxial soil heat exchanger, which will be installed at a depth of more than 10 meters, so that it is not affected by external factors (weather factors). According to the results of aerodynamic calculations, the CBM 270/270-1/3 fan was chosen.

Anticipated measures for labor protection of building workers.

Have been added drawings that include the eastern facade of the house with the placement of the soil heat exchanger, the storage tank together with the placement of the solar collector, the diagram of the heating and hot water system, the facade of the house with the air solar collector and its placement, the plan of the house

Keywords: renewable energy sources, hot water supply, solar collector, air conditioning, soil heat exchanger.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	8
Вступ.....	1
0	
1 Теплові втрати будинку.....	12
1.1 Висновки за розділом 1.....	32
2 Розрахунок поверхні та кількості секцій нагрівальних приладів	34
2.1 Розрахунок розмірів головного стояка.....	34
2.2 Розрахунок кількості нагрівальних приладів приміщення 1 і 7.....	36
2.3 Розрахунок кількості нагрівальних приладів приміщення 2 і 8.....	41
2.4 Розрахунок кількості нагрівальних приладів приміщення 3 і 9.....	45
2.5 Висновки за розділом 2.....	47
3 Розрахунок пасивної системи опалення.....	49
3.1 Висновки за розділом 3.....	55
4 Розрахунок установки гарячого водопостачання.....	57
4.1 Розрахунок системи гарячого водопостачання сонячних колекторів.....	58
4.2 Розрахунок теплоізоляції бака-акумулятора.....	63
5.3 Висновки за розділом 4.....	64
5 Розрахунок надходжень теплоти і вологи у приміщення.....	66
5.1 Висновки за розділом 5.....	68
6 Розрахунок системи кондиціонування повітря ґрунтовими теплообмінниками.....	69
6.1 Розрахунок системи кондиціонування.....	70
6.2 Тепловий розрахунок ґрунтового теплообмінника.....	73
6.3 Аеродинамічний розрахунок ґрунтових теплообмінників.....	78
6.4 Висновки за розділом 6.....	82
7 Охорона праці.....	84
7.1 Технічні рішення та організаційні заходи щодо безпечної експлуатації спроектованого технологічного обладнання.....	84
7.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії..	86

						ТП 91 25 02 ПЗ			
Зм.	Кільк.	Арк.	№док	Підпис	Дата				
Студент		Грицюк Н. М.				Система тепlopостачання і кондиціонування повітря в будинку з використанням відновлюваних джерел енергії. Пояснювальна записка	Стадія	Аркуш	Аркушів
Керівник		Рачинський А. Ю.					ДПБ	6	96
Н.контр		Боженко М. Ф.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ІАТЕ, кафедра ТАЕ		
Огляд									
Зав.каф		Черноусенко							

7.3 Пожежна безпека та профілактика.....	89
Висновки.....	92
Перелік посилань.....	93
Додатки	
Додаток А Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність.....	93

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

Q – теплове навантаження;

K – коефіцієнт теплопередачі;

λ – коефіцієнт теплопровідності;

α – коефіцієнт надлишку повітря, коефіцієнт тепловіддачі;

G – масова витрата;

ρ – густина;

a, b – лінійні розміри;

t – температура;

$\bar{t}$ – середня температура;

c – питома масова теплоємність;

V – об’ємна витрата;

d – вологовміст, діаметр;

B – загальна витрата палива;

P – тиск;

δ – товщина;

H – висота, питома ентальпія продуктів згоряння палива;

S, F, f – площа;

N – кількість;

ΔP – зміна тиску.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Верхні індекси:

осн – основний;

' – на вході, уточнене значення;

'' – на виході;

– середній;

∂ – дійсний;

з – зимовий;

л – літній.

Нижні індекси:

вт – втрати;

вн – внутрішній;

р.о – розрахунковий на опалення;

ср – середній;

сум – сумарний;

п – повний

дод – додатковий;

ос – основний

з – зовнішній;

пр – нагрівальний прилад;

гр – ґрунт;

кр – критичний;

пов – повітря;

в – вода;

г – гарячий.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Це не секрет, що запаси традиційної енергії не вічні. Через це з кожною декадою все частіше постає питання обов'язкового переходу до відновлюваних джерел енергії, вартість якого не буде так різко зростати. Не беручи до уваги шкідливість використання органічного палива в плані викидів. На даному етапі існування людства, ми здатні перейти на використання енергії навколишнього середовища та низькопотенційних теплових викидів.

Перше що спадає на думку і є правильним варіантом відповіді на дане проблемне питання – це сонячна енергія. Через очевидність використання такого виду відновлюваної енергії, можна перерахувати різні види сонячної енергії, для опалення та гарячого водопостачання. Але наскільки б перспективно не звучало використання сонячної енергії, її використання в одиночному варіанті, тобто без додаткових джерел теплопостачання, є важким або навіть неможливим в реалізації. Тому вдалим варіантом використання такого типу відновлюваного джерела енергії є встановлення такого разом з традиційним джерелом.

Щодо переваг сонячної енергії. Вона є екологічною та дозволяє зберігати ресурси і знижує шкідливих речовин в атмосфері. Установка, що виробляє сонячну енергію зазвичай є простою за конструкцією, але водночас ефективною. Як ще одна перевага, такий вид енергії дозволяє споживачеві бути частково незалежним від кореляцій цін на енергію.

Залежно від географічної широти місцевості та висоти над рівнем моря, в літній період за допомогою сонячної енергії можна отримати 900-1000 Вт/м². Та загалом, можна отримати достатню кількість теплоти, щоб забезпечитись теплопостачанням, а саме опаленням та водопостачанням. Звісно, потрібно враховувати ККД для сонячних колекторів, тому для останнього, при ККД 30-50% на 1 м можливо одержати 300-500 Вт теплоенергії. Прийнято вважати, що для середньостатистичної однієї людини при розрахунку сонячної системи гарячого водопостачання влітку становить необхідним 1м² колектору, коли взимку це становить його 1,5 м². Але як було вказано вище, для такого способу потрібно розраховувати також на додаткове джерело теплоти.

Загалом, опалення будинку можна здійснити з активною та пасивною системами. Активна система – це використання сонячних колекторів та бака-акумулятора. Але, такі системи є дорогими та мають дуже довгий термін окупності. Також, як джерело низько-

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

потенційної теплоти можна розглядати та використовувати ґрунт поверхневих шарів, глибиною до 400 метрів.

Ґрунт поверхневих шарів здатний змінювати температуру за рахунок сонячної радіації та потоку радіогенного тепла з земних надр. В той час як сезонні та добові зміни кількості сонячної радіації та температури повітря можуть впливати на коливання температури верхніх шарів ґрунту. Варто зазначити, що саме глибина прогрівання добових коливань температури повітря та інтенсивність сонячної радіації варіюється в діапазоні від вимірних сантиметрів до 1,5 метра, звідси в залежності від певних умов. Щодо сезонних коливань температури зовнішнього повітря, така глибина становить приблизно 15-20 метрів. Отже, температура шарів ґрунту, що розташовані нижче залежить від теплової енергії, яка надходить з надр землі, тобто на такому рівні вона майже не перебуває під впливом сезонних або добових змін зовнішнього клімату.

Отже, чим більше вважається глибина ґрунту, тим відповідно збільшується температура ґрунту, за теоретичним градієнтом температури. Сама величина потоку радіогенного тепла може варіюватись по різному.

В майбутньому побудована система теплозбору буде презентуватись як складна трьох-фазна полідисперсна гетерогенна система «скелет». Вона утворюватиметься, в невеликій кількості, твердими частинами різної форми та величини, маючи можливість бути що твердим так і рухомих, що буде залежати від міцності зв'язування між собою частин та їх відокремленість один від одного речовиною в рухомій фазі.

Пустоти між твердими частинами можуть заповнюватись мінералізованою вологою, газом, паром або способом їх комбінації одночасно. Варто зазначити, що волога в паровому просторі буде впливати на процес розподілення тепла, що може бути пов'язано з труднощами. Щоб забезпечити себе від цих клопотів, потрібно мати чітке уявлення про характер розділення твердої, рідкої, та газоподібної фаз вологи в конкретній структурі системи.

Розміщення ґрунтового теплообмінника відбувається в землі на певній глибині. Теплоносій, що курсує по трубах теплообмінника та має вищу відносно ґрунту температуру, охолоджується, що спричиняється відбором теплової енергії і переносом її до шару ґрунту.

Вертикальні ґрунтові теплообмінники – мають можливість використовувати низькопотенційну теплоенергію ґрунтового масиву, знаходиться на глибині 10-20 метрів від рівня землі. Такі системи не потребують ділянок з великою площею і вони не залежать від інтенсивності сонячної радіації.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

1 ТЕПЛОВІ ВТРАТИ БУДИНКУ

Розрахунок теплових втрат приміщень будинку.

Виділимо основні та додаткові втрати теплоти через зовнішні конструкції будинку

1.1 Основні втрати теплоти [6]

$$Q_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^m K_i \cdot F_i \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о}}) \cdot n_i, \quad (1.1)$$

де K_i – коефіцієнти теплопередачі зовнішніх конструкцій, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$;

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

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

$t_{\text{п.о}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, $^{\circ}\text{C}$;

n_i – коефіцієнт, що ураховує зниження різниці температур, та залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції. Для житлового будинку $t_{\text{вн}} = 18^{\circ}\text{C}$.

Для міста Суми розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення дорівнюватиме $t_{\text{п.о}} = -24^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова різниця температур зовнішнього і внутрішнього повітря:

$$\Delta t = (t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о}}), \quad (1.2)$$

$$\Delta t = 18 - (-24) = 42^{\circ}\text{C};$$

$n = 1$ – зовнішні стіни та покриття без горищ, перекриття з горищами (з дахом з одиночних матеріалів).

1.2 Коефіцієнти теплопередачі зовнішніх конструкцій

Коефіцієнти теплопередачі зовнішніх конструкцій:

- зовнішньої стіни $K_{\text{з.с}} = 1,54 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$;

- зовнішніх вікон $K_{\text{з.в}} = 2,63 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$;

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

- перекриття $K_{пер} = 1,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$;

- перекриття над неопалювальними підвалами паркетна підлога по залізобетонному перекриттю, утеплювач – шлак $K_{пер1} = 1,07 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

Коефіцієнт теплопередачі входних дверей, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$K_{пер1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_{\partial}}{\lambda_{\partial}} + \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{1}{\alpha_{з}}}, \quad (1.3)$$

де $\alpha_{вн} = 9,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ – внутрішній коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до дверей;

$\delta_{\partial} = 0,05 \text{ м}$ – товщина дерев'яних дверей;

$\lambda_{\partial} = 0,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – теплопровідність дуба вздовж волокон;

$\delta_{ш} = 0,003 \text{ м}$ – товщина оббивки дверей із шкірозамінника;

$\lambda_{ш} = 0,27 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – теплопровідність оббивки дверей із шкірозамінника;

$\alpha_{з} = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ – зовнішній коефіцієнт тепловіддачі від дверей до зовнішнього повітря;

$$K_{пер1} = \frac{1}{\frac{1}{9,8} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,003}{0,27} + \frac{1}{15}} = 3,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

1.3 Визначення площі поверхні зовнішніх конструкцій

1.3.1 Визначення зовнішніх розмірів стін кожного приміщення

Таблиця 1.1 – Характерні внутрішні розміри зовнішніх стін приміщень

№ приміщення	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
a2, м	3,85	3,85	3,35	1,8	1.846	1,8	3,85	3,85	3,35	2,0	1,15	2,0	1,15
b2, м	3,925	3.925	3.925	3.925	2.0	1.775	3,925	3,85	3,925	-	-	-	-
c2, м	-	-	-	1.846	-	-	-	-	-	-	-	-	-

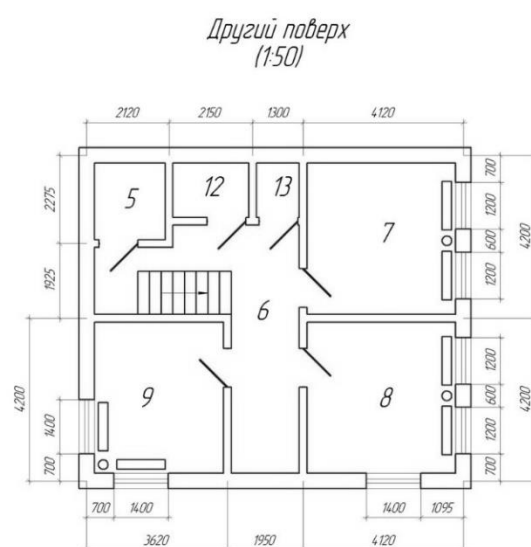
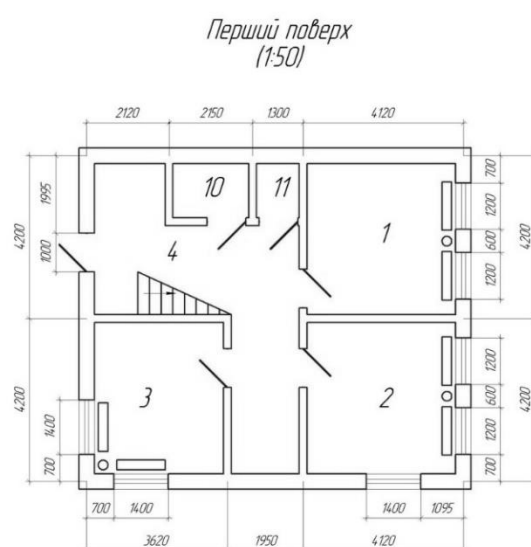


Рисунок 1.1 – План житлового будинку

Приміщення 1

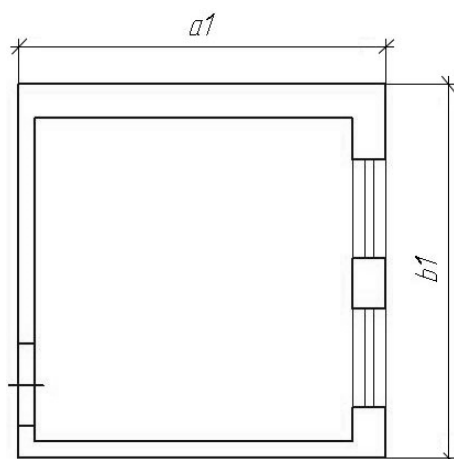


Рисунок 1.2 – Приміщення 1

$$a_1 = a_2 + \delta_1 + \delta_2, \quad (1.4)$$

де $\delta_1 = 0,395$ м – товщина стіни (цегляна на важкому розчині);

$\delta_2 = 0,150$ м – товщина перекриття;

$$a_1 = 3,850 + 0,395 + 0,150 = 4,395 \text{ м};$$

$$b_1 = b_2 + \delta_1 + \frac{\delta_2}{2}, \quad (1.5)$$

$$b_1 = 3,925 + 0,395 + \frac{150}{2} = 4,395 \text{ м};$$

Приміщення 2

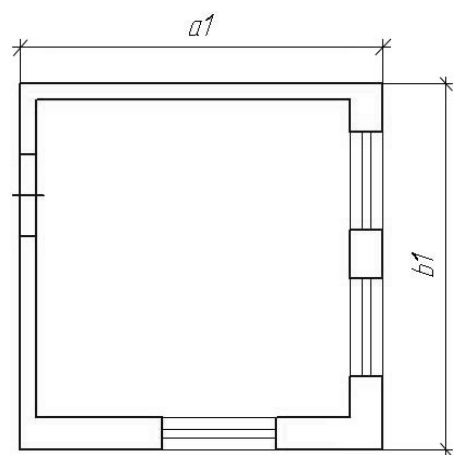


Рисунок 1.3 – Приміщення 2

За формулою (1.4) знаходимо a_1

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$a_1 = 3,850 + 0,395 + 0,150 = 4,395 \text{ м};$$

За формулою (1.5) знаходимо b_1

$$b_1 = 3,925 + 0,395 + \frac{150}{2} = 4,395 \text{ м};$$

Приміщення 3

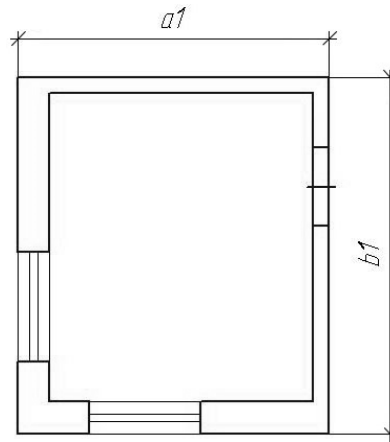


Рисунок 1.4 – Приміщення 3

За формулою (1.4) знаходимо a_1

$$a_1 = 3,350 + 0,395 + 0,150 = 3,895 \text{ м};$$

За формулою (1.5) знаходимо b_1

$$b_1 = 3,925 + 0,395 + \frac{150}{2} = 4,395 \text{ м};$$

Приміщення 4

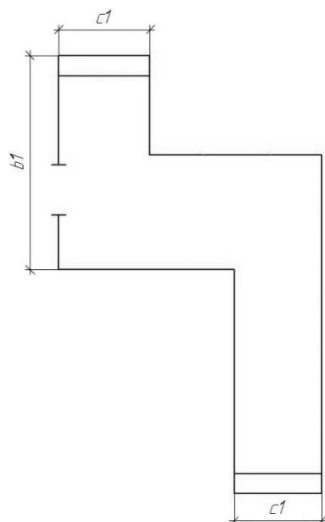


Рисунок 1.5 – Приміщення 4

$$a_1 = a_2 ,$$

$$a_1 = 1,8 \text{ м};$$

За формулою (1.5) знаходимо b_1

$$b_1 = 3,925 + 0,395 + \frac{150}{2} = 4,395 \text{ м};$$

$$c_1 = c_2 + \delta_1 , \quad (1.6)$$

$$c_1 = 1,846 + 0,395 = 2,241 \text{ м};$$

Приміщення 5

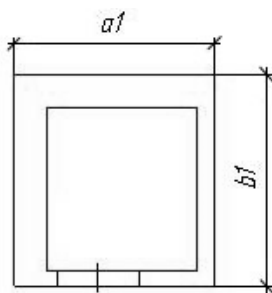


Рисунок 1.6 – Приміщення 5

$$a_1 = a_2 + \delta_1 , \quad (1.7)$$

$$a_1 = 1,846 + 0,395 = 2,241 \text{ м};$$

$$b_1 = b_2 + \delta_1 + \delta_2 , \quad (1.8)$$

$$b_1 = 2,0 + 0,395 + 0,150 = 2,545 \text{ м};$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Приміщення 6

