

Кафедра «Теплоенергетики та технологій машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« 8 » серпня 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

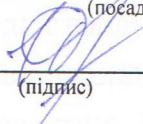
на тему: Розробка системи тепlopостачання бригадного житлового будинку на 10 робітників з дослідженням комбінованих теплообмінних контурів вітроенергетичної установки

Виконав: студент групи 47-ТЕ-22з

 **Беженуца Н.Г.**
(підпис)

Керівник роботи:

викладач кафедри ТЕ та ТМ ПННІ НУК
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

 **Семенов М.М.**
(підпис)

Кафедра «Теплоенергетики та технологій машинобудування»

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

«20» _____ 2026 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»**

Студенту **Беженуца Наталі Геннадіївни**

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Розробка системи теплопостачання бригадного житлового будинку на 10 робітників з дослідженням комбінованих теплообмінних контурів вітроенергетичної установки

Керівник роботи викладач кафедри ТЕ та ТМ Семенов М.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК № 19 від «19» лютого 2026 року

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру: 05.06.2026

3. Вихідні дані по роботі: креслення і характеристика одноповерхового бригадного житлового будинку на 10 робітників.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання.
2. Розробка системи водяного опалення. Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики. Розрахунок тепловтрат будинку. Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи. Підбір та розрахунок опалювальних приладів. Гідравлічний розрахунок теплопроводів системи водяного опалення.
3. Розробка системи вентиляції та ГВП.
4. Розробка вітроенергетичної установки. Розрахунок вітроенергетичної установки. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі».
5. Розробка заходів з охорони праці.

1. План будівлі
2. Експлікація будівлі
3. Аксонометрична схема системи опалення
4. Принципова технологічна схема системи опалення та ГВП з вітроенергетичною установкою
5. Водно- водяний теплообмінник типу «труба в трубі».

1. Консультанти розділів роботи

№ п/п	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

2. Дата видачі завдання «19» лютого 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

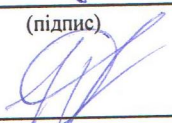
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання		
2	Розробка системи водяного опалення		
3	Розробка системи вентиляції та ГВП		
4	Розробка ВЕС та ТОА		
5	Розробка заходів з охорони праці		
6	Графічна частина		

Студент


(підпис)

Беженуца Н.Г.

Керівник роботи


(підпис)

Семенов М.М.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена розробці енергоефективної автономної системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (ГВП) для одноповерхового бригадного житлового будинку.

У роботі проведено теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі та визначено її сумарні тепловтрати.

Особливістю проєкту є використання малої вітроелектростанції (ВЕС) потужністю $\approx 21,3$ кВт як основного джерела енергії для живлення електричного котла та накопичувального водонагрівача. Досліджено роботу комбінованих теплообмінних контурів, зокрема розраховано водо-водяний теплообмінник типу «труба в трубі» для потреб ГВП. Запропонована схема забезпечує високий рівень енергетичної автономності та екологічності об'єкта.

Ключові слова: теплопостачання, вітроенергетична установка, опалення, гаряче водопостачання, теплообмінник, енергоефективність, відновлювані джерела енергії.

ABSTRACT

This thesis is devoted to the development of an energy-efficient, self-contained heating, ventilation, and hot water supply (HWS) system for a single-story multi-family residential building.

The thesis includes thermal calculations for the building's envelope and determines its total heat loss.

A distinctive feature of the project is the use of a small wind power plant (WPP) with a capacity of ≈ 21.3 kW as the main energy source for powering an electric boiler and a storage water heater. The operation of combined heat exchange circuits was investigated, in particular, a “pipe-in-pipe” type water-to-water heat exchanger was calculated for DHW needs. The proposed scheme ensures a high level of energy self-sufficiency and environmental friendliness of the facility.

Keywords: heat supply, wind power plant, heating, hot water supply, heat exchanger, energy efficiency, renewable energy sources.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.	10
1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання	10
1.2. Характеристика будівлі та розрахункові параметри внутрішнього повітря у приміщеннях.....	11
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	15
2.1. Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики	15
2.2. Розрахунок тепловтрат будинку.....	29
2.3. Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи	37
2.4. Підбір та розрахунок опалювальних приладів	38
2.5. Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення.....	43
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ.....	49
3.1. Розробка системи вентиляції.....	49
3.2. Розрахунок теплового навантаження системи гарячого водопостачання	50
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ.....	52
4.1. Опис технологічної схеми теплопостачання з вітроустановкою...	52
4.2. Розрахунок вітроенергетичної установки.....	55
4.3. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі».....	58

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	67
5.1. Охорона праці та техніка безпеки при експлуатації вітроелектростанції	67
ВИСНОВКИ.....	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	71
ДОДАТКИ.....	72

ВСТУП

Проектування системи опалення та вентиляції є одним із ключових інженерних завдань, грамотне вирішення цього якого дозволяє підтримувати всередині приміщень умови для комфортного перебування в них людей.