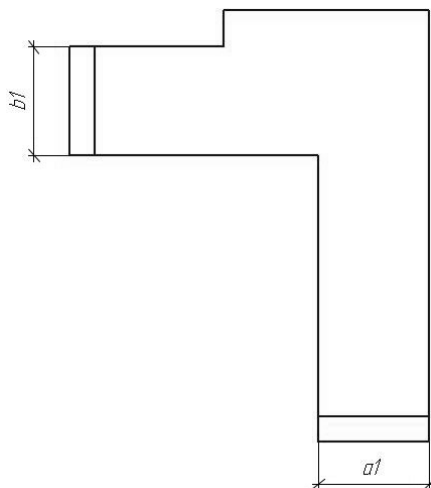


Рисунок 1.7 – Приміщення 6

За формулою (1.4) знаходимо a_1

$$a_1 = 1,8 \text{ м};$$

$$b_1 = b_2 + \frac{\delta_2}{2}, \quad (1.9)$$

$$b_1 = 1,775 + \frac{0,150}{2} = 1,850 \text{ м};$$

Приміщення 7

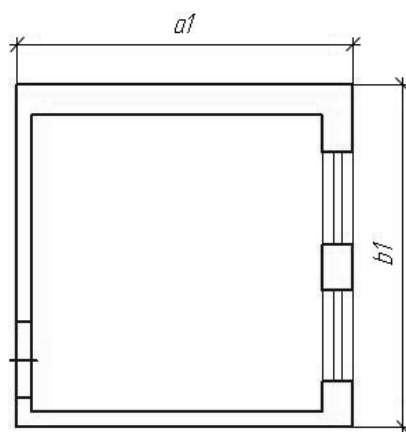


Рисунок 1.8 – Приміщення 7

За формулою (1.4) знаходимо a_1

$$a_1 = 3,850 + 0,395 + 0,150 = 4,395 \text{ м};$$

За формулою (1.5) знаходимо b_1

$$b_1 = 3,925 + 0,395 + \frac{0,150}{2} = 4,395 \text{ м;}$$

Приміщення 8

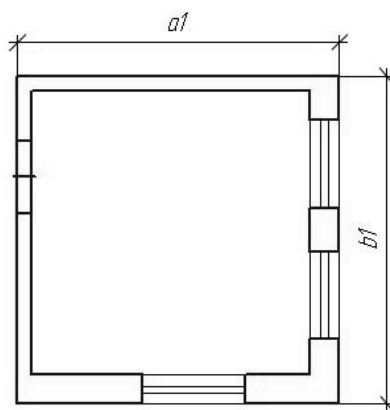


Рисунок 1.9 – Приміщення 8

За формулою (1.4) знаходимо a_1

$$a_1 = 3,850 + 0,395 + 0,150 = 4,395 \text{ м;}$$

За формулою (1.5) знаходимо b_1

$$b_1 = 3,925 + 0,395 + \frac{0,150}{2} = 4,395 \text{ м;}$$

Приміщення 9

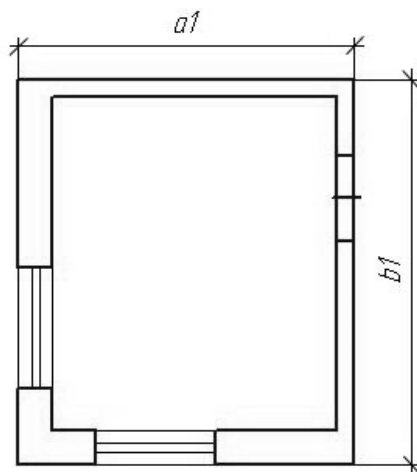


Рисунок 1.10 – Приміщення 9

За формулою (1.4) знаходимо a_1

$$a_1 = 3,350 + 0,395 + 0,150 = 3,895 \text{ м;}$$

За формулою (1.5) знаходимо b_1

$$b_1 = 3,925 + 0,395 + \frac{0,150}{2} = 4,395 \text{ м;}$$

Приміщення 10

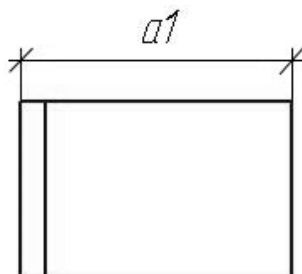


Рисунок 1.11 – Приміщення 10

$$a_1 = a_2 + \delta_2, \quad (1.10)$$

$$a_1 = 2,0 + 0,150 = 2,150 \text{ м;}$$

Приміщення 11

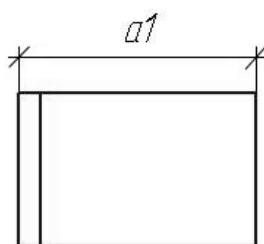


Рисунок 1.12 – Приміщення 11

За формулою (1.10) знаходимо a_1

$$a_1 = 1,15 + 0,150 = 1,3 \text{ м;}$$

Приміщення 12

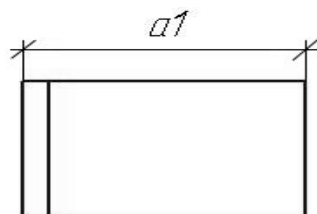


Рисунок 1.13 – Приміщення 12

За формулою (1.10) знаходимо a_1

$$a_1 = 2,0 + 0,150 = 2,150 \text{ м};$$

Приміщення 13

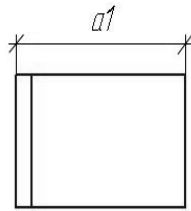


Рисунок 1.14 – Приміщення 13

За формулою (1.10) знаходимо a_1

$$a_1 = 1,150 + 0,150 = 1,3 \text{ м}.$$

1.3.2 Визначення зовнішніх розмірів зовнішніх конструкцій

Висота зовнішньої стіни

$$H = h_{np} + \delta_2, \quad (1.11)$$

де $h_{np} = 2,75 \text{ м}$ – висота приміщень;

$$H = 2,75 + 0,15 = 2,9 \text{ м}.$$

Площа поверхні вікна.

Для приміщень 1, 2, 7 і 8:

$$F_{\epsilon 1} = c_{\epsilon 1} \cdot H_{\epsilon 1}, \quad (1.12)$$

де $c_{\epsilon 1} = 1,2 \text{ м}$ – ширина вікна;

$H_{\epsilon 1} = 1,4 \text{ м}$ – висота вікна;

$$F_{\epsilon 1} = 1,2 \cdot 1,4 = 1,68 \text{ м}^2.$$

Для приміщень 3, 9 і одного вікна приміщень 2 і 8:

$$F_{\epsilon 2} = c_{\epsilon 2} \cdot H_{\epsilon 2}, \quad (1.13)$$

де $c_{\epsilon 2} = 1,4 \text{ м}$ – ширина вікна;

$H_{\epsilon 2} = 1,6 \text{ м}$ – висота вікна;

$$F_{\epsilon 1} = 1,4 \cdot 1,6 = 2,24 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні зовнішніх входних дверей:

$$F_{\epsilon d} = c_{\epsilon d} \cdot H_{\epsilon d}, \quad (1.14)$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

де $c_{\text{вд}} = 1 \text{ м}$ – ширина вікна;

$H_{\text{вд}} = 2 \text{ м}$ – висота вікна;

$$F_{\text{вд}} = 1 \cdot 2 = 2 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні вхідних дверей:

$$F_{\text{вд1}} = c_{\text{вд1}} \cdot H_{\text{вд1}}, \quad (1.15)$$

де $c_{\text{вд1}} = 0,9 \text{ м}$ – ширина вікна;

$H_{\text{вд1}} = 1,9 \text{ м}$ – висота вікна;

$$F_{\text{вд1}} = 0,9 \cdot 1,9 = 1,71 \text{ м}^2.$$

1.3.3 Площа поверхні зовнішніх конструкцій

Приміщення 1

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на північ; друга – на схід; два вікна і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни:

$$F_1 = H \cdot a_1, \quad (1.16)$$

$$F_1 = 2,9 \cdot 4,395 = 12,75 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни:

$$F_2 = H \cdot b_1 - 2 \cdot F_{\text{вд1}}, \quad (1.17)$$

$$F_2 = 2,9 \cdot 4,395 - 2 \cdot 1,68 = 9,39 \text{ м}^2.$$

Приміщення 2

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на південь; друга – на схід; три вікна і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни:

$$F_1 = H \cdot a_1 - F_{\text{вд2}}, \quad (1.18)$$

$$F_1 = 2,9 \cdot 4,395 - 2,24 = 10,51 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.17)

$$F_2 = 2,9 \cdot 4,395 - 2 \cdot 1,68 = 9,39 \text{ м}^2.$$

Приміщення 3

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на південь; друга – на захід; два вікна і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.18)

$$F_1 = 2,9 \cdot 3,895 - 2,24 = 9,06 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни:

$$F_2 = H \cdot b_1 - F_{\text{вд}}, \quad (1.19)$$

$$F_2 = 2,9 \cdot 4,395 - 2,24 = 10,51 \text{ м}^2.$$

Приміщення 4

В приміщенні є три зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на південь; друга – на захід; третя – на північ; зовнішні вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 1,8 = 5,22 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни:

$$F_2 = H \cdot b_1 - F_{\text{вд}}, \quad (1.20)$$

$$F_2 = 2,9 \cdot 4,395 - 2 = 10,75 \text{ м}^2;$$

Площа поверхні третьої зовнішньої стіни:

$$F_3 = H \cdot c_1, \quad (1.21)$$

$$F_3 = 2,9 \cdot 2,241 = 6,5 \text{ м}^2;$$

Приміщення 5

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на північ; друга – на захід, і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 2,241 = 6,5 \text{ м}^2;$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни:

$$F_2 = H \cdot b_1, \quad (1.22)$$

$$F_2 = 2,9 \cdot 2,545 = 7,38 \text{ м}^2;$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Приміщення 6

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на південь; друга – на захід, і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 1,8 = 5,22 \text{ м}^2;$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.22)

$$F_2 = 2,9 \cdot 1,85 = 5,37 \text{ м}^2;$$

Приміщення 7

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на північ; друга – на схід, і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 4,395 = 12,75 \text{ м}^2;$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.17)

$$F_2 = 2,9 \cdot 4,395 - 2 \cdot 1,68 = 9,39 \text{ м}^2;$$

Приміщення 8

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на південь; друга – на схід, і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.18)

$$F_1 = 2,9 \cdot 4,395 - 2,24 = 10,51 \text{ м}^2;$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.17)

$$F_2 = 2,9 \cdot 4,395 - 1,68 = 9,39 \text{ м}^2;$$

Приміщення 9

В приміщенні є дві зовнішні стіни з орієнтацією: перша – на південь; друга – на захід, і вхідні двері.

Площа поверхні першої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.18)

$$F_1 = 2,9 \cdot 3,895 - 2,24 = 9,06 \text{ м}^2;$$

Площа поверхні другої зовнішньої стіни визначається за формулою (1.19)

$$F_2 = 2,9 \cdot 4,395 - 2,24 = 10,51 \text{ м}^2;$$

Приміщення 10

В приміщенні є одна зовнішня стіна з орієнтацією – на північ і вхідні двері.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Площа поверхні зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 2,15 = 6,24 \text{ м}^2;$$

Приміщення 11

В приміщенні є одна зовнішня стіна з орієнтацією – на північ і вхідні двері.

Площа поверхні зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 1,3 = 3,77 \text{ м}^2;$$

Приміщення 12

В приміщенні є одна зовнішня стіна з орієнтацією – на північ і вхідні двері.

Площа поверхні зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 2,15 = 6,24 \text{ м}^2;$$

Приміщення 13

В приміщенні є одна зовнішня стіна з орієнтацією – на північ і вхідні двері.

Площа поверхні зовнішньої стіни визначається за формулою (1.16)

$$F_1 = 2,9 \cdot 1,3 = 3,77 \text{ м}^2;$$

Основні теплові втрати для кожного приміщення визначаємо за формулою (1.1)

Приміщення 1

Стіна 1

$$Q_{\text{вт}1}^{\text{осн}} = 1,54 \cdot 12,75 \cdot 42 \cdot 1 = 824,67 \text{ Вт};$$

Стіна 2

$$Q_{\text{вт}2}^{\text{осн}} = 1,54 \cdot 9,39 \cdot 42 \cdot 1 = 607,35 \text{ Вт};$$

Зовнішні вікна

$$Q_{\text{вт}3}^{\text{осн}} = 2,63 \cdot 2 \cdot 1,68 \cdot 42 \cdot 1 = 371,15 \text{ Вт};$$

Перекрыття

$$Q_{\text{вт}4}^{\text{осн}} = 1,07 \cdot 16 \cdot 42 \cdot 0,6 = 431,42 \text{ Вт};$$

Сумарні теплові втрати приміщення 1:

$$\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}} = Q_{\text{вт}1}^{\text{осн}} + Q_{\text{вт}2}^{\text{осн}} + Q_{\text{вт}3}^{\text{осн}} + Q_{\text{вт}4}^{\text{осн}}, \quad (1.23)$$

$$\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}} = 824,67 + 607,35 + 371,15 + 431,42 = 2234,59 \text{ Вт};$$

Аналогічний розрахунок проводимо для кожного приміщення за формулою (1.1) і (1.23), результати розрахунків зводимо в таблицю 1.2.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.2 – Основні теплові втрати для кожного приміщення.

№ приміщення	Зовнішня конструкція	$K, \frac{Вт}{м^2К}$	F, м2	$\Delta t, ^\circ C$	n	$Q_{вт}^{осн}, Вт$
1	2	3	4	5	6	7
1	стіна 1	1,54	12,75	42	1	824,67
	стіна 2	1,54	9,39	42	1	607,35
	вікна	2,63	2*1,68	42	1	371,15
	перекриття	1,07	16	42	0,6	431,42
Сумарні теплові втрати приміщення 1: $\sum Q_{вт}^{осн}$						2234,59
2	стіна 1	1,54	10,51	42	1	679,79
	стіна 2	1,54	9,39	42	1	607,35
	вікна	2,63	2*1,68+2,24	42	1	618,58
	перекриття	1,07	16	42	0,6	431,42
Сумарні теплові втрати приміщення 2: $\sum Q_{вт}^{осн}$						2337,13
3	стіна 1	1,54	9,06	42	1	586,00
	стіна 2	1,54	10,51	42	1	679,79
	вікна	2,63	2*2,24	42	1	494,86
	перекриття	1,07	14	42	0,6	377,50
Сумарні теплові втрати приміщення 3: $\sum Q_{вт}^{осн}$						2138,14
4	стіна 1	1,54	5,22	42	1	337,63
	стіна 2	1,54	10,75	42	1	695,31
	стіна 3	1,54	6,5	42	1	420,42
	вхідні двері	3,28	2,00	42	1	275,52
	перекриття	1,07	24,3	42	0,6	655,23

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6	7
Сумарні теплові втрати приміщення 4: $\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}}$						2384,10
5	стіна 1	1,54	6,5	42	1	420,42
	стіна 2	1,54	7,38	42	1	477,34
	Стеля	1,3	3,70	42	1	202,02
Сумарні теплові втрати приміщення 5: $\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}}$						1099,78
6	стіна 1	1,54	5,22	42	1	337,63
	стіна 2	1,54	5,37	42	1	347,33
	Стеля	1,3	20,20	42	1	1102,92
Сумарні теплові втрати приміщення 6: $\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}}$						1787,88
7	стіна1	1,54	12,75	42	1	824,67
	стіна2	1,54	9,39	42	1	607,35
	вікна	2,63	2*1,68	42	1	371,15
	Стеля	1,3	16	42	1	873,60
Сумарні теплові втрати приміщення 7: $\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}}$						2676,76
8	стіна1	1,54	10,51	42	1	679,79
	стіна2	1,54	9,39	42	1	607,35
	вікна	2,63	2*1,68+2,24	42	1	618,58
	стеля	1,3	16	42	1	873,60
Сумарні теплові втрати приміщення 8: $\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}}$						2779,31
9	стіна1	1,54	9,06	42	1	586,00
	стіна2	1,54	10,51	42	1	679,79
	вікна	2,63	2*2,24	42	1	494,86
	стеля	1,3	14	42	1	764,40
Сумарні теплові втрати приміщення 9: $\sum Q_{\text{вт}}^{\text{осн}}$						2525,05
10	стіна	1,54	6,24	42	1	403,60

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6	7
Сумарні теплові втрати приміщення 10: $\sum Q_{вт}^{осн}$						403,60
11	стіна	1,54	3,77	42	1	243,84
Сумарні теплові втрати приміщення 11: $\sum Q_{вт}^{осн}$						243,84
12	стіна	1,54	6,24	42	1	403,60
Сумарні теплові втрати приміщення 12: $\sum Q_{вт}^{осн}$						403,60
13	стіна	1,54	3,77	42	1	243,84
Сумарні теплові втрати приміщення 13: $\sum Q_{вт}^{осн}$						243,84
Сумарні теплові втрати приміщень: $\sum Q_{вт}^{осн}$						21257,65

1.4 Відсоток додаткових втрат, %

$$K_{доd} = K_{op} + K_{\kappa} + K_{inf}, \quad (1.24)$$

де K_{op} – відсоток додаткових втрат теплоти на орієнтацію приміщення по сторонам світу, %:

північ – 10; південь – 0; захід – 5; схід – 10;

K_{κ} – відсоток додаткових втрат теплоти на наявність двох чи більше зовнішніх стін у приміщенні, %:

дві зовнішні стіни – 5; три зовнішні стіни – 10;

K_{inf} – відсоток додаткових втрат теплоти на інфільтрацію зовнішнього повітря, %:

для вікон – 15; для стін та дверей – 0.

Знайдемо $K_{доd}$ для кожного приміщення за формулою (1.24).

Приміщення 1:

стіна 1 – 10%; стіна 2 – 10%;

зовнішні вікна – 15%; наявність кутових стін – 5%.

$$K_{доd} = 10 + 10 + 15 + 5 = 40\%,$$

Аналогічний розрахунок проведемо за формулою (1.24) для всіх інших приміщень і результати зведемо в таблицю 1.3.

1.5 Повні втрати теплоти

$$Q_n = \left(\frac{K_{доо}}{100} + 1 \right) \cdot Q_{вн}^{осн}, \quad (1.25)$$

Приміщення 1

$$Q_n = \left(\frac{40}{100} + 1 \right) \cdot 2234,59 = 3128,43 \text{ Вт};$$

Аналогічний розрахунок проведемо за формулою (1.25) для всіх інших приміщень і результати зведемо в таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – Додаткові теплові втрати у % до основних для приміщень

Приміщення	Стіна1	Стіна2	Стіна3	Зовнішні вікна	Наявність стін	Сумарні додаткові втрати, %	Повні втрати теплоти, Вт
1	10	10	-	15	5	40	3128,43
2	0	10	-	15	5	30	3038,27
3	0	5	-	15	5	25	2672,68
4	0	5	10	-	5	20	2860,93
5	10	5	-	-	5	20	1319,73
6	0	5	-	-	0	5	1877,28
7	10	10	-	15	5	40	3747,47
8	0	10	-	15	5	30	3613,10
9	0	5	-	15	5	25	3156,31
10	10	-	-	-	-	10	443,96
11	10	-	-	-	-	10	268,23
12	10	-	-	-	-	10	443,96
13	10	-	-	-	-	10	268,23
Сумарні повні втрати теплоти: $\sum Q_n$							26838,58

Розглянемо приміщення 3. В ньому знаходиться кухня, яку потрібно вентилювати.

Витрати теплоти на нагрів повітря, що необхідно для вентиляції:

$$Q_{кух} = \left(\frac{m \cdot V_{кух}}{3600} \cdot \rho \cdot c_p \right) \cdot (t_{вн} - t_{p.o}), \quad (1.26)$$

де $m = 1,5 \frac{1}{\text{год}}$ – нормальна кратність, що показує скільки разів на одну годину

повинне бути замінено повітря в даному приміщенні;

$\rho = 1,293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина повітря;

$c_p = 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоємність повітря;

$V_{\text{кух}} = 13,1 \cdot 2,75 = 36 \text{ м}^3$ – об'єм кухні;

$$Q_{\text{кух}} = \left(\frac{1,5 \cdot 36}{3600} \cdot 1,293 \cdot 1 \right) \cdot (18 - (-24)) = 814,59 \text{ Вт.}$$

Сумарні витрати теплоти, враховуючи витрати теплоти на нагрів повітря, яке необхідне для вентиляції кухні:

$$Q_{\text{сум}} = \sum Q_n + Q_{\text{кух}}, \quad (1.27)$$

$$Q_{\text{сум}} = 26838,58 + 814,59 = 27653,17 \text{ Вт} = 27,65 \text{ кВт.}$$

1.6 Теплові втрати горища

1.6.1 Коефіцієнт теплопередачі горища будівлі

$$K_{\text{гор}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_{\text{шиф}}}{\lambda_{\text{шиф}}} + \frac{1}{\alpha_z}}, \quad (1.28)$$

де $\alpha_{\text{вн}} = 9,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$ – внутрішній коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря

до горища;

$\delta_{\text{шиф}} = 0,003 \text{ м}$ – товщина шиферу;

$\lambda_{\text{шиф}} = 1,2 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ – теплопровідність шиферу;

$\alpha_z = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$ – зовнішній коефіцієнт тепловіддачі від горища до зовнішнього

повітря;

$$K_{\text{гор}} = \frac{1}{\frac{1}{9,8} + \frac{0,003}{1,2} + \frac{1}{15}} = 5,84 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

1.6.2 Східна і західна зовнішня сторона горища

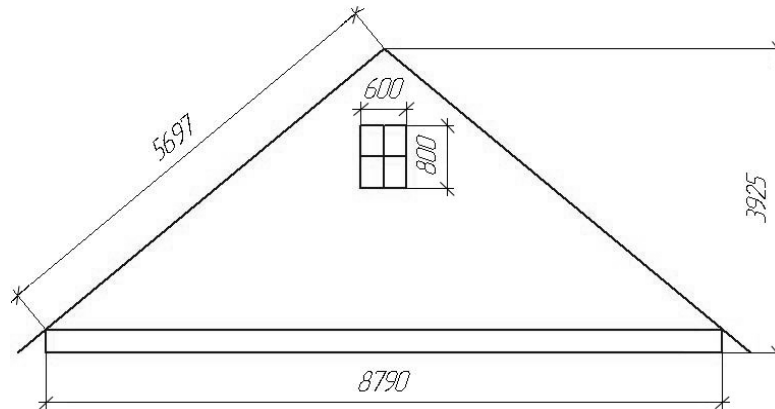


Рисунок 1.15 – Східна (західна) сторона горища

Площа поверхні східної (західної) зовнішньої сторони горища

$$F_{cx} = F_{зах} = \frac{1}{2} \cdot (3925 - 300) \cdot 8,79 - 0,6 \cdot 0,8 + 0,3 \cdot 8,79 = 15,94 \text{ м}^2.$$

Площа поверхні вікна

$$F_{вік} = 0,6 \cdot 0,8 = 0,48 \text{ м}^2.$$

1.6.3 Південна і північна сторона горища

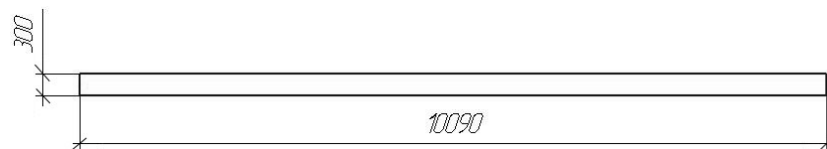


Рисунок 1.16 – Південна (північна) сторона горища

Площа поверхні шиферу (даху) з північної сторони така ж як і з південної.

Ширина даху шиферу

$$S_{дах} = \sqrt{3,625^2 + 4,395^2} = 5,7 \text{ м};$$

Площа поверхні даху

$$F_{дах} = 5,7 \cdot 10,09 = 57,5 \text{ м}^2;$$

Площа поверхні північної сторони горища така ж як і площа поверхні південної сторони:

$$F_{півн} = F_{півд} = 0,3 \cdot 10,09 = 3,03 \text{ м}^2.$$

1.6.4 Основні втрати горища

Основні втрати горища визначаються за формулою (1.1)

Східна зовнішня стіна (стіна 1):

$$Q_{oc} = 1,54 \cdot 15,94 \cdot 42 \cdot 1 = 1031,0 \text{ Вт.}$$

Додаткові втрати у відсотках визначаються за формулою (1.24)

Стіна 1:

$$K_{доd} = 10 + 5 + 0 = 15\% ;$$

Повні втрати визначають за формулою (1.25)

Повні втрати для стіни 1:

$$Q_n = \left(\frac{15}{100} + 1 \right) \cdot 1031,0 = 1185,65 \text{ Вт.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунок для всіх стін, даху і вікон. Результати зводимо в таблицю 1.4

Таблиця 1.4 – Теплові втрати горища

Зовнішня конструкція	$K, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$	F, м2	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	n	$Q_{oc}, \text{Вт}$	$K_{доd}, \%$	$Q_n, \text{Вт}$
східна стіна	1,54	15,94	42	1	1031,00	15	1185,65
західна стіна	1,54	15,94	42	1	1031,00	10	1134,10
південна стіна	1,54	3,03	42	1	195,98	5	205,78
північна стіна	1,54	3,03	42	1	195,98	15	225,38
дах (південна сторона)	5,84	57,5	42	1	14103,60	5	14808,78
дах (північна сторона)	5,84	57,5	42	1	14103,60	15	16219,14
вікно захід	2,63	0,48	42	1	53,02	15	60,97
вікно схід	2,63	0,48	42	1	53,02	15	60,97
Сумарні повні втрати теплоти горища: $\sum Q_e$							33900,77

Сумарні втрати теплоти всього будинку (разом з горищем):

$$\sum Q_B = \sum Q_{сум} + \sum Q_e, \quad (1.29)$$

$$\sum Q_B = 27653,17 + 33900,77 = 61553,94 \text{ Вт} = 61,5 \text{ кВт};$$

1.1 Висновок до розділу 1

В розділі були розраховані теплові втрати усіх приміщень будинку. Конкретніше – це основні та додаткові втрати. Дані розрахунки є есенціальними для подальшої роботи над розробкою системи теплопостачання та кондиціювання для нашого будинку. Тому було знайдено: коефіцієнти теплопередачі зовнішніх конструкцій, а саме зовнішньої стіни $K_{з.с} = 1,54 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, зовнішніх вікон $K_{з.в} = 2,63 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, перекриття $K_{пер} = 1,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, перекриття над неопалювальними підвалами паркету $K_{пер1} = 1,07 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, коефіцієнт теплопередачі входних дверей $K_{пер1} = 3,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$. Також було визначено площі поверхонь зовнішніх конструкцій та основні тепловтрати для кожного приміщення, стін та вікон. Враховано також втрати горища, що визначалось за розрахунком площі кожної стіни горища та площу поверхні даху (шиферу).

Розрахунок сумарних втрат теплоти усього будинку становить -

$$\sum Q_B = 61553,94 \text{ Вт, що є } 61,5 \text{ кВт.}$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНОК ПОВЕРХНІ ТА КІЛЬКОСТІ СЕКЦІЙ НАГРІВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

Нагрівальні прилади будуть встановлюватись тільки в приміщення з витратами теплоти. Тобто, в усіх кімнатах, окрім приміщень 4, 5, 6, 10, 11, 12, 13, оскільки доповнення незначних втрат буде проходити за рахунок масо-переносу повітря із сусідніх опалювальних приміщень. Наведено схему принципову опалення і гарячого водопостачання на рисунку 2.1.

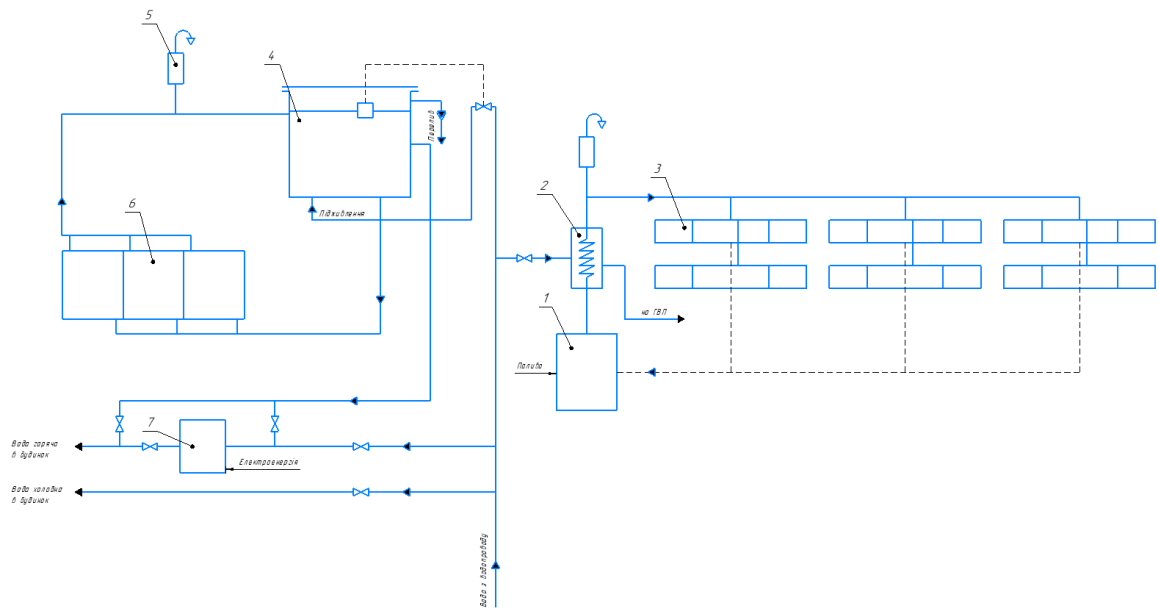


Рисунок 2.1 – схема принципова опалення і ГВП,
де 1 – котел, 2 – теплообмінник, 3 – нагрівальний прилад, 4 – бак-акумулятор, 5 – сонячний водяний колектор, 6 – розширювальний бак, 7 – водопідігрівач.

2.1 Розрахунок розмірів головного стояка

Масова витрата води на систему опалювання, кг / с:

$$m_0 = \frac{\sum Q_n}{c_e \cdot (t_z - t_0)}, \quad (2.1)$$

де $c_e = f(t_{cp})$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоємність води при t_{cp} ,

$t_z = 95^\circ\text{C}$ – температура гарячої води;

$t_0 = 70^\circ\text{C}$ – температура поворотної води;

$$t_{cp} = \frac{t_z + t_0}{2} , \quad (2.2)$$

$$t_{cp} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5^\circ\text{C};$$

$$c_s = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\rho = 970,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$m_0 = \frac{26,8}{4,198 \cdot (95 - 70)} = 0,26 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Внутрішній діаметр трубопроводу визначають з рівняння суцільності.

$$m_0 = \rho \cdot \omega_s \cdot f ,$$

звідки:

$$d_0 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{m_0}{\rho \cdot \omega_s}} , \quad (2.3)$$

Нехай швидкість руху води $\omega_s = 0,3 \text{ м/с}$, тоді:

$$d_0 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,26}{970,18 \cdot 0,3}} = 0,034 \text{ м};$$

По ДСТУ 8936-2019 [14] вибираємо діаметр трубопроводу 42,3/35,9 мм.

Уточнюємо швидкість води:

$$\omega_s = \frac{m_0}{\rho \cdot f} = \frac{4 \cdot m_0}{\rho \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2} , \quad (2.4)$$

$$\omega_s = \frac{4 \cdot 0,26}{970,18 \cdot 3,14 \cdot 0,0359^2} = 0,26 \text{ м/с}.$$

Отримуємо вертикальну двотрубну систему опалення з верхнім розведенням. Приймаємо нагрівальні прилади біметалевих радіаторів Hertz 500/100, зовнішній вигляд якого зображений на рисунку 2.1. Поверхня відкрито прокладеного нагрівального стояка зовнішнім діаметром заввишки 2,75 м.



Рисунок 2.2 – Біметалевий радіатор Hertz 500/100

2.2 Розрахунок кількості нагрівальних приладів приміщення 1 і 7

Теплове навантаження кожного із двох нагрівальних приладів [4]:

$$Q_{np} = \frac{Q_n}{n}, \quad (2.5)$$

де n – кількість стояків;

$$n = 1$$

Приміщення 1

$$Q_{np1} = \frac{3128,43}{1} = 3128,43 \text{ Вт.}$$

Приміщення 7

$$Q_{np7} = \frac{3747,47}{1} = 3747,47 \text{ Вт.}$$

Масова витрата води через кожний нагрівальний прилад:

$$m_{np i} = \frac{Q_{np i}}{2 \cdot c_6 \cdot (t_z - t_o)}, \quad (2.6)$$

Приміщення 1

$$m_{np1} = \frac{3128,43}{2 \cdot 4198 \cdot (95 - 70)} = 0,0149 \text{ кг/с.}$$

Приміщення 7

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$m_{np7} = \frac{3747,47}{2 \cdot 4198 \cdot (95 - 70)} = 0,0179 \text{ кг/с}.$$

Діаметр трубопроводів до нагрівального апарату знаходимо із рівняння суцільності:

$$d_{2_i} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{m_{np i}}{\rho \cdot \omega_6}}, \quad (2.7)$$

швидкістю води задаємось $\omega_6 = 0,4 \text{ м/с}$.

Приміщення 1

$$d_{2_1} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,0149}{970,18 \cdot 0,4}} = 7,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Приміщення 7

$$d_{2_7} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,0179}{970,18 \cdot 0,4}} = 7,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

По ДСТУ 8936-2019 [14] вибираємо діаметр трубопроводу 12,6/17 мм.

Уточнене значення швидкості:

$$\omega_6 = \frac{m_{np i}}{\rho \cdot f} = \frac{4 \cdot m_{np i}}{\rho \cdot \pi \cdot d_{2_{\text{вн}}}^2}, \quad (2.8)$$

Приміщення 1

$$\omega_{61} = \frac{4 \cdot 0,0149}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (7 \cdot 10^{-3})^2} = 0,12 \text{ м/с}.$$

Приміщення 7

$$\omega_{67} = \frac{4 \cdot 0,0179}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (7 \cdot 10^{-3})^2} = 0,15 \text{ м/с}.$$

Визначення діаметра стояка для приміщень 1 і 7:

$$d_2 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (m_{np1} + m_{np7})}{\rho \cdot \omega_6}}, \quad (2.9)$$

$$d_2 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (0,0149 + 0,0179)}{970,18 \cdot 0,4}} = 0,0147 \text{ м}.$$

По ДСТУ 8936-2019 [14] вибираємо діаметр трубопроводу 15,7/21,3 мм.

Уточнене значення швидкості:

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$\omega_6 = \frac{4 \cdot (2m_{np1} + 2m_{np7})}{\rho \cdot \pi \cdot d_{1\text{вн}}^2}, \quad (2.10)$$

$$\omega_6 = \frac{4 \cdot (2 \cdot 0,0149 + 2 \cdot 0,0179)}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (15,7 \cdot 10^{-3})^2} = 0,35 \text{ м/с};$$

Поверхня відкрито прокладених трубопроводів

Приміщення 1 і 7:

$$F_{mp1} = \pi \cdot (d_1 \cdot H + 2 \cdot d_2 \cdot l_1), \quad (2.11)$$

де $l_1 = 300 \text{ мм};$

$$F_{mp1} = 3,14 \cdot (15,7 \cdot 10^{-3} \cdot 2,75 + 2 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3) = 0,16 \text{ екм.}$$

$$F_{mp2} = 2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l_1, \quad (2.12)$$

$$F_{mp2} = 2 \cdot 3,14 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 = 0,02 \text{ екм.}$$

Розрахункова поверхня нагріву:

$$F_p = \left(\frac{Q_{np}}{q_1} \right) \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3, \quad (2.13)$$

де q_1 – густина теплового потоку нагрівального приладу, Вт/екм.

Обираємо нагрівальні апарати біметалевих радіаторів Hertz 500/100:

$$q_1 = q_{o1} \cdot G_{відн}^n, \quad (2.14)$$

де $G_{відн}^n$ – відносна витрата води через нагрівальний прилад;

q_{o1} – густина теплового потоку для нагрівального приладу (Вт/екм) при $G_{відн}^n = 1$;

β_1 – коефіцієнт яким враховують охолодження теплоносія в двотрубному стояку до нагрівального приладу (для другого поверху $\beta_1 = 1,0$, для першого поверху $\beta_1 = 1,05$);

β_2 – коефіцієнт за яким враховують характер установлення приладу (у стін без ніші, установлених відкрито, $\beta_2 = 1,0$);

β_3 – коефіцієнт за яким враховують кількість секцій у радіаторах:

якщо $N \leq 5$, то $\beta_3 = 0,95$;

якщо $N = 5 \dots 10$, то $\beta_3 = 1,0$;

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

якщо $N = 10 \dots 20$, то $\beta_3 = 1,05$;

Припустимо, що $G_{\text{відн}}^n < 7$, то

$$q_{o1} = 1.93 \cdot \Delta t_m^{1.36} \cdot \Delta t_{np}^{-0.031}, \quad (2.15)$$

де Δt_m – середній температурний напір у нагрівальному приладу, °C;

Δt_{np} – різниця температур гарячої та холодної води у приладу, °C;

$$\Delta t_m = \frac{t_z + t_o}{2} - t_{\text{вн}}, \quad (2.16)$$

$$\Delta t_m = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{np} = t_z - t_o, \quad (2.17)$$

$$\Delta t_{np} = 95 - 70 = 25 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Тоді:

$$q_{o1} = 1.93 \cdot 64,5^{1.36} \cdot 25^{-0.031} = 504,92 \text{ Вт/екм.}$$

Відносна витрата води через нагрівальні прилади:

$$G_{\text{відн}} = \frac{m_{np}}{m_n \cdot F_p}, \quad (2.18)$$

де m_{np} – дійсна масова витрата води через нагрівальний прилад, кг/с;

m_n – нормальна витрата води через 1 екм нагрівального апарату (для радіаторів

$m_n = 4,85 \cdot 10^{-3}$ кг/с).

У першому наближенні припускаємо $F_p = \frac{Q_{np}}{q_{o1}}$, тоді

$$G_{\text{відн}} = \frac{m_{np} \cdot q_{o1}}{m_n \cdot Q_{np}}. \quad (2.19)$$

Приміщення 1

$$G_{\text{відн}1} = \frac{0,0149 \cdot 504,92 \cdot 2}{4,85 \cdot 10^{-3} \cdot 3128,43} = 0.99;$$

Приміщення 7

$$G_{\text{відн}7} = \frac{0,0179 \cdot 504,92 \cdot 2}{4,85 \cdot 10^{-3} \cdot 3747,47} = 0.99;$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Приймаємо кількість секції у нагрівальних приладах $N \leq 5$, тоді $\beta_3 = 0,95$, $n=0,03$

Приміщення 1

$$q_1 = 504,92 \cdot 0,99^{0,03} = 504,77 \text{ Вт/екм};$$

Приміщення 7

$$q_1 = 504,92 \cdot 0,99^{0,03} = 504,77 \text{ Вт/екм};$$

Приміщення 1

$$F_{p1} = \frac{3128,43}{2 \cdot 504,77} \cdot 1,05 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 3,09 \text{ екм};$$

Приміщення 7

$$F_{p7} = \frac{3747,47}{2 \cdot 504,77} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 3,53 \text{ екм};$$

Поверхня нагріву безпосередньо першого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні:

$$F'_i = F_{p-i} - F_{mp1}, \quad (2.20)$$

Приміщення 1

$$F'_1 = 3,09 - 0,16 = 2,93 \text{ екм};$$

Приміщення 7

$$F'_7 = 3,53 - 0,16 = 3,37 \text{ екм};$$

Поверхня нагріву безпосередньо другого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні:

$$F''_i = F_{p-i} - F_{mp2}, \quad (2.21)$$

Приміщення 1

$$F''_1 = 3,09 - 0,02 = 3,07 \text{ екм};$$

Приміщення 7

$$F''_7 = 3,53 - 0,02 = 3,51 \text{ екм};$$

Кількість секцій першого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні:

$$N = \frac{F'_i}{f_1},$$

де f_1 – поверхня однієї секції нагрівального приладу, екм;

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Згідно з конструктивними характеристиками для радіатора Hertz 500/100

$$f_1 = 0,8 \text{ екм.}$$

Приміщення 1

$$N = \frac{2,93}{0,8} = 3,6.$$

Приймаємо $N = 4$.