Централізована система теплопостачання, дуже популярна до певного часу в нашій країні, втрачає свої позиції. У деяких районах економічно доцільно відмовитися від цієї системи на користь місцевих систем опалення, які мають у рази меншу довжину трубопроводів, що передбачають відсутність компаній-посередників і не мають втрат теплоти при грамотному проектуванні. Крім того місцеві системи опалення можна поєднувати або повністю замінювати енергосистемами на основі нетрадиційних джерел теплоти.

Відновлювані джерела енергії дозволяють черпати тепло буквально «з повітря», водночас подібні технологічні процеси не набули серійного поширення в нашій країні у зв'язку з вагомою капіталомісткістю на початковому етапі.

У цій роботі розглядається можливість організації опалення, гарячого водопостачання та вентиляції бригадного житлового будинку на базі нетрадиційної системи – вітроенергетичної установки.

Мета роботи: Розробка енергоефективної автономної системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання бригадного житлового будинку із використанням вітроенергетичної установки як альтернативного джерела енергії.

Об'єкт розробки: Одноповерховий бригадний житловий будинок для тимчасового або постійного проживання 10 робітників, площею $154 \times 123 = 18942 \text{ м}^2$. Район будівництва - будь-який в межах України.

Предмет розробки: Інженерні системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання з використанням поновлюваних джерел енергії, зокрема малої вітроелектростанції.

Методи розробки: Аналітичний метод: застосований при розрахунку нормативних значень опору теплопередачі огорожувальних конструкцій згідно з чинними ДБН, а також при визначенні тепловтрат будівлі через зовнішні огороження.

Метод математичного моделювання: використаний для розрахунку параметрів ВЕС.

Інженерний метод розрахунку ТОА: застосований для проєктування теплообмінника типу «труба в трубі».

Графоаналітичний метод: використаний при розробці аксонометричних схем системи опалення та принципової технологічної схеми теплопостачання з інтеграцією ВЕС.

Метод системного аналізу: дозволив обґрунтувати вибір комбінованої системи енергозабезпечення (ВЕС + резервне джерело) для підвищення надійності теплопостачання.

Одержані результати:

Розроблена система опалення та ГВП із комбінованим живленням від ВЕС та резервного джерела.

Розраховано необхідну потужність вітроустановки ($\approx 21,3$ кВт).

Обґрунтовано тип та габарити вітроколеса ($D \approx 26,8$ м, 2 лопаті).

Визначено необхідний повітрообмін.

Проведено теплотехнічну перевірку конструкцій будівлі на відповідність ДБН щодо енергозбереження.

Спроектовано схему теплообмінника для забезпечення ГВП.

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання

Система теплопостачання розробляється для бригадного житлового будинку, призначеного для тимчасового або постійного проживання десяти працівників сільськогосподарських підприємств та працівників залізничної галузі у сільській місцевості.

Проект спрямований на створення комфортних умов проживання, праці та відпочинку персоналу, зокрема механізаторів, тваринників, ремонтного персоналу, працівників колійного господарства, сезонних робітників та інших категорій персоналу. Під час проектування враховано сучасні вимоги до комфортності внутрішнього середовища, енергоефективності, надійності та техніко-економічної ефективності інженерних систем будівлі.

Будівля запроєктована як одноповерхова споруда збірно-щитового або каркасного типу, адаптована до умов сільської забудови та особливостей експлуатації у віддалених районах.

Планувальні рішення будівлі передбачають розміщення таких функціональних приміщень:

- житлові кімнати;
- залу на 70 місць;
- санітарно-побутові приміщення;
- технічне приміщення для розміщення інженерного обладнання;
- кухню;
- кімнати бригади;
- диспетчерське приміщення;
- вітальню;
- приймальню фельдшера;
- топкову.

Архітектурно-планувальні рішення прийнято з урахуванням вимог ергономіки, нормативної інсоляції приміщень, функціональності та зручності подальшої експлуатації.

У конструкціях будівлі передбачено використання сучасних енергоефективних матеріалів та теплоізоляційних рішень, що забезпечують відповідність вимогам ДБН В.2.6-31:2021 щодо теплотехнічних характеристик огорожувальних конструкцій.

Особливістю проєкту є застосування комбінованої системи теплопостачання з використанням відновлюваних джерел енергії. Для систем опалення та гарячого водопостачання передбачається можливість інтеграції малої вітроелектричної установки з накопичувальним електричним водонагрівачем та електричним котлом.