Приміщення 7

$$N = \frac{3,37}{0,8} = 4,2.$$

Приймаємо $N = 5$.

Кількість секцій другого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.22)

Приміщення 1

$$N = \frac{3,07}{0,8} = 3,8.$$

Приймаємо $N = 4$.

Приміщення 7

$$N = \frac{3,51}{0,8} = 4,3.$$

Приймаємо $N = 5$.

2.3 Розрахунок кількості нагрівальних приладів приміщення 2 і 8

Теплове навантаження кожного із двох нагрівальних апаратів визначаємо за формулою (2.5):

Приміщення 2

$$Q_{np2} = \frac{3038,27}{1} = 3038,27 \text{ Вт.}$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Приміщення 8

$$Q_{np8} = \frac{3613,1}{1} = 3613,1 \text{ Вт.}$$

Масова витрата води через кожний нагрівальний прилад визначається за формулою (2.6):

Приміщення 2

$$m_{np2} = \frac{3038,27}{2 \cdot 4198 \cdot (95 - 70)} = 0,0145 \text{ кг/с ,}$$

Приміщення 8

$$m_{np8} = \frac{3613,1}{2 \cdot 4198 \cdot (95 - 70)} = 0,0172 \text{ кг/с.}$$

Діаметр трубопроводів до нагрівального приладу знаходимо із рівняння суцільності і визначаємо за формулою (2.7)

Швидкістю води задаємось $\omega_g = 0,4 \text{ м/с}$

Приміщення 2

$$d_{2_2} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,0145}{970,18 \cdot 0,4}} = 6,91 \cdot 10^{-3} \text{ м ;}$$

Приміщення 8

$$d_{2_8} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,0172}{970,18 \cdot 0,4}} = 7,52 \cdot 10^{-3} \text{ м ;}$$

По ДСТУ 8936-2019 [14] вибираємо діаметр трубопроводу 12,6/17 мм.

Уточнене значення швидкості визначаємо за формулою (2.8).

Приміщення 2

$$\omega_{g2} = \frac{4 \cdot 0,0145}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (12,6 \cdot 10^{-3})^2} = 0,12 \text{ м/с ;}$$

Приміщення 8

$$\omega_{g8} = \frac{4 \cdot 0,0172}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (12,6 \cdot 10^{-3})^2} = 0,14 \text{ м/с ;}$$

Діаметр стояка для приміщень 2 і 8 визначаємо за формулою (2.9)

$$d_1 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (0,0145 + 0,0172)}{970,18 \cdot 0,4}} = 0,014 \text{ м ;}$$

По ДСТУ 8936-2019 [14] вибираємо діаметр трубопроводу 15,7/21,3 мм.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Уточнене значення швидкості визначаємо за формулою (2.8).

$$\omega_{\text{в2}} = \frac{4 \cdot (2 \cdot 0,0145 + 2 \cdot 0,0172)}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (15,7 \cdot 10^{-3})^2} = 0,34 \text{ м/с}.$$

Поверхню відкрито-прокладених трубопроводів визначаємо за формулами (2.11) і (2.12)

$$F_{\text{пр1}} = 3,14 \cdot (15,7 \cdot 10^{-3} \cdot 2,75 + 2 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3) = 0,16 \text{ екм.}$$

$$F_{\text{пр2}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 = 0,02 \text{ екм.}$$

Густину теплового потоку для нагрівального приладу (Вт/екм) при $G_{\text{відн}}^n = 1$ визначаємо за формулою (2.15)

$$q_{\text{о1}} = 1,93 \cdot 64,5^{1,36} \cdot 25^{-0,031} = 504,92 \text{ Вт/екм.}$$

Відносну витрату води через нагрівальні прилади визначаємо за формулою (2.18)

У першому приближенні припускаємо, що $F_p = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{о1}}}$, тоді визначаємо за формулою (2.19).

Приміщення 2

$$G_{\text{відн2}} = \frac{0,0145 \cdot 504,92 \cdot 2}{4,85 \cdot 10^{-3} \cdot 3038,27} = 0,99.$$

Приміщення 8

$$G_{\text{відн8}} = \frac{0,0172 \cdot 504,92 \cdot 2}{4,85 \cdot 10^{-3} \cdot 3613,1} = 0,99.$$

Приймаємо кількість секції у нагрівальних приладах $N \leq 5$, тоді $\beta_3 = 0,95$, $n=0,03$

Приміщення 2

$$q_1 = 504,92 \cdot 0,99^{0,03} = 504,77 \text{ Вт/екм.}$$

Приміщення 8

$$q_1 = 504,92 \cdot 0,99^{0,03} = 504,77 \text{ Вт/екм.}$$

Розрахункову поверхню нагріву визначаємо за формулою (2.13)

Приміщення 2

$$F_{\text{р2}} = \frac{3038,27}{2 \cdot 504,77} \cdot 1,05 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 3,0 \text{ екм}.$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Приміщення 8

$$F_{p8} = \frac{3613,1}{2 \cdot 504,77} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 3,4 \text{ екм.}$$

Поверхня нагріву безпосередньо першого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.20)

Приміщення 2

$$F'_2 = 3,0 - 0,16 = 2,84 \text{ екм.}$$

Приміщення 8

$$F'_8 = 3,4 - 0,16 = 3,24 \text{ екм.}$$

Поверхня нагріву безпосередньо другого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.21)

Приміщення 2

$$F''_2 = 3,0 - 0,02 = 2,98 \text{ екм.}$$

Приміщення 8

$$F''_8 = 3,4 - 0,02 = 3,38 \text{ екм.}$$

Кількість секцій першого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.22):

Приміщення 2

$$N = \frac{2,84}{0,8} = 3,55.$$

Приймаємо $N = 4$.

Приміщення 8

$$N = \frac{3,24}{0,8} = 4,05.$$

Приймаємо $N = 5$.

Кількість секцій другого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.22)

Приміщення 2

$$N = \frac{2,98}{0,8} = 3,7.$$

Приймаємо $N = 4$.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Приміщення 8

$$N = \frac{3,38}{0,8} = 4,2.$$

Приймаємо $N = 5$.

2.4 Розрахунок кількості нагрівальних приладів приміщення 3 і 9

Теплове навантаження кожного із двох нагрівальних приладів визначаємо за формулою (2.5):

$$n=1$$

Приміщення 3

$$Q_{np3} = \frac{2672,68}{1} = 2672,68 \text{ Вт.}$$

Приміщення 9

$$Q_{np9} = \frac{3156,31}{1} = 3156,31 \text{ Вт.}$$

Масова витрата води через кожний нагрівальний прилад визначається за формулою (2.6):

Приміщення 3

$$m_{np3} = \frac{2672,68}{2 \cdot 4198 \cdot (95 - 70)} = 0,0127 \text{ кг/с.}$$

Приміщення 9

$$m_{np9} = \frac{3156,31}{2 \cdot 4198 \cdot (95 - 70)} = 0,015 \text{ кг/с.}$$

Діаметр трубопроводів до нагрівального приладу знаходимо із рівняння суцільності і визначаємо за формулою (2.7).

Швидкістю води задаємось $\omega_g = 0,4 \text{ м/с.}$

Приміщення 3

$$d_{2-3} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,0127}{970,18 \cdot 0,4}} = 6,46 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Приміщення 9

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$d_{2_9} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,015}{970,18 \cdot 0,4}} = 7,03 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

По ДСТУ 8936-2019 [14] вибираємо діаметр трубопроводу 12,6/17 мм.

Уточнене значення швидкості визначаємо за формулою (2.8).

Приміщення 3

$$\omega_{e3} = \frac{4 \cdot 0,0127}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (12,6 \cdot 10^{-3})^2} = 0,11 \text{ м/с.}$$

Приміщення 9

$$\omega_{e9} = \frac{4 \cdot 0,015}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (12,6 \cdot 10^{-3})^2} = 0,12 \text{ м/с.}$$

Діаметр стояка для приміщень 3 і 9 визначаємо за формулою (2.9)

$$d_1 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (0,0127 + 0,015)}{970,18 \cdot 0,4}} = 0,014 \text{ м.}$$

По ДСТУ 8936-2019 [14] вибираємо діаметр трубопроводу 15,7/21,3 мм.

Уточнене значення швидкості визначаємо за формулою (2.8).

$$\omega_{e2} = \frac{4 \cdot (2 \cdot 0,0127 + 2 \cdot 0,015)}{970,18 \cdot 3,14 \cdot (15,7 \cdot 10^{-3})^2} = 0,3 \text{ м/с.}$$

Поверхню відкрито прокладених трубопроводів визначаємо за формулами (2.11) і (2.12)

Приміщення 3 і 9

$l=450$ мм

$$F_{mp1} = 3,14 \cdot (15,7 \cdot 10^{-3} \cdot 2,75 + 2 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45) = 0,17 \text{ екм.}$$

$$F_{mp2} = 2 \cdot 3,14 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45 = 0,04 \text{ екм.}$$

Густину теплового потоку для нагрівального приладу (Вт/екм) при $G_{відн}^n = 1$ визначаємо за формулою (2.15)

$$q_{o1} = 1,93 \cdot 64,5^{1,36} \cdot 25^{-0,031} = 504,92 \text{ Вт/екм.}$$

Відносну витрату води через нагрівальні прилади визначаємо за формулою (2.18).

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

У першому приближенні припускаємо, що $F_p = \frac{Q_{np}}{q_{o1}}$, тоді визначаємо за формулою (2.19)

Приміщення 3

$$G_{відн3} = \frac{0,0127 \cdot 504,92 \cdot 2}{4,85 \cdot 10^{-3} \cdot 2672,68} = 0,99.$$

Приміщення 9

$$G_{відн9} = \frac{0,015 \cdot 504,92 \cdot 2}{4,85 \cdot 10^{-3} \cdot 3156,31} = 0,99$$

Приймаємо кількість секції у нагрівальних приладах $N \leq 5$, тоді $\beta_3 = 0,95$, $n=0,03$

Приміщення 3

$$q_1 = 504,92 \cdot 0,99^{0,03} = 504,77 \text{ Вт/екм.}$$

Приміщення 9

$$q_1 = 504,92 \cdot 0,99^{0,03} = 504,77 \text{ Вт/екм.}$$

Розрахункову поверхню нагріву визначаємо за формулою (2.13)

Приміщення 3

$$F_{p3} = \frac{2672,68}{2 \cdot 504,77} \cdot 1,05 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 2,64 \text{ екм.}$$

Приміщення 9

$$F_{p9} = \frac{3156,31}{2 \cdot 504,77} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 2,97 \text{ екм.}$$

Поверхня нагріву безпосередньо першого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.20)

Приміщення 3

$$F'_3 = 2,64 - 0,17 = 2,47 \text{ екм.}$$

Приміщення 9

$$F'_9 = 2,97 - 0,17 = 2,8 \text{ екм.}$$

Поверхня нагріву безпосередньо другого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.21)

Приміщення 3

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$F_3'' = 2,64 - 0,04 = 2,6 \text{ екм}$$

Приміщення 9

$$F_9'' = 2,97 - 0,04 = 2,93 \text{ екм}$$

Кількість секцій першого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.22):

Приміщення 3

$$N = \frac{2,47}{0,8} = 3,1.$$

Приймаємо $N = 4$.

Приміщення 9

$$N = \frac{2,8}{0,8} = 3,5.$$

Приймаємо $N = 4$.

Кількість секцій другого нагрівального приладу розміщеного в приміщенні визначаємо за формулою (2.22)

Приміщення 3

$$N = \frac{2,6}{0,8} = 3,2.$$

Приймаємо $N = 4$.

Приміщення 9

$$N = \frac{2,93}{0,8} = 3,6.$$

Приймаємо $N = 4$.

2.5 Висновок до розділу 2

В розділі «Розрахунок поверхні та кількості секцій нагрівальних апаратів» було обраховано розмір головного проводу стояка та кількість нагрівальних апаратів у приміщеннях з тепловитратами, тобто в приміщеннях 1, 7, 2, 8, 3, 9. За результатами розрахунків, я дізнався, що краще встановити вертикальну двотрубну систему опалення з верхнім розведенням. Було обрано нагрівальний прилад Hertz 500/100 [14].

Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата

3 РОЗРАХУНОК ПАСИВНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Будинок знаходиться в місті Суми.

Пасивна сонячна система розташована на південному фасаді. Пасивна система сонячного опалення представляє собою повітряні колектори, які встановлюються на будинку додатково. Колектори складаються з дерев'яних пластин і прозорого скла розмірами 1х1,6 м. Кількість повітряних колекторів дорівнює 4. Теплообмінна поверхня одного колектору 1,6 м².

Загальна теплообмінна поверхня усіх колекторів [7]:

$$S = 1,6 \cdot 4 = 6,4 \text{ м}^2.$$

Висота приміщення $H = 2,75 \text{ м}$.

Середньомісячна температура для міста Суми в місяці, коли пасивна система сонячного опалення працює $t_{\text{ср.м}}$:

жовтень = 6,6°C

листопад = 0,6°C

грудень = -4,1°C

січень = -7,7°C

лютий = -6,4°C

березень = -1,1°C

квітень = 7,9°C

Сумарні втрати теплоти всього будинку (разом з горищем) знаходимо з формули (1.27)

$$\sum Q_B = 61,5 \text{ кВт}.$$

Дійсний тепловий потік в систему опалення знаходиться по залежності (при розміщенні колекторів з південної сторони), $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$ в день [2]:

$$E_o = E_m \cdot e \cdot \eta, \quad (3.1)$$

де E_m – максимальна енергія, що отримує колектор, $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$. Значення E_m

беруться для даного місяця і приведені в таблиці 3.5;

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

e – енергетичний коефіцієнт, який враховує той факт, що при наявності хмарності сонячні колектори поглинають розсіяну сонячну енергію. Значення e розраховують по отриманій статичним шляхом залежності

$$e = 0,25 + 0,75 \cdot \sigma, \quad (3.2)$$

де σ – коефіцієнт сонячного опромінення.

Значення e і σ приведені в таблиці 5 для кожного даного місяця.

η – коефіцієнт корисної дії сонячного колектору, $\eta = 0,3 \dots 0,6$. Для розрахунків приймаємо $\eta = 0,35$.

Для місяця жовтня:

$$E_o^{10} = 5179 \cdot 0,52 \cdot 0,4 = 942,58 \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \text{день}}.$$

Середній за даний місяць тепловий потік в систему опалення на 1 м^2 колектору:

$$Q_0 = K_0 \cdot K_s \cdot E_m \cdot e \cdot \eta \cdot \xi = K_0 \cdot K_s \cdot E_o \cdot \xi, \quad (3.3)$$

де K_0 – коефіцієнт орієнтації в опалювальний період по фасадам, для південного фасаду $K_0 = 1$;

K_s – коефіцієнт затінення, що враховує долю затемненої площі по відношенню до загальної площі поверхні колекторів, в даному випадку $K_s = 1$;

ξ – поправка на відхилення знаходження географічної широти розміщення будинку від широти 50° : $\xi = 0,975$.

Для місяця жовтня:

$$Q_0^{10} = 1 \cdot 1 \cdot 942,578 \cdot 0,975 = 919,01 \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \text{день}}.$$

Енергія, отримана системою опалення за місяць, $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$:

$$Q_0^M = Q_0 \cdot S \cdot n, \quad (3.4)$$

де n – кількість днів у місяці. Значення n приведені в таблиці 3.5.

Для місяця жовтня:

$$Q_0^{10} = 919,01 \cdot 6,4 \cdot 31 = 182,33 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}.$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Аналогічно розрахунки проведемо для всіх інших місяців і результати зведемо в таблицю 3.5.

Таблиця 3.5 – Дані для розрахунку теплового потоку в систему опалення

Місяць	E_m , $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$	σ	e	η	E_o , $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$	n , день	Q_o , $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$	Q_o^M , $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$
Жовтень	5179	0,38	0,52	0,35	492,578	31	919,01	182,33
Листопад	4393	0,2	0,4	0,35	615,02	30	599,64	115,13
Грудень	3782	0,16	0,37	0,35	489,769	31	477,52	94,74
Січень	4393	0,2	0,4	0,35	615,02	31	599,64	118,97
Лютий	5179	0,28	0,46	0,35	833,819	28	812,67	145,68
Березень	5213	0,47	0,59	0,35	1076,485	31	1049,57	208,24
Квітень	4351	0,48	0,61	0,35	928,939	30	905,72	173,89

Знаходимо теплові втрати будинку в кожному місяці.

Середньомісячна різниця температур в кожному місяці:

$$\Delta t_{cp} = t_{вн} - t_{ср.м}. \quad (3.5)$$

Для місяця жовтня:

$$\Delta t_{cp}^{10} = 18 - 6,6 = 11,4^\circ\text{C};$$

Для місяця листопада:

$$\Delta t_{cp}^{11} = 18 - 0,6 = 17,4^\circ\text{C};$$

Для місяця грудня:

$$\Delta t_{cp}^{12} = 18 - (-4,1) = 22,1^\circ\text{C};$$

Для місяця січня:

$$\Delta t_{cp}^1 = 18 - (-7,7) = 25,7^\circ\text{C};$$

Для місяця лютого:

$$\Delta t_{cp}^2 = 18 - (-6,4) = 24,4^\circ\text{C};$$

Для місяця березня:

$$\Delta t_{cp}^3 = 18 - (-1,1) = 19,1^\circ\text{C};$$

Для місяця квітня:

$$\Delta t_{cp}^4 = 18 - 7,9 = 10,1^\circ\text{C}.$$

Середньомісячні витрати теплоти, кВт:

$$Q_{cp.m} = \sum Q_B \cdot \frac{\Delta t_{cp.m}}{\Delta t_{cp}}, \quad (3.6)$$

де $\Delta t_{cp} = 42^\circ\text{C}$ визначається за формулою (1.2);

Для місяця жовтня:

$$Q_{cp.m}^{10} = 61,5 \cdot \frac{11,4}{42} = 16,69 \text{ кВт}.$$

Аналогічний розрахунок проводимо для кожного місяця і результати заносимо до таблиці 3.6.

Втрати теплоти будинком на протязі кожного місяця, $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}.$

$$Q_{вт.ср} = Q_{cp.m} \cdot 24 \cdot n, \quad (3.7)$$

Для місяця жовтня:

$$Q_{вт.ср} = 16,69 \cdot 24 \cdot 31 = 12417,4 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}.$$

Аналогічно розрахунок проводимо для кожного місяця і результати записуємо в таблицю 3.6.

Різниця між тепловими втратами будинку і тепловим потоком в систему опалення, $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}:$

$$\Delta Q = Q_{вт.ср} - Q_0^M, \quad (3.8)$$

Для місяця жовтня

$$\Delta Q^{10} = 12417,4 - 182,33 = 12235,1 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}.$$

Аналогічно розрахунок проводимо для кожного місяця і результати записуємо в таблицю 3.6.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

На південному фасаді будинку розміщені вікна, які також входять в пасивну систему опалення. Обчислимо теплові втрати для приміщень 2, 3, 8, 9 з урахуванням того, що сумарні втрати теплоти приміщеннями дорівнюють 12480,4 Вт і площа поверхні опромінюваної сонцем дорівнює 11,4 м². Для розрахунку використаємо формули (3.4)–(3.8) і дані зведемо в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку втрат теплоти приміщеннями 2,3,8,9

Місяць	$Q_{ср.м},$ кВт	$Q_{вт.ср},$ $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$	$\Delta Q,$ $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$	$\bar{Q}_0^м,$ $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$	$\bar{Q}_{ср.м},$ кВт	$\bar{Q}_{вт.ср},$ $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$	$\Delta \bar{Q},$ $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$
Жовтень	16,69	12419,49	12237,16	324,78	3,39	2520,32	2195,54
Листопад	25,48	18344,57	18229,44	205,08	5,17	3722,71	3517,64
Грудень	32,36	24076,37	23981,63	168,76	6,57	4885,88	4717,13
Січень	37,63	27998,31	27879,34	211,91	7,64	5681,77	5469,86
Лютий	35,73	24867,09	24721,41	268,67	7,25	5046,35	4777,68
Березень	27,97	20136,86	19928,62	358,95	5,68	4086,43	3727,47
Квітень	14,79	11003,23	10829,34	320,08	3,00	2232,92	1912,83

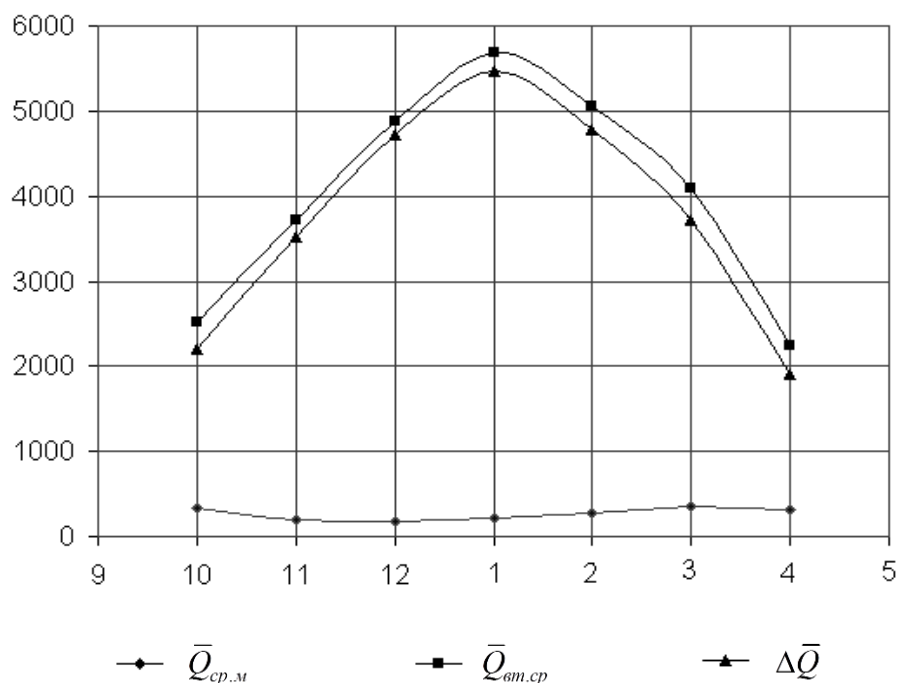


Рисунок 3.1 – Графік теплових втрат приміщеннями 2, 3, 8, 9 у період з місяця жовтня по квітень

Знайдемо економію палива (природного газу) при використанні пасивної системи за опалювальний період.

$$B_e = \frac{(\sum \bar{Q}_0^M) \cdot 3600}{Q_n^P \cdot \eta_k}, \quad (3.9)$$

де $Q_n^P = 35$ МДж – теплота згоряння 1 м_n^3 природного газу;

$\eta_k = 0,9$ – коефіцієнт корисної дії котла;

$\sum \bar{Q}_0^M$ – сумарний потік теплоти від пасивної системи за опалювальний період.

$$\sum \bar{Q}_0^M = \bar{Q}_0^{10} + \bar{Q}_0^{11} + \bar{Q}_0^{12} + \bar{Q}_0^1 + \bar{Q}_0^2 + \bar{Q}_0^3 + \bar{Q}_0^4, \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} \sum \bar{Q}_0^M &= 324,78 + 205,08 + 168,76 + 211,91 + 268,67 + 358,95 + 320,08 = \\ &= 1858,23 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{оп.період}}. \end{aligned}$$

Отже кількість зекономленого природного газу за опалювальний період буде дорівнювати:

$$B_e = \frac{1858,23 \cdot 3600}{35000 \cdot 0,9} = 212,37 \frac{\text{м}_n^3}{\text{оп.період}}.$$

Пасивна система опалення окупить свою собівартість (з розрахунку, що 1000 м_n^3 умовного природного газу коштує 200\$, а 1 м^2 пасивної системи опалення коштує 70\$) через:

$$\tau = \frac{70 \cdot 6,4}{200 \cdot 10^{-3} \cdot 212,37} = 10,5 \approx 11 \text{ років}.$$

Максимально установлена потужність традиційної системи опалення при наявності пасивної системи:

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$Q_{уст} = \frac{\sum Q_b}{M}, \quad (3.11)$$

де M – коефіцієнт, що показує можливість знизити потужність традиційної системи опалення при наявності пасивної системи.

$$Q_{уст} = \frac{61,5}{1,2} = 51,3 \text{ кВт}.$$

3.1 Висновок до розділу 3

За результатами розрахунків обираю джерело теплоти для системи опалення газовий конденсаційний котел Viessmann Vitodens 200-W [11], з газовим пальником MatriX-Plus і теплообмінною поверхнею Inox-Radial із неіржавіючої сталі. Зовнішній вигляд даного котла показаний на рисунку 3.2

Дана модель укомплектована автоматичними регуляторами згорання Lambda Pro Plus з діапазоном модуляції до 1:13. Обладнаний циркуляційним насосом із регулюванням числа обертів, що також дає можливість скоротити споживання електроенергії. Має вбудований розширювальний бак на 10 л.

Має вбудований інтерфейс Wi-Fi, що дає змогу під'єднуватись та керувати інтерфейсом через мобільний телефон.

Котел Viessmann Vitodens 200-W укомплектований [12]:

- модульований газовий пальник Matrix-Plus
- мембранний розширювальний бак
- поверхні нагрівання Inox Radial із неіржавіючої сталі
- вентилятор повітря з регулюванням числа обертів
- пластинчатий теплообмінник
- циркуляційний насос із регулюванням числа обертів
- гідравліка
- цифровий контролер котлового контуру з 7-ми дюймовим сенсорним дисплеєм

Також є можливість роботи на зрідженому газу та вбудований штекер для підключення датчиків та шин.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Технічні характеристики Vitodens 200-W:

- Статичний тиск, МПа – 0,3
- Потужність, кВт – 150
- ККД при 100% потужності,% – 98
- Об'єм води в котлі, л – 13
- Вага порожнього котла, кг – 38,6



Рисунок 3.2 – Газовий котел Viessmann Vitodens 200-W з сенсорною панеллю

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

4 РОЗРАХУНОК УСТАНОВКИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

В будинку проживатиме сім'я, яка нараховує чотири людини. Число днів опалювального сезону $n_0 = 195$ день.

Проектна по нормам витрата теплоти на гаряче водопостачання.

$$Q_{ГВП} = 1,395 \frac{m \cdot (a + b) \cdot (55 - t_{x.в.})}{24}, \quad (4.1)$$

де 1,395 – коефіцієнт, яким враховують тепловіддачу в приміщення від трубопроводів систем гарячого водопостачання (опалення ванних кімнат і приміщень для сушіння білизни);

$m = 4$ – кількість жителів;

$a = 85$ кг/добу – норма витрати води в кілограмах при температурі 55°C для житлових будівель на одну людину за добу згідно із ДБН В.2.5-64-2012;

$b = 0$ кг/добу – норма витрати води в кілограмах при температурі 55°C для всіх громадських будівель;

$t_{x.в.} = t_{x.з} = 5^\circ\text{C}$ – середня температура водопровідної води в опалювальний період;

$$Q_{ГВП} = 1,395 \frac{4 \cdot (85 + 0) \cdot (55 - 5)}{24} = 988,13 \text{ Вт}.$$

Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання жителів в літній період.

$$Q_{ГВП}^л = Q_{ГВП} \cdot \frac{55 - t_{x.л.}}{55 - t_{x.в.}} \cdot \beta, \quad (4.2)$$

де $t_{x.л.} = 15^\circ\text{C}$ – середня температура холодної води у літній період;

($\beta = 0,8$ - коефіцієнт, яким ураховують зниження середньої витрати води на гаряче водопостачання у літній період відносно опалювального.

$$Q_{ГВП}^л = 988,13 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 632,4 \text{ Вт}.$$

Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання будинку

$$Q_{ГВП}^р = 24 \cdot [Q_{ГВП} \cdot n_0 + Q_{ГВП}^л \cdot (350 - n_0)] \cdot 3600; \quad (4.3)$$

де 350 – число робочих діб системи гарячого водопостачання у році з урахуванням п'ятнадцятиденної перерви на ревізію та ремонт теплових мереж.

$$Q_{ГВП}^р = 24 [988,13 \cdot 195 + 632 \cdot (350 - 195)] \cdot 3600 = 2,5 \cdot 10^{10} \text{ Дж/рік}.$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

4.1 Розрахунок системи гарячого водопостачання сонячних колекторів

Для розрахунку приймаємо колектор одно-скляний Київського заводу.

Схема руху води : одно-контурна з природною циркуляцією.

Витрата гарячої води за добу сім'єю становить $m' = 200$ літрів.

Витрата теплоти на гаряче водопостачання

$$Q_{ГВП} = 1,395 \frac{m' \cdot (55 - t_{x.в.})}{24}, \quad (4.4)$$

$$Q_{ГВП} = 1,395 \frac{200 \cdot (55 - 5)}{24} = 581,25 \text{ Вт}.$$

Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання жителів в літній період для місяця квітня рахуємо за формулою (4.2)

$$Q_{ГВП}^{л,4} = 581,25 \cdot \frac{55 - 5}{55 - 5} \cdot 0,8 = 465 \text{ Вт}.$$

Гаряче водопостачання за допомогою сонячних колекторів використовується з місяця квітня по жовтень.

Дійсний тепловий потік в систему гарячого водопостачання в день знаходиться по залежності

$$E_d = E_m \cdot e \cdot \eta, \quad (4.5)$$

де E_m – максимальна енергія, що отримує колектор за день при куті нахилу до горизонту 38°C , $\frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$;

e – енергетичний коефіцієнт, який враховує той факт, що при наявності хмарності сонячні колектори поглинають розсіяну сонячну енергію;

η – коефіцієнт корисної дії сонячного колектору.

$$\eta = \left(\nu - \frac{k \cdot \left(\frac{t_{ex} + t_{вих}}{2} - t_0 \right)}{I} \right) \cdot k_{ni}, \quad (4.6)$$

де ν – оптичний коефіцієнт скла, що залежить від кольору скла в зрізі, для прозорого скла $\nu = 0,9$;

k – коефіцієнт теплових втрат на одиницю поверхні скла: $k = 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$t_{вх}$ – температура води на вході в колектор, °C: залежить від місяця, для квітня $t_{вх} = 5$ °C;

$t_{вих}$ – температура води на виході з колектору, °C: $t_{вих} = 55$ °C;

t_0 – температура навколишнього середовища, °C;

I – інтенсивність сонячного випромінювання, Вт/м²;

$k_{ні}$ – коефіцієнт неізотермічності колектору: $k_{ні} = 1$;

Температуру навколишнього середовища приймаємо на 5 °C вище середньомісячної температури

$$t_0 = t_{ср.м.} + 5, \quad (4.7)$$

де $t_{ср.м.}$ – середньомісячна температура кожного місяця, °C;

Значення E_m , e , I , $t_{ср.м.}$, t_0 , η , E_o приводимо для кожного місяця в таблиці 7.

Для місяця квітня:

$$E_m^4 = 6577,12 \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}};$$

$$e^4 = 0,61;$$

$$I^4 = 464,38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

$$t_{ср.м.}^4 = 7,9^\circ\text{C};$$

Тоді за формулою (4.7)

$$t_0 = 7,9 + 5 = 12,9^\circ\text{C},$$

За формулою (4.6)

$$\eta^4 = \left(0,9 - \frac{7 \cdot \left(\frac{5+55}{2} - 12,9 \right)}{464,38} \right) \cdot 1 = 0,64;$$

За формулою (4.5)

$$E_o = 6577,12 \cdot 0,64 \cdot 0,55 = 2323,24 \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}.$$

Аналогічний розрахунок проводимо для інших місяців і дані зводимо в таблицю 4.7.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.7 – Дані для розрахунку дійсного теплового потоку в систему ГВП

	$E_m, \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$	e	$I, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$t_{\text{ср.м.}}, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вх}}, ^\circ\text{C}$	η	$E_o, \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$
Квітень	6577,12	0,61	464,38	7,9	12,9	5	0,64	2323,24
Травень	6189,28	0,62	436,56	14,9	19,9	12	0,68	2321,37
Червень	6012,53	0,61	423,72	18	23	15	0,70	2320,63
Липень	6189,28	0,63	436,56	19,2	24,2	15	0,73	2474,20
Серпень	6577,12	0,64	464,38	18,2	23,2	15	0,72	2612,24
Вересень	6694,28	0,6	472,94	13	18	15	0,65	2387,25
Жовтень	5904,46	0,52	417,3	6,6	11,6	12	0,53	1729,72

Кількість теплоти, яка одержується з 1 м^2 колектору в літній період за 1 день кожного місяця обчислюється за формулою (3.3)

Для місяця квітня:

$$Q_0 = 1 \cdot 1 \cdot 2323,24 \cdot 0,975 = 2265,16 \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}.$$

Тепловий потік на 1 м^2 за місяць

$$Q_0^{\text{м}} = Q_0 \cdot \frac{n}{1000}, \quad (4.8)$$

де n – кількість днів у місяці.

Для місяця квітня:

$$n = 30$$

$$Q_0^4 = 2265,16 \cdot \frac{30}{1000} = 68,0 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{місяць}}.$$

Витрата води на ГВП літом на кожен місяць

$$Q_{\text{ГВП}}^{\text{л.м}} = Q_{\text{ГВП}}^{\text{л}} \cdot \frac{24 \cdot n}{1000}, \quad (4.9)$$

Для місяця квітня:

$$Q_{\text{ГВП}}^{\text{л}4} = 465 \cdot \frac{24 \cdot 30}{1000} = 334,8 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}.$$

Необхідна площа колекторів для покриття навантаження на гаряче водопостачання

$$F = \frac{Q_{\text{ГВП}}^{\text{л.м}}}{Q_0^{\text{м}}}, \quad (4.10)$$

Для місяця квітня:

$$F = \frac{334,8}{68,0} = 4,92 \text{ м}^2.$$

Аналогічний розрахунок проводимо для інших місяців і дані зводимо в таблицю 8.

Для забезпечення гарячим водопостачанням в період з квітня по жовтень необхідно мати площу сонячного колектору $F = 4,23 \text{ м}^2$. Значення площі сонячних колекторів беремо для місяця травня, тому що це значення відповідає середньому значенню площі сонячного колектору за весь літній період. Приймаємо три колектору розміром $1 \times 1,41 \text{ м}^2$, тоді $F = 4,23 \text{ м}^2$. Кількість теплоти, що необхідно нагрівати традиційними джерелами

$$\Delta Q = Q_{ГВП}^{л.м} - Q_0^м \cdot F_k, \quad (4.11)$$

Для місяця квітня:

$$\Delta Q = 334,8 - 67,95 \cdot 4,23 = 46,64 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}.$$

Аналогічний розрахунок проводимо для інших місяців і дані зводимо в таблицю 4.8.

Таблиця 4.8 – Результати розрахунку площі сонячного колектору для системи ГВП

Місяць	$Q_0, \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{день}}$	$Q_0^м, \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2 \cdot \text{місяць}}$	$Q_{ГВП}^{л.м}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$	$F, \text{ м}^2$	$\Delta Q, \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{місяць}}$
Квітень	2265,16	67,95	334,80	4,93	46,64
Травень	2263,33	70,16	297,53	4,23	0,00
Червень	2262,61	67,88	267,84	3,95	-20,00
Липень	2412,34	74,78	276,77	3,70	-40,35
Серпень	2546,93	78,95	276,77	3,51	-58,04
Вересень	2327,57	69,83	267,84	3,84	-28,26
Жовтень	1686,48	52,28	297,53	5,69	75,83

Як видно із даних, лише в квітні і жовтні потрібно догрівати необхідну кількість води традиційними джерелами теплоти, оскільки в усіх інших місяцях є запас теплового потоку від колектору.

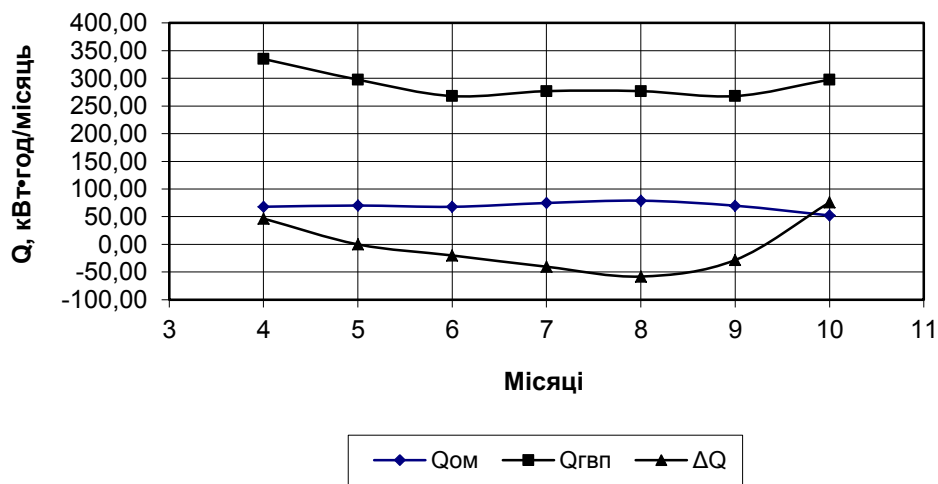


Рисунок 4.1 – Графік забезпечення гарячою водою за допомогою сонячних колекторів в період з місяця квітня по жовтень

Знаходимо економію електроенергії при використанні колекторів для системи гарячого водопостачання

$$K = F_{\kappa} \cdot \Pi, \quad (4.12)$$

де Π – ціна 1 м² сонячного колектору;

$$K = 4,24 \cdot 270 = 1144,8 \$.$$

Економія електроенергії при використанні сонячних колекторів

$$N = \sum Q_{ГВП}^{Л.М}, \quad (4.13)$$

$$N = 334,8 + 297,53 + 267,84 + 276,77 + 276,77 + 267,84 + 297,53 = 2019,1 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{сезон}}.$$

Економія електроенергії в грошовому вираженні:

$$EK = N \cdot C, \quad (4.14)$$

де C – ціна 1 кВт·год: $C = 2,64 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ [13];

$$EK = 2019,1 \cdot 2,64 = 5330,4 \text{ грн.}$$

Час, за який система ГВП окупить собівартість

$$T = \frac{K}{EK}, \quad (4.15)$$

$$T = \frac{1144,8 \cdot 5}{5330,4} \approx 2 \text{ роки.}$$

4.2 Розрахунок теплоізоляції бака-акумулятора

Приймаємо бак-акумулятор із розрахунку, що 1 м² колектору дає 55 літрів води.

Об'єм бака-акумулятора

$$V^* = 4,23 \cdot 55 = 0,233 \text{ м}^3, \quad (4.16)$$

Наближені розміри бака, якби він був кубічної форми

$$a = \sqrt[3]{V^*}, \quad (4.17)$$

$$a = \sqrt[3]{0,233} = 0,62 \text{ м.}$$

Нехай $a^* = 0,58$;

$b^* = 0,64$;

$c^* = 0,7$;

Тоді дійсний об'єм бака-акумулятора

$$V' = a^* \cdot b^* \cdot c^*, \quad (4.18)$$

$$V' = 0,58 \cdot 0,64 \cdot 0,7 = 0,26 \text{ м}^3.$$

Площа поверхні бака-акумулятора

$$F' = 2 \cdot a^* \cdot b^* + 2 \cdot b^* \cdot c^* + 2 \cdot a^* \cdot c^*, \quad (4.19)$$

$$F' = 2 \cdot 0,58 \cdot 0,64 + 2 \cdot 0,64 \cdot 0,7 + 2 \cdot 0,58 \cdot 0,7 = 2,45 \text{ м}^2.$$

Маса води в бак-акумуляторі за добу

$$m = V' \cdot \rho', \quad (4.20)$$

де ρ' – густина води при t'_{cp} .

Середня температура води в баку-акумуляторі

$$t'_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вих}}{2}, \quad (4.21)$$

Розрахунок проводимо для місяця травня, так як розміри для сонячних колекторів беремо саме для цього місяця.

$$t'_{cp} = \frac{12 + 55}{2} = 34 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\rho' = 994,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$m = 0,26 \cdot 994,3 = 258,5 \frac{\text{кг}}{\text{доба}}.$$

Кількість теплоти, що отримую бак-акумулятор

$$Q = m \cdot c_p \cdot (t_{вих} - t_{вх}), \quad (4.22)$$

де c_p – теплоємність води при t'_{cp} : $c_p = 4,174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$;

$$Q = 258,5 \cdot 4,174 \cdot (55 - 12) = 46396 \frac{\text{кДж}}{\text{доба}}.$$

Максимально можлива величина втрат теплоти

$$Q_{втр} = \frac{0,05 \cdot Q}{24} \quad (4.23)$$

$$Q_{втр} = \frac{0,05 \cdot 46396}{24} = 96,66 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K' = \frac{Q_{втр}}{3600 \cdot F' \cdot (t_{вих} - t_{вх})}, \quad (4.24)$$

$$K' = \frac{96,66}{3600 \cdot 2,45 \cdot (55 - 12)} = 0,255 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Як теплоізоляцію приймаємо мінеральну вату з $\lambda_{м.в} = 0,032 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$

Товщина стінки теплоізоляції бака-акумулятора

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$\delta_{iz} = \left(\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_{iz}} \right) \cdot \lambda_{iz}, \quad (4.25)$$

де α_{iz} – коефіцієнт тепловіддачі від ізоляції до повітря: $\alpha_{iz} = 10 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

$$\delta_{iz} = \left(\frac{1}{0,255} - \frac{1}{10} \right) \cdot 0,032 = 0,122 \text{ м.}$$

4.3 Висновок до розділу 4

У розділі було проведено розрахунки щодо установки гарячого водопостачання для будинку. Знайшовши річну витрату теплоти на гаряче водопостачання будинку, я перейшов до розрахунку системи гарячого водопостачання сонячних колекторів. Це включає в себе вибір колектору, який в нашому випадку став колектор одно-скляний Київського заводу. Схема руху води є одно-контурною з природною циркуляцією, тому вирахувавши дійсний тепловий потік в системі ГВП я в подальшому отримав площу сонячного колектору для системи ГВП. Також, було складено графік забезпечення гарячою водою за допомогою сонячних колекторів та розраховано теплоізоляцію бака-акумулятора.

5 РОЗРАХУНОК НАДХОДЖЕНЬ ТЕПЛОТИ І ВОЛОГИ У ПРИМІЩЕННЯ

Теплота в приміщення, в загальному, з'являється через такі фактори як люди, електричне освітлення та електричної апаратури:

Надходження теплоти від людей розраховують за формулою [1]

$$Q_{\text{л}} = q \cdot n_{\text{ч}} + 0,85 \cdot q \cdot n_{\text{ж}} + 0,75 \cdot q \cdot n_{\text{д}}, \quad (5.1)$$

де q – надходження повної теплоти від однієї дорослої людини, $\frac{\text{Вт}}{\text{особа}}$;

при виконанні легкої роботи і при $t_{\text{вн}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $q = 153 \frac{\text{Вт}}{\text{особа}}$;

$n_{\text{ч}}$ – кількість чоловіків, що знаходяться в приміщенні;

$n_{\text{ж}}$ – кількість жінок, що знаходяться в приміщенні;

$n_{\text{д}}$ – кількість дітей, що знаходяться в приміщенні.

Приймаємо, що одночасно в приміщенні знаходяться один чоловік і дитина.

$$Q_{\text{л}} = 153 \cdot 1 + 0,85 \cdot 153 \cdot 0 + 0,75 \cdot 153 \cdot 1 = 268 \text{ Вт}.$$

Надходження в приміщення теплоти через світлові отвори від сонячної радіації та різниці температур зовнішнього та внутрішнього повітря визначають за формулою

$$Q_{\text{ср}} = (q' \cdot F'_0 + q'' \cdot F''_0) \cdot \beta_{\text{с.з}} \cdot K_{\text{з}} \cdot K_{\text{а}} + \frac{t_{\text{з}} - t_{\text{вн}}}{R_0} \cdot F_0, \quad (5.2)$$

де q' і q'' – густина теплового потоку, що надходить через одинарне застелення світлових отворів у липні, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$;

$F_0 = F'_0 + F''_0$ – площа світлового отвору, що визначається по його найменшим розмірам (в світлі), м^2 ;

F'_0 і F''_0 – площі світлових отворів відповідно опромінюванні та не опромінюванні прямою сонячною радіацією, м^2 ;

$\beta_{\text{с.з}}$ – коефіцієнт тепло пропускання сонцезахисних пристроїв: $\beta_{\text{с.з}} = 0,4$, скільки сонцезахисними пристроями служать внутрішні штори із світлої тканини;

R_0 – опір теплопередачі заповнення світлових отворів: $R_0 = 0,38 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

t_3 – розрахункова температура зовнішнього повітря: по параметрам А для міста Суми $t_3 = 22,6$ °С;

K_3 – коефіцієнт, що залежить від типу засклення: $K_3 = 0,9$ – маємо подвійне засклення;

K_a – коефіцієнт, яким враховують акумуляцію теплоти внутрішніми огорожувальними конструкціями: $K_a = 1$ – за наявності сонцезахисних пристроїв у приміщенні;

Для вертикального засклення світлових отворів

$$q' = (q_{en} + q_{ep}) \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (5.3)$$

де $q_{en} = 594 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ і $q_{ep} = 129 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ – відповідно густина потоку прямої і розсіяної сонячної радіації (залежить від пори року, орієнтації приміщення за сторонами світу та годин доби);

K_1 – коефіцієнт, яким ураховують затемнення засклення світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери: $K_1 = 0,45$ – для засклення в дерев'яних подвійних рамах для світлових отворів, які опромінюються в розрахункову годину сонцем;

K_2 – коефіцієнт, яким ураховують забруднення скла: $K_2 = 0,95$ – для помірного забруднення скла;

$$q' = (594 + 129) \cdot 0,45 \cdot 0,95 = 309 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

$$q'' = q_{en} \cdot K_1 \cdot K_2. \quad (5.4)$$

$$q'' = 129 \cdot 0,45 \cdot 0,95 = 55 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Для одного вікна:

$$F_{01}'' = 0,34 \text{ м}^2;$$

$$F_{01}' = F_{e1} - F_{01}'', \quad (5.5)$$

$$F_{01}' = 1,68 - 0,34 = 1,34 \text{ м}^2.$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						67
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Так як на зовнішній стіні маємо 2 вікна, тоді:

$$F'_0 = 2 \cdot F'_{01}, \quad (5.6)$$

$$F'_0 = 2 \cdot 1,34 = 2,68 \text{ м}^2.$$

$$F''_0 = 2 \cdot F''_{01}, \quad (5.7)$$

$$F''_0 = 2 \cdot 0,34 = 0,68 \text{ м}^2.$$

$$F_0 = 2,68 + 0,68 = 3,36 \text{ м}^2,$$

тоді:

$$Q_{cp} = (309 \cdot 2,68 + 55 \cdot 0,68) \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 1 + \frac{22,6 - 18}{0,38} \cdot 3,36 = 352 \text{ Вт}.$$

Надходження в приміщення теплоти від електричної апаратури

$$Q_{eo} = N_{eo} \cdot \eta_4. \quad (5.8)$$

N_{eo} – установлена потужність електричної апаратури: $N_{eo} = 100 \text{ Вт}$;

η_4 – коефіцієнт переходу електричної енергії в теплову: $\eta_4 = 0,95$.

$$Q_{eo} = 100 \cdot 0,95 = 95 \text{ Вт}.$$

Так як освітлення приміщення використовується в літній період лише в вечірній час, то теплота від освітлювальних приладів буде порівняно малою з значеннями Q_l і Q_{cp} тому її враховувати не будемо.

Сумарні надходження теплоти в приміщення 1

$$\sum Q = Q_l + Q_{cp} + Q_{eo}, \quad (5.9)$$

$$\sum Q = 268 + 352 + 95 = 715 \text{ Вт}.$$

Сумарні виділення вологи.

Так як волога в приміщенні 1 виділяється тільки від людей, тоді

$$\sum W_1 = W_l, \quad (5.10)$$

де W_l – волога, що надходить у приміщення від людей, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

$$W = \frac{(g \cdot n_q + 0,85 \cdot g \cdot n_{жс} + 0,75 \cdot g \cdot n_{\theta}) \cdot 10^{-3}}{3600}, \quad (5.11)$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

де g – надходження вологи від одного дорослого чоловіка: (залежить від температури навколишнього середовища та характеру виконуваної роботи) $g = 96 \frac{\text{г}}{\text{год}}$;

$$W = \frac{(96 \cdot 1 + 0,85 \cdot 96 \cdot 0 + 0,75 \cdot 96 \cdot 1) \cdot 10^{-3}}{3600} = 4,7 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$\sum W_1 = 4,7 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

5.1 Висновок до розділу 5

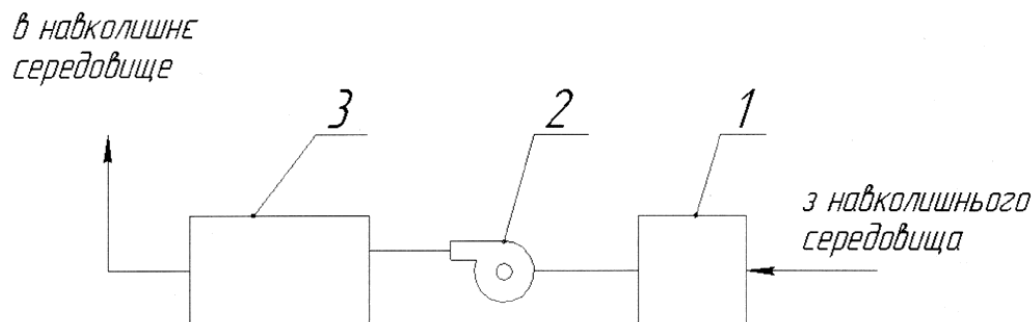
В розділі було розраховано надходження теплоти і вологи у приміщення будинку. Так, як теплота в приміщення поступає від людей, електричного освітлення та електричної апаратури, було розраховано надходження теплоти від кожного чинника та окремо від отворів. Від людей це значення становило - 268 Вт, для вертикального заклення світлових отворів – 309 Вт/м², а середнє значення буде - 352 Вт, від електричної апаратури дорівнює – 95 Вт.

Сумарні надходження теплоти в приміщення 1 – 715 Вт. Сумарні виділення вологи становили – $4,7 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

6 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ГРУНТОВИМИ ТЕПЛООБМІННИКАМИ

6.1 Розрахунок системи кондиціювання

Використовуємо повне кондиціювання (прямоточну схему) в теплий період.



- 1 - ґрунтові теплообмінники;
- 2 - вентилятор;
- 3 - приміщення.

Рисунок 6.1 – Прямоточна схема кондиціювання приміщення

Повітря забирається з атмосфери, проходить через фільтруючу сітку і потрапляє в ґрунтовий теплообмінник. Перший повітря-підігрівач в системі кондиціювання в літній період не працює, тому затратувати коштів для його встановлення ми не будемо. Ґрунтовий теплообмінник виконує функції зрошувальної камери, в якому при $t_{вн} < t_p$ повітря буде охолоджуватись і осушатись до $\varphi = 95\%$. Далі повітря потрапляє в вентилятор, за допомогою якого охолоджене повітря буде транспортуватись у приміщення 1, де створює комфортні умови. [5]

Розрахунок системи кондиціювання приміщення 1 житлового будинку в місті Суми по параметрам А для даного міста знаходимо параметри зовнішнього повітря: $t_z = 22,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_z = 51,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Для створення комфортних умов в приміщенні використаємо такі параметри внутрішнього повітря: $t_{вн} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{вн} = 45\%$.

Будуємо процес в h-d діаграмі.

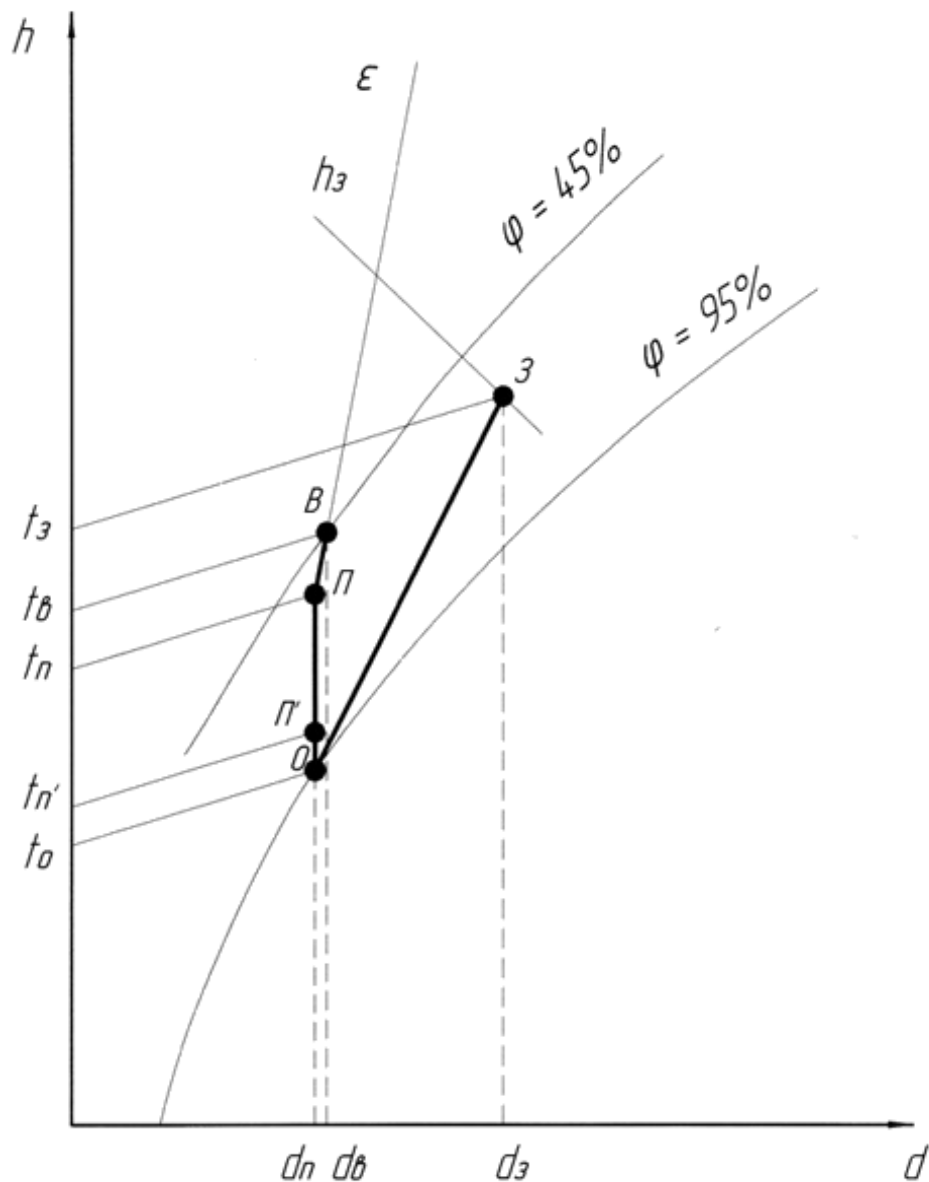


Рисунок 6.2 – Процес кондиціювання повітря в h-d діаграмі

По параметрам $t_{вн}$ і $\varphi_{вн}$ визначаємо точку В, яка характеризується параметрами: $h_в = 35 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $d_в = 6,2 \frac{\text{г}}{\text{кг сух. пов.}}$.

Процес виділення теплоти і вологи визначається кутовим коефіцієнтом променю процесу ε .

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_1}{\sum W_1}, \quad (6.1)$$

$$\varepsilon = \frac{0,715}{4,7 \cdot 10^{-5}} = 15213 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Фіксований зв'язок

$$t_n = t_{\varepsilon} - 3, \quad (6.2)$$

де t_n – температура при вході в приміщення 1.

$$t_n = 18 - 3 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

На перетині t_n з ε отримуємо точку П.

$$\text{Параметри точки П: } h_n = 30,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; d_n = 5,8 \frac{\text{г}}{\text{кг сух. пов.}}$$

Кількість повітря, що надходить до приміщення 1:

$$L_0 = \frac{\sum Q_1}{h_{\varepsilon} - h_n}, \quad (6.3)$$
$$L_0 = \frac{0,715}{35 - 30,5} = 0,16 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

На перетині d_n та $\varphi_{\varepsilon n} = 95\%$ отримуємо точку О, яка характеризує стан оброблювального повітря.

$$\text{Параметри точки О: } h_o = 22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; d_o = 5,6 \frac{\text{г}}{\text{кг сух. пов.}}; t_o = 5,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Процес ОП – нагрівання повітря.

Визначаємо температуру повітря перед приміщенням 1:

$$t'_n = t_o + (1 \dots 1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}), \quad (6.4)$$
$$t'_n = 5,8 + 1 = 6,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\text{Точка З характеризує параметри зовнішнього повітря: } d_z = 10,2 \frac{\text{г}}{\text{кг сух. пов.}};$$

$$\varphi_z = 55 \%$$

Процес ЗО – процес охолодження і осушки повітря в ґрунтовому теплообміннику.

Кількість води, що конденсується в ґрунтовому теплообміннику:

$$G_k = L_0 \cdot (d_o - d_z) \cdot 10^{-3}, \quad (6.5)$$
$$G_k = 160 \cdot (5,6 - 10,2) \cdot 10^{-3} = -2,53 \frac{\text{кг}}{\text{год}}.$$

Від'ємне значення G_k свідчить про те, що волога з повітря при проходженні по трубкам ґрунтового теплообмінника конденсується.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

6.2 Тепловий розрахунок ґрунтового теплообмінника

Для розрахунку використаємо теплообмінник коаксіального типу. Найпростіший теплообмінник коаксіального типу представляє собою дві труби різних діаметрів. Труба меншого діаметру розміщується всередині другої труби.

Параметри теплообмінника:

Зовнішня труба: $d_{з1} = 0,16 \text{ м}^2$; $\delta_1 = 0,0091 \text{ м}$; $d_{в1} = 0,1418 \text{ м}$.

Внутрішня труба: $d_{з2} = 0,125 \text{ м}^2$; $\delta_2 = 0,0071 \text{ м}$; $d_{в2} = 0,1108 \text{ м}$.

Середня температура повітря всередині трубки

$$t_{cp} = \frac{t_3 + t_6}{2}, \quad (6.6)$$

де t_6 – температура повітря на виході з трубки;

$$t_{cp} = \frac{22,6 + 18}{2} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Лінійний термічний опір ґрунту визначається за формулою Форхгеймера [3]

$$R_{cp} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cp}} \cdot \ln \left[2 \cdot \frac{h}{d_{з1}} + \sqrt{\frac{4 \cdot h^2}{d_{з1}^2} - 1} \right], \quad (6.7)$$

де λ_{cp} – теплопровідність ґрунту: для легкого піску з вологістю 15% $\lambda_{cp} = 2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

h – загальна довжина для зовнішньої труби: приймаємо в першому наближенні $h = 50 \text{ м}$.

Так як $\frac{h}{d_{з1}} = \frac{50}{0,16} = 313 > 2$, то формулу Форхгеймера можна спростити, тоді

$$R_{cp} = \frac{\ln \left(\frac{4 \cdot h}{d_{з1}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cp}}, \quad (6.8)$$

$$R_{cp} = \frac{\ln \left(\frac{4 \cdot 50}{0,16} \right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} = 0,57 \frac{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

В розрахунку приймаємо загальну кількість труб $m = 4$.

Кількість повітря, що проходить по кожній з трубок:

$$m_0 = \frac{L_0}{m}, \quad (6.9)$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						73
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$m_0 = \frac{0,16}{4} = 0,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Швидкість повітря, що рухається по внутрішній трубці:

$$W_2 = \frac{4 \cdot m_0}{\pi \cdot \rho \cdot d_{e2}^2}, \quad (6.10)$$

де ρ – густина повітря при температурі t_{cp} : $\rho = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$$W_2 = \frac{4 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,1108^2} = 3,46 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Швидкість повітря, що рухається по кільцевому зазорі:

$$W_1 = \frac{4 \cdot m_0}{\pi \cdot \rho \cdot (d_{e1}^2 - d_{e2}^2)}, \quad (6.11)$$

$$W_1 = \frac{4 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,2 \cdot (0,1418^2 - 0,125^2)} = 9,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Числа Рейнольдса для даних значень швидкостей руху повітря:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_{e1}}{\nu}, \quad (6.12)$$

де ν – кінематична в'язкість повітря t_{cp} : $\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

$$Re_1 = \frac{9,5 \cdot 0,1418}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 86112.$$

Так як $Re_1 > 10^4$, маємо турбулентний рух.

Значення числа Re , коли повітря рухається по внутрішній трубці знаходимо за формулою (6.12)

$$Re_2 = \frac{3,46 \cdot 0,1108}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 24567.$$

Так як $Re_1 > 10^4$, маємо турбулентний рух.

Рівняння тепловіддачі в безрозмірному вигляді для руху повітря в кільцевому зазорі:

$$Nu = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (6.13)$$

де Pr – критерій Прандтля при температурі t_{cp} : $Pr = 0,703$.

$$Nu = 0,023 \cdot 86112^{0,8} \cdot 0,703^{0,4} = 177,24$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки труби:

$$\alpha_n = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_n}{d_{\epsilon 1}}, \quad (6.14)$$

де λ_n – теплопровідність повітря при температурі t_{cp} : $\lambda_n = 0,0259 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

$$\alpha_n = \frac{177,24 \cdot 0,0259}{0,1418} = 32,37 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\pi \cdot d_{\epsilon 1} \cdot R_{cp} + \ln \frac{d_{\epsilon 1}}{d_{\epsilon 2}} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (6.15)$$

$$K = \frac{1}{3,14 \cdot 0,16 \cdot 0,57 + \ln \frac{0,1418}{0,125} + \frac{1}{32,37}} = 2,26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Потік теплоти, яку повітря передає ґрунту:

$$Q_{нов} = \sum Q_1, \quad (6.16)$$

$$Q_{нов} = 715 \text{ Вт}.$$

Площа поверхні ґрунтового теплообмінника

$$F = \frac{Q_{нов}}{K \cdot \Delta t}, \quad (6.17)$$

де Δt – температурний напір:

$$\Delta t = t_{cp} - t_{cp}, \quad (6.18)$$

$$\Delta t = 20 - 9 = 11 \text{ }^\circ\text{C},$$

де t_{cp} – температура ґрунту: для глибини від 8 до 30 метрів $t_{cp} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$F = \frac{715}{2,26 \cdot 11} = 28,7 \text{ м}^2.$$

Із рівняння для $F = \pi \cdot d_{\epsilon 1} \cdot l$ знаходимо l

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{\epsilon 1}}, \quad (6.19)$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$l = \frac{28,7}{3,14 \cdot 0,1418} = 64,4 \text{ м.}$$

Так як значення h і l відрізняються на похибку θ

$$\theta = \left| \frac{50 - 64,6}{50} \right| \cdot 100\% = 29,1\%.$$

Перезадаємо значенням h . Нехай $h' = 65 \text{ м.}$

За формулою (6.8) знаходимо

$$R'_{ep} = \frac{\ln\left(\frac{4 \cdot 65}{0,16}\right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} = 0,59 \frac{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

За формулою (6.15) знаходимо

$$K' = \frac{1}{3,14 \cdot 0,16 \cdot 0,59 + \ln \frac{0,1418}{0,125} + \frac{1}{32,37}} = 2,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

За формулою (6.17) знаходимо

$$F' = \frac{715}{2,21 \cdot 11} = 29,4 \text{ м}^2.$$

За формулою (6.19) знаходимо

$$l' = \frac{29,4}{3,14 \cdot 0,1418} = 66,1 \text{ м.}$$

Знаходимо h' і l' відрізняються на похибку θ'

$$\theta' = \left| \frac{65 - 66,1}{65} \right| \cdot 100\% = 1,7\%.$$

Розрахунок можна рахувати вірним.

Маємо чотири теплообмінники з довжиною зовнішньої трубки l_1

$$l_1 = \frac{l'}{4}, \quad (6.20)$$

$$l_1 = \frac{66,1}{4} = 16,5 \text{ м.}$$

Такий тепловий розрахунок ґрунтового теплообмінника проводиться за умови розміщення труб в шарі ґрунту глибиною до двох метрів, одночасно враховуючи, що тепло виділяється в оточуючі шари ґрунту та атмосферу.

Наш теплообмінник встановлюватиметься на глибині більше ніж 10 метрів. Отже вплив зовнішніх факторів буде незначним, тому, що для цього потрібно встановлювати ґрунтовий теплообмінник на глибині до двох метрів.

Також, емпіричним шляхом ми встановили, що коефіцієнт теплопередачі в вертикальному ґрунтовому теплообміннику розміщуючи його на потрібній нам глибині більше 10 метрів з параметром труб: зовнішня труба: $d_{31} = 0,16 \text{ м}^2$; $\delta_1 = 0,0091 \text{ м}$; $d_{e1} = 0,1418 \text{ м}$, внутрішня труба: $d_{32} = 0,125 \text{ м}^2$; $\delta_2 = 0,0071 \text{ м}$; $d_{e2} = 0,1108 \text{ м}$, складає

$$K = 4,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Приймаємо загальну кількість труб $m = 4$.

Повторимо розрахунок теплообмінника.

Середня температура повітря всередині трубки знаходимо за формулою (6.6)

$$t_{cp} = \frac{22,6 + 18}{2} = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Кількість повітря, що проходить по кожній із трубок знаходимо за формулою (6.9)

$$m_0 = \frac{0,16}{4} = 0,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Швидкість повітря, що рухається по внутрішній трубці знаходимо за формулою (6.10)

$$W_2 = \frac{4 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,1108^2} = 3,46 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Швидкість повітря, що рухається по кільцевому зазору знаходимо за формулою (6.10)

$$W_1 = \frac{4 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 1,2 \cdot (0,159^2 - 0,125^2)} = 4,34 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Рейнольдса для даних значень швидкостей руху повітря знаходимо за формулою (6.11)

$$Re_1 = \frac{4,34 \cdot 0,159}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 44349.$$

Так як $Re > 10^4$, маємо турбулентний рух.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						77
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Значення числа Re , для руху повітря по внутрішній трубці знаходимо за формулою (6.12)

$$Re_2 = \frac{3,46 \cdot 0,1108}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 24567.$$

Кількість теплоти, яку повітря передає ґрунту знаходимо за формулою (6.16)

$$Q_{пов} = 715 \text{ Вт}.$$

Площа поверхні ґрунтового теплообмінника знаходимо за формулою (6.17)

$$F = \frac{715}{4,5 \cdot 11} = 14,44 \text{ м}^2.$$

Загальну довжину зовнішньої трубки теплообмінника знаходимо за формулою (6.19)

$$l = \frac{14,44}{3,14 \cdot 0,159} = 28,85 \text{ м}.$$

Маємо чотири теплообмінники з довжиною зовнішньої трубки l_1 , значення якої знаходимо за формулою (6.20)

$$l_1 = \frac{28,85}{4} = 7,2 \text{ м}.$$

6.3 Аеродинамічний розрахунок ґрунтових теплообмінників

Для даної схеми розміщення ґрунтових теплообмінників приймаємо, що вони розміщені паралельно.

Розрахунок ведемо для одного ґрунтового теплообмінника.

$$\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}}, \quad (6.21)$$

де ΔP – загальні втрати тиску, Па;

$\Delta P_{\text{л}}$ – лінійні втрати тиску на тертя, Па;

$\Delta P_{\text{м}}$ – місцеві втрати тиску на місцеві опори, Па.

Лінійні втрати тиску

$$\Delta P_{\text{л}} = \Delta P_{\text{л1}} + \Delta P_{\text{л2}} + \Delta P_{\text{лтр1}} + \Delta P_{\text{лтр2}}, \quad (6.22)$$

де $\Delta P_{\text{л1}}$ – лінійні втрати тиску на тертя, коли повітря рухається по зовнішній трубці з довжиною $l_1 = 7,2 \text{ м}$;

$\Delta P_{\text{л2}}$ – лінійні втрати тиску на тертя, коли повітря рухається по внутрішній трубці з довжиною $l_1 = 6,9 \text{ м}$;

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Для того, щоб відбувся поворот потоку газу у внутрішній трубці її довжина повинна дорівнювати $l_2 = l_1 - 0,3 = 7,2 - 0,3 = 6,9$ м.

$\Delta P_{лр1}$ – лінійні втрати тиску на тертя в трубці, що використовується для підводу повітря з навколишнього середовища;

$\Delta P_{лр2}$ – лінійні втрати тиску на тертя в трубці, що використовується для підводу повітря в приміщення;

Лінійні втрати тиску на тертя, коли повітря рухається по зовнішній трубці з довжиною $l_1 = 7,2$ м:

$$\Delta P_{л1} = \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_{\text{в1}}} \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.23)$$

де λ_1 – коефіцієнт опору тертя, $\lambda_1 = f(Re_1)$;

Значення коефіцієнту опору знаходимо за формулою Альтшуля

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{d_{\text{в1}}} + \frac{68}{Re_1} \right)^{0,25}, \quad (6.24)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість: для труб з екопласту $k_e = 0,0001$ м.

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0001}{0,159} + \frac{68}{44349} \right)^{0,25} = 0,024,$$

$$\Delta P_{л1} = 0,024 \cdot \frac{7,2}{0,159} \cdot \frac{1,2 \cdot 4,34^2}{2} = 12,1 \text{ Па}.$$

Лінійні втрати тиску на тертя, коли повітря рухається по внутрішній трубці з довжиною $l_2 = 6,9$ м знаходимо за формулою (6.23)

Значення коефіцієнту опору знаходимо за формулою Альтшуля (6.24)

$$\lambda_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0001}{0,111} + \frac{68}{24567} \right)^{0,25} = 0,027,$$

$$\Delta P_{л2} = 0,027 \cdot \frac{6,9}{0,111} \cdot \frac{1,2 \cdot 3,46^2}{2} = 12,1 \text{ Па}.$$

Для підводу повітря використовуємо трубку з такими ж розмірами як і внутрішня труба, тільки $l_{лр1} = 0,5$ м, а для підводу повітря в приміщення використовуємо трубку з такими ж розмірами як і внутрішня труба, тільки $l_{лр2} = 5,55$ м.

$$\Delta P_{mp1} = 0,027 \cdot \frac{0,5}{0,111} \cdot \frac{1,2 \cdot 3,46^2}{2} = 0,87 \text{ Па}.$$

$$\Delta P_{mp2} = 0,027 \cdot \frac{5,5}{0,111} \cdot \frac{1,2 \cdot 3,46^2}{2} = 9,61 \text{ Па}.$$

Лінійні втрати тиску знаходимо за формулою (6.22)

$$\Delta P_{\text{л}} = 12,11 + 12,11 + 0,87 + 9,61 = 34,7 \text{ Па}.$$

Місцеві втрати тиску на місцеві опори

$$\Delta P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{м1}} + \Delta P_{\text{м2}} + \Delta P_{\text{мп2}}, \quad (6.25)$$

де $\Delta P_{\text{м1}}$ – місцеві втрати тиску на місцеві опори, коли повітря рухається по зовнішній трубі з довжиною $l_1 = 7,2 \text{ м}$;

$\Delta P_{\text{м2}}$ – місцеві втрати тиску на місцеві опори, коли повітря рухається по внутрішній трубі з довжиною $l_1 = 6,9 \text{ м}$;

$\Delta P_{\text{мп2}}$ – місцеві втрати тиску на місцеві опори, коли повітря рухається по трубі, що використовується для підводу повітря з навколишнього середовища;

Місцеві втрати тиску на місцеві опори, коли повітря рухається по зовнішній трубі з довжиною $l_1 = 7,2 \text{ м}$

$$\Delta P_{\text{м1}} = \left(\sum \zeta \right)_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.26)$$

де, $\left(\sum \zeta \right)_1$ – сума коефіцієнтів місцевого опору для зовнішньої труби:

$$\left(\sum \zeta \right)_1 = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5, \quad (6.27)$$

де $\zeta_1 = 0,5$ – вхід в канал;

$\zeta_2 = 1,5$ – поворот на 180°

$\zeta_3 = 1,1$ – вихід із каналу;

$\zeta_4 = 0,2$ – для трійників круглого перерізів режимі всмоктування;

$\zeta_5 = 0,97$ – зміна поперечного перерізу при раптовому розширенні;

$$\left(\sum \zeta \right)_1 = 0,5 + 1,5 + 1,1 + 0,2 + 0,97 = 4,27,$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_{м1} = 4,27 \cdot \frac{1,2 \cdot 4,34^2}{2} = 48,26 \text{ Па}.$$

Місцеві втрати тиску на місцеві опори, коли повітря рухається по внутрішній трубі з довжиною $l_1 = 6,9 \text{ м}$:

$$\Delta P_{м2} = \left(\sum \zeta \right)_2 \cdot \frac{\rho \cdot W_2^2}{2}, \quad (6.28)$$

де, $\left(\sum \zeta \right)_2$ – сума коефіцієнтів місцевого опору для внутрішньої труби:

$$\left(\sum \zeta \right)_2 = \zeta_1 + \zeta_3 + \zeta_6 + \zeta_7, \quad (6.29)$$

де $\zeta_6 = 2$ – для решіток з навколишнього середовища;

$\zeta_7 = 1,06$ – при токовій шахти з зонтом.

$$\left(\sum \zeta \right)_2 = 0,5 + 1,1 + 2 + 1,06 = 4,06,$$

$$\Delta P_{м2} = 4,06 \cdot \frac{1,2 \cdot 3,46^2}{2} = 29,2 \text{ Па}.$$

Місцеві втрати тиску на місцеві опори, коли повітря рухається по трубі, що використовується для підводу повітря з навколишнього середовища:

$$\Delta P_{мп2} = \left(\sum \zeta \right)_3 \cdot \frac{\rho \cdot W_2^2}{2}, \quad (6.30)$$

де, $\left(\sum \zeta \right)_3$ – сума коефіцієнтів місцевого опору в трубі, що використовується для підводу повітря з навколишнього середовища:

$$\left(\sum \zeta \right)_3 = \zeta_1 + \zeta_8 + \zeta_9 + \zeta_{10}, \quad (6.29)$$

де $\zeta_8 = 1,8$ – для решіток в приміщенні;

$\zeta_9 = 0,25$ – вивід прямокутний для вентилятора;

$\zeta_{10} = 0,5$ – поворот на 90° .

$$\left(\sum \zeta \right)_3 = 0,5 + 1,8 + 0,25 + 2 \cdot 0,5 = 3,55,$$

$$\Delta P_{мп2} = 3,55 \cdot \frac{1,2 \cdot 3,46^2}{2} = 25,5 \text{ Па}.$$

За формулою (6.25)

$$\Delta P_{м} = 48,26 + 29,2 + 25,5 = 103 \text{ Па}.$$

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						81
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

За формулою (6.21)

$$\Delta P = 34,7 + 103 = 137,7 \text{ Па}.$$

Тиск, який потрібен для підбору вентилятора:

$$H = 1,1 \cdot \Delta P, \quad (6.32)$$

$$H = 1,1 \cdot 137,7 = 151,5 \text{ Па}.$$

Фільтр в даній установці кондиціювання заміняє фільтруюча сітка, аеродинамічний опір якої був врахований вище.

По $H = 151,5 \text{ Па}$ і $V = 480 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ підбираємо вентилятор:

Відцентровий з безпосереднім приводом серії СВМ: СВМ-270-270-1/3, зображений на рисунку 6.3.

Технічні характеристики вентилятора:

- Швидкість, хв^{-1} -900;
- Максимальна потужність, кВт-1/3;
- Максимальна продуктивність, $\text{м}^3/\text{год}$ -3550;
- Маса, кг-20.

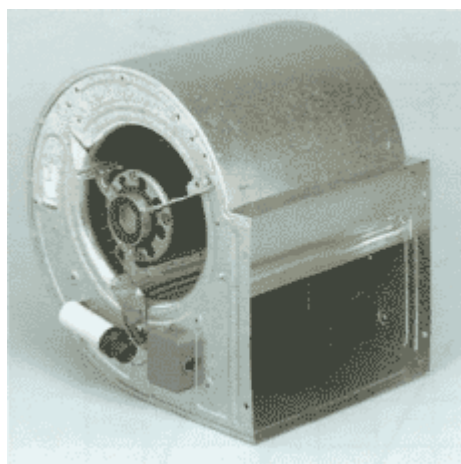


Рисунок 6.3 – Низьконапірний вентилятор СВМ-270-270-1/3

6.4 Висновок до розділу 6

В розділі було розраховано безпосередньо систему кондиціювання повітря з використанням ґрунтових теплообмінників. Побудувавши процес на h-d діаграмі за параметрами внутрішнього повітря було визначено процес виділення теплоти і вологи -

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

15213 кДж/кг Кількість води, яка конденсується в ґрунтовому теплообміннику вийшла (-2,53) кг/год. Тепловий розрахунок дав розуміння розміщення чотирьох теплообмінників з довжиною 7,2 м на глибині більше 10 метрів, для того, щоб на нього не впливали зовнішні чинники.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						83
Зм.	Кільк.	№ док.	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.

Система кондиціювання та теплопостачання побудована для забезпечення тепла та охолодження повітря в певні пори року.

Згідно розрахунків та ДСТУ 8936-2019 [14] було обрано трубопровід діаметром 42,3/35,9 мм, також було прийнято застосувати вертикальну двотрубну систему опалення з верхнім розведенням. Як нагрівальний прилад обрано Hertz 500/100 з характеристиками: теплова потужність – 203 Вт, робочий тиск – 35 атмосфер, допустима температура теплоносія – 120 °С.

Сонячний колектор розміром 1x1,41 м² яким в період з квітня по жовтень буде виконуватись нагрівання води повинен бути встановлений з урахуванням ризиків травмування.

В розділі запропоновані необхідні технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого технологічного обладнання, а також визначені основні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії щодо забезпечення нормованих значень параметрів мікроклімату та складу повітря робочої зони, виробничого освітлення, шуму, вібрацій та виробничих випромінювань). Розглянуті необхідні заходи з пожежної безпеки та профілактики.

7.1 Технічні рішення та організаційні заходи щодо безпечної експлуатації спроектованого технологічного обладнання.

Монтаж та подальша експлуатація приладів та допоміжного обладнання виконується з урахуванням діючих стандартів для даного обладнання та допоміжних приладів.

Сонячний колектор буде розміщено на фасаді (даху) будинку. Основні вимоги щодо конструювання колектору були взяті з ДСТУ Б В.2.5-44:2010 'Інженерне обладнання будинків і споруд' [15], також ДСТУ ISO 9806-1:2005 [16]. Згідно цих стандартів було прийнято такі рішення:

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						84
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Згідно зі стандартами, рекомендується використовувати сертифіковане обладнання, яке відповідає вимогам безпеки та ефективності. При виборі сонячних колекторів і котлів слід звертати увагу на їхню енергоефективність, стійкість до корозії та відповідність технічним стандартам.

Необхідно дотримуватися правильного проектування та монтажу системи. Це включає встановлення сонячних колекторів та трубопроводів згідно з вимогами, урахування оптимального кута нахилу та орієнтації колекторів для отримання максимальної сонячної радіації, а також забезпечення надійного кріплення і герметичності всіх з'єднань.

Вимоги безпеки включати застосування систем автоматичного відключення у разі перевищення температур або тиску, встановлення захисних клапанів та регуляторів тиску, а також забезпечення належної ізоляції трубопроводів для запобігання опіків.

Системи сонячного теплозабезпечення повинні підлягати регулярному обслуговуванню і перевірці. Це включає очищення колекторів від бруду і наліпків, перевірку тиску та розкриття системи для виявлення можливих протікань.

Користувачі системи повинні бути належно навчені правильному використанню та обслуговуванню. Вони повинні бути ознайомлені зі звичайними процедурами, безпечними практиками та потенційними ризиками, пов'язаними з експлуатацією системи сонячного теплозабезпечення.

7.1.1 Електробезпека

Усі електромонтажні роботи проводяться за вимогами ПУЕ [17] та ДБН В.2.5-24:2012 «Електрична кабельна система опалення». Безпека експлуатації з технічного боку виконується також за рахунок електроніки котла.

Тип електромережі за проектом: трифазна, з глухозаземленою нейтраллю та системою захисного заземлення TN-C-S.

Облаштування котельного приміщення здійснюється за настановами ПУЕ, НПАОП 40.1-1.21-98 [18], НПАОП 40.1-1.01-97 [19], НПАОП-40.1-1.32-01 [20], ДСТУ 7237:2011 [21] та ДБН В.2.5-77:2014, пункт «ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ ПРИСТРОЇ» [212].

Для запобігання електротравм передбачаються наступні заходи.

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

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						85
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

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

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

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

Для виконання діючих вимог з електробезпеки, все електроустаткування в системах кондиціонування та тепlopостачання згідно з ДСТУ ІЕС 61140:2015 [23] має І клас за електрозахистом, а засоби автоматизації (блоки контролерів, екранні пристрої, давачі тощо) системи управління мають відповідно І, ІІ та ІІІ класи.

7.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії

7.2.1 Мікроклімат та склад повітря робочої зони

Вимоги до мікроклімату робочої зони регламентуються ДСН 3.3.6.042-99, та мають параметри наведені в таблиці 7.1.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						86
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.1 – Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату

Період	Оптимальні			Допустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	22...24	40-60	≤ 0,1	21...25	До 75	0,1...0,2
Холодний	23...25	40-60	≤ 0,1	22...28	До 75	≤ 0,1

Забруднення повітря робочої зони нормується за ГОСТ 12.1.005-88.

Для забезпечення нормованих значень параметрів мікроклімату та складу повітря робочої зони передбачено застосування систем вентиляції, опалення та кондиціонування приміщень.

7.2.3 Виробниче освітлення

У робочих приміщеннях використовується штучне освітлення.

Нормується абсолютна величина освітленості E_n в люксах за ДБН В.2.5-28-2018.

Для забезпечення нормованих значень E_n на робочих місцях в залежності від розряду та під розряду зорової роботи використовується система загального рівномірного освітлення. Робоча напруга системи освітлення 220В.

Передбачено використання систем робочого, аварійного і евакуаційного освітлення.

Як джерело освітлення застосовуються газорозрядні лампи типа ДРЛ і лампи розжарювання. Лампи розжарювання використовуються в коридорах, на сходах, майданчиках обслуговування. У приміщеннях, де постійно знаходиться персонал, встановлюються люмінесцентні лампи. Світильники з лампами розташовані на стелі.

Аварійне освітлення живиться від джерела постійного струму (12В), резервується від акумуляторних батарей.

7.2.4 Виробничі випромінювання

В процесі експлуатації енергетичного обладнання, турбінного та котельного відділень, персонал піддається таким видам виробничих випромінювань:

- інфрачервоне випромінювання - при роботі тепломеханічного обладнання;
- ультрафіолетове випромінювання - під час проведення зварювальних робіт.

Для інфрачервоного опромінення нормується інтенсивність теплового випромінювання від поверхонь нагрітого тепломеханічного обладнання, освітлювальних приладів, інсоляція на постійних робочих місцях в залежності від опромінюваної поверхні тіла працюючого, категорії робіт, що виконуються тривалості дії згідно.

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь нагріву технологічного обладнання, освітлювальних приладів, інсоляції на постійних та непостійних робочих місцях не повинна перевищувати:

- 35 Вт/м² при опроміненні 50 % поверхні тіла і більше;
- 70 Вт/м² - при опроміненні 25-50 % поверхні тіла і більше;
- 100 Вт/м² - при опроміненні не більше 25 % поверхні тіла.

Таблиця 7.2 – Класифікація умов праці в залежності від інтенсивності інфрачервоного та ультрафіолетового випромінювань

Умови праці	Характеристики робіт за ступенем опромінювання	
	Інфрачервоного	Ультрафіолетового
Нормальні	Опромінення до 0,5 кал/см ² мін в північному і середньому кліматичних поясах та до 1 кал/см ² мін в південному кліматичному поясі	Процеси, при яких працюючі піддаються неактивному у/ф опроміненню (довжина хвилі 0,38-0,32 мке)- незначне випромінювання
Несприятливі	Опромінення до 7 кал/см ² мін незалежно від кліматичного пояса	Процеси, при яких працюючі піддаються активному у/ф опроміненню (довжина хвилі < 0,32 мкм) при наявності неповного захисту (щитки і т.д.)
Особливо несприятливі	Опромінення більше 7-8 кал/см ² мін незалежно від клімату	Процеси, при яких працюючі піддаються активному у/ф опроміненню (< 32 мкм) при відсутності захисту

7.3 Пожежна безпека та профілактика

В залежності від характеристики використовуваних речовин і матеріалів, виду виробництва робочі приміщення згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 [24], відносяться до категорії В та Г, згідно з ПУЕ (НПАОП-40.1-1.32-01): клас робочої зони за пожежною безпекою П-Па.

Найбільш частими причинами пожеж є:

- порушення правил пожежної безпеки;
- порушення правил експлуатації електроустановок;
- куріння в недозволених місцях.

Вибухи і пожежі можуть відбутися при витоку газу через нещільності роз'ємних з'єднань і арматури. Передбачені наступні заходи згідно з ПУЕ-2017 та НАПБ А.01.001-2004 [27]:

- кабелі електропроводки вибираються за струмовим навантаженням і з негорючою ізоляцією;
- застосовані резервні кабельні мережі;
- обов'язкове дотримання норм і правил при обслуговуванні обладнання;
- для захисту від коротких замикань, а також перевантажень електромережі внаслідок включення споживачів з потужністю вище допустимої, передбачені автоматичні вимикачі.

Існує можливість пожежі при короткому замиканні в системі електроживлення. Для усунення можливості займання, живлення електричною енергією необхідно здійснювати через щиток, на якому встановлені автоматичні вимикачі. При підвищенні струму вище допустимого значення, відбувається відключення ЕУ від загальної мережі електроживлення.

Приміщення будівлі має II ступінь вогнестійкості з межею вогнестійкості 0,75 год. У приміщеннях будівлі відсутні вибухонебезпечні паро- і газоповітряні суміші.

Для евакуації з приміщень будівлі використовується два евакуаційних виходів. Шлях евакуації людей при пожежі здійснюється відповідно до існуючого плану евакуації з кожного з поверхів будівлі.

Із засобів пожежогасіння необхідно застосовувати вогнегасники типу ВУ-5, якими дозволяється гасіння електрообладнання під напругою (клас пожежі «Е»). Кількість, умови зберігання та розташування вогнегасників відповідає вимогам ДСТУ 3675-98 [25] та ISO 3941-2007 [26]. Пожежна безпека в робочому приміщенні була забезпечена згідно до НАПБ А.01.001-2004 «Правила пожежної безпеки в Україні» [27].

7.3.2 Вимоги з пожежної безпеки до спроектованого технологічного устаткування

Згідно ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 [24] та ДНАОП 0.00-1.32-01 при встановленні та експлуатації сонячних колекторів та ґрунтового теплообмінника в будинку як джерела теплопостачання та кондиціонування повітря, необхідно прийняти наступні заходи пожежної безпеки:

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						90
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

- Забезпечити належну монтаж і розміщення сонячних колекторів та ґрунтового теплообмінника згідно з вимогами виробника та нормативно-технічної документації.
- Запобігати доступу сторонніх осіб до обладнання та забезпечити його віддалене розміщення від місць загального користування.
- Забезпечити достатні просторові та пожежобезпечні відстані від сонячних колекторів та ґрунтового теплообмінника до легкозаймистих матеріалів та будівельних конструкцій.
- Встановити пристрої автоматичного відключення системи сонячних колекторів та ґрунтового теплообмінника в разі аварійних ситуацій (наприклад, перевищення температури).
- Забезпечити належне підтримання системи сонячних колекторів та ґрунтового теплообмінника, включаючи їх очищення від бруду та снігу, періодичну перевірку технічного стану, а також обслуговування та ремонт згідно з інструкціями виробника.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						91
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У даній роботі було проведено розрахунки щодо встановлення та використання зеленої енергії в житловий будинок в м. Суми. Були розглянуті втрати тепла житлового будинку, де проживає одна сім'я з чотирьох людей, системою опалення і гарячого водопостачання, а також систему кондиціонування, яка використовує вертикальні ґрунтові теплообмінники.

За результатами розрахунків було встановлено, що використання пасивної системи загалом зменшує втрати тепла в будинку. Це допомагає зекономити кошти під час опалювального періоду. Установка, що складається з 4 повітряних колекторів розміром 1x1,6 м на південному фасаді будинку, забезпечує тепловий потік в систему опалення в розмірі 1858,23 кВт·год протягом опалювального періоду, що призводить до економії палива в розмірі 212,37 м³ протягом опалювального періоду. Встановлення повітряних колекторів дозволяє окупити систему опалення протягом приблизно 11 років.

Застосування сонячних колекторів для гарячого водопостачання також має позитивний ефект. Система гарячого водопостачання з сонячними колекторами працює від квітня до жовтня. Установка трьох сонячних колекторів з площею теплообміну 4,23 м² забезпечує тепловий потік в систему гарячого водопостачання в розмірі 2019,1 КВт·год за рік. Сонячна система гарячого водопостачання окупить свою вартість протягом 2 років.

У даній системі гарячого водопостачання встановлюється бак-акумулятор на горищі, з якого подається вода для гарячого водопостачання. Розміри бака складають 0,58x0,64x0,7 м. Бак-акумулятор має ізоляцію з мінеральної вати товщиною 122 мм.

Для кондиціонування повітря влітку використовуються вертикальні ґрунтові теплообмінники. Використані ґрунтові теплообмінники коаксіального типу, розташовані в ґрунті на глибині 7,2 м. При циркуляції теплого кімнатного повітря відбувається відбір теплової енергії та передача її до ґрунту, що призводить до охолодження повітря. Розміри труб в ґрунтовому теплообміннику були підібрані таким чином, щоб гідравлічні втрати тиску в кожній з них мали однакові значення, а саме: $\Delta P_{\text{л}} = 12,11 \text{ Па}$ і $\Delta P_{\text{м}} = 48,26 \text{ Па}$.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						92
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

Книги, підручники, посібники

1. Боженко М.Ф., Сало В.П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. - К.: Політехніка, 2004. - 194с.
2. Пуховой И.И. Использование не традиционных видов энергии в системах теплопотребления. - К.: КПИ, 1992. - 24 с.
3. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. - М.: Энергия, 1975. - 376 с.
4. Андриевский А.К. Отопление. – Минск: Высшая школа, 1982. - 368с.
5. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. - М.: Энергия, 1975. - 280с.
6. Русланов Г.В. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование. Справочник. - К.: Будівельник, 1983. - 270с.
7. Дорошенко, О. В., В. Ф. Халак та Ю. І. Дем'яненко. «Оптимізація й прогнозування ефективності рідинних сонячних колекторів у складі систем гарячого водопостачання».
8. Matyakh, S., T. Surzhyk та V. Rieztsov. «ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМ СОНЯЧНОГО ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ» 2020.-6с.
9. Русу, О. П., Д. О. Гай та А. Ю. Устенко. «ВИКОРИСТАННЯ СОНЯЧНИХ КОЛЕКТОРІВ У СИСТЕМАХ ОБІГРІВУ ПРИМІЩЕНЬ» 2018.-8с.

Електронні ресурси

10. Електронна сторінка на офіційному сайті Viessmann, Vitodens 200-W. URL: <https://www.viessmann.ua/uk/zhytlovi-budynky/hazovi-kotly/hazovi-kondensacijni-kotly/vitodens-200w.html> (Дата звернення: 03.06.2023)
11. Технічний паспорт котла Viessmann Vitodens 200-W. URL: https://static.viessmann.com/resources/technical_documents/UA/uk/VDP/6153546VDP00005_1.pdf?#pagemode=bookmarks&zoom=page-fit&view=Fit (Дата звернення: 03.06.2023)
12. Офіційна сторінка Мінфін. URL: <https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/> (Дата звернення: 05.06.2023)

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						93
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

13. Документація до радіатора Hertz 500/100. URL: https://sansmart.com.ua/download/pdf/alltermo/Passport_HERTZ.pdf (Дата звернення: 30.05.2023)

Стандарти

14. ДСТУ 8936-2019 «Труби сталеві водогазопровідні. Технічні умови». [Чинний від 01.01.2021]. Київ, 2019. 8с.

15. ДСТУ Б В.2.5-44:2010 «Інженерне обладнання будинків і споруд». [Чинний від 09.01.2010]. Київ, 2010. 57с.

16. ДСТУ ISO 9806-1:2005 «Колектори сонячні. Методи випробовування. Частина 1». [Чинний від 02.09.2005]. Київ, 2005.

17. Правила улаштування електроустановок [Чинний від 21.07.2007]. Київ, 2007. 617с.

18. НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів». [Чинний від 20.02.1998]. Київ, 1998. 93с.

19. НПАОП 40.1-1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроустановок». [Чинний від 01.03.1998]. Київ, 1998. 1с.

20. НПАОП-40.1-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок». [Чинний від 21.06.2001]. Київ, 2001. 80с.

21. ДСТУ 7237:2011 «Система стандартів безпеки праці. Електробезпека». [Чинний від 08.01.2011]. Київ, 2011. 10с

22. ДБН В.2.5-77:2014, пункт «ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ ПРИСТРОЇ». [Чинний від 01.01.2015]. Київ, 2015. 65с.

23. ДСТУ ІЕС 61140:2015 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання». [Чинний від 01.01.2016]. Київ, 2016.

24. ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 «ВИЗНАЧЕННЯ КАТЕГОРІЙ ПРИМІЩЕНЬ, БУДИНКІВ ТА ЗОВНІШНІХ УСТАНОВОК ЗА ВИБУХОПОЖЕЖНОЮ ТА ПОЖЕЖНОЮ НЕБЕЗПЕКОЮ». [Чинний від 01.01.2017]. Київ, 2017. 34с.

25. ДСТУ 3675-98 «Пожежна техніка. Вогнегасники переносні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань». [Чинний від 01.01.2005]. Київ, 2005. 64с.

26. ISO 3941-2007 «Класифікація пожеж». [Чинний від 01.09.2007]

27. НАПБ А.01.001-2004 «Правила пожежної безпеки в Україні». [Чинний від 19.10.2004]. Київ, 2004.

					ТП 91 25 02 ПЗ	Арк.
						94
Зм.	Кільк.	№ док.	Підпис	Дата		

Додаток А

Перевірка дипломного проєкту на академічну доброчесність



Имя пользователя:
Риндюк Дмитро Вікторович

ID проверки:
1015550722

Дата проверки:
11.06.2023 21:08:51 EEST

Тип проверки:
Doc vs Internet + Library

Дата отчета:
11.06.2023 21:10:01 EEST

ID пользователя:
92674

Название файла: Грицюк Н.М. ТП-91

Количество страниц: 98 Количество слов: 16419 Количество символов: 106330 Размер файла: 3.01 MB ID файла: 1015203042

13.3% Совпадения

Наибольшее совпадение: 3.28% с источником из Библиотеки (ID файла: 5444186)

8.6% Источники из Интернета 228 Страница 100

12.7% Источники из Библиотеки 222 Страница 107

0.22% Цитат

Цитаты 3 Страница 108

Ссылки 1 Страница 108

0.36% Исключений

Некоторые источники исключены автоматически (фильтры исключения: количество найденных слов меньш...

0.26% Исключений из Интернета 72 Страница 109

0.18% Исключенного текста из Библиотеки 117 Страница 111

Модификации

Обнаружены модификации текста. Подробная информация доступна в онлайн-отчете.

Замененные символы 67

[illegible]

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 91 25 02 ПЗ	Пояснювальна записка	90	
3	A1	ТП 91 25 02 001 ОВ	План будинку	1	
4	A1	ТП 91 25 02 002 ОВ	Фасад будинку	1	
5	A1	ТП 91 25 02 003 ОВ	Схема принципова опалення і гарячого постачання	1	
6	A2	ТП 91 25 02 004 ОВ	Блок колекторів з баком-акумулятором	1	
7	A2	ТП 91 25 02 005 ОВ	Східний фасад. Розміщення вертикальних ґрунтових теплообмінників	1	
8	A4	ТП 91 25 02 ОВ.С	Специфікація	1	

				ТП 91 25 02		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Грицюк			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Рачинський					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ІАТЕ, Кафедра ТАЕ	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Черноусенко					