Електрична енергія, вироблена вітроелектричною установкою у періоди достатньої швидкості вітру, використовується для живлення систем теплопостачання. Надлишкова електроенергія спрямовується на роботу електричного котла, що забезпечує часткове або повне покриття теплового навантаження будівлі та дозволяє зменшити залежність від зовнішніх енергетичних ресурсів.

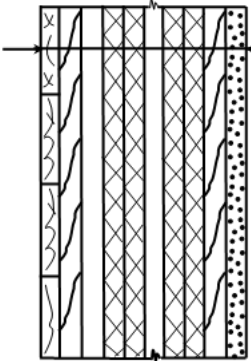
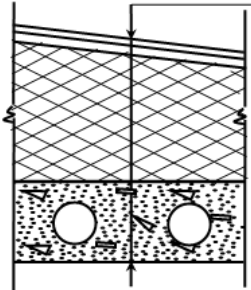
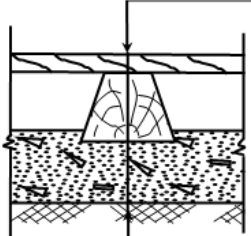
Для підвищення стабільності функціонування системи передбачено використання акумуляторного блоку, який забезпечує накопичення електричної енергії та компенсує добові коливання потужності вітроелектричної установки.

Застосування зазначених технічних рішень дозволяє зменшити споживання традиційних енергоресурсів, підвищити енергоефективність будівлі та забезпечити використання екологічно безпечних і відновлюваних джерел енергії.

1.2. Характеристика будівлі та розрахункові параметри у приміщеннях

Основні розміри будівлі: $a = 154$ м; $b = 123$ м;

Вікна з подвійним склінням	$a = 1,69$ м
	$h = 1,75$ м
Двері дерев'яні однопільні	$a = 0,75$ м
	$h = 2,15$ мм
	$\delta = 40$ мм

Зовнішні стіни:		Стругані дошки	$\delta = 17 \text{ мм}$
		Будівельний папір	$\delta = 3 \text{ мм}$
		Зовнішні дошки	$\delta = 15 \text{ мм}$
		Повітряний шар	$\delta = 14 \text{ мм}$
		Два шари ДСП	$\delta = 30 \text{ мм}$
		Повітряний шар	$\delta = 14 \text{ мм}$
		Два шари ДСП	$\delta = 30 \text{ мм}$
		Внутрішні дошки	$\delta = 15 \text{ мм}$
		Суха штукатурка	$\delta = 14 \text{ мм}$
Безгорищна конструкція		Три шари руберойду на бітумній мастиці	$\delta = 5 \text{ мм}$
		Пінобетон	$\delta = 200 \text{ мм}$
		Пароізоляція з двох шарів руберойду	$\delta = 1,5 \text{ мм}$
		Панель залізобетонна пустотіла	$\delta = 200 \text{ мм}$
Підлоги		Дошки	$\delta = 37 \text{ мм}$
		Промазування бітумом	$\delta = 2 \text{ мм}$
		Лага	$\delta = 50 \text{ мм}$
		Бетон В 7,5	$\delta = 100 \text{ мм}$
		Грунт	-

Під час розроблення системи теплопостачання та опалення прийнято такі вихідні дані для проектування об'єкта.

Район будівництва приймається в межах території України. Для забезпечення надійності та універсальності проектного рішення розрахунки виконуються для найбільш несприятливих кліматичних умов, характерних для території України.

Відповідно до кліматичних даних ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 приймаються такі розрахункові параметри зовнішнього повітря:

– температура зовнішнього повітря найбільш холодної п'ятиденки із забезпеченістю 0,92:

$$t_3 = -31^{\circ}\text{C}$$

Дане значення відповідає найбільш суворим кліматичним умовам на території України та приймається для забезпечення працездатності системи в екстремальних умовах експлуатації;

– середня температура опалювального періоду при середньодобовій температурі зовнішнього повітря не вище 8°C :

$$t_{\text{оп}} = -3,9^{\circ}\text{C}$$

– тривалість опалювального періоду:

$$Z_{\text{оп}} = 222 \text{ доби}$$

Орієнтація головного фасаду будівлі приймається у південному напрямку, що сприяє покращенню умов природної інсоляції та дозволяє частково зменшити витрати теплової енергії за рахунок сонячних теплонадходжень.

Для будівлі приймається центральна водяна двотрубна система опалення з верхнім розведенням трубопроводів.

Розрахунковий температурний графік системи:

$$t_1 = 85^{\circ}\text{C}$$

$$t_2 = 65^{\circ}\text{C}$$

Система передбачається з можливістю використання насосної або безнасосної циркуляції теплоносія залежно від прийнятого варіанта технічної реалізації.

Як опалювальні прилади приймаються регістри з гладких труб діаметром:

$$d = 140 \text{ мм}$$

Конструкція регістра передбачає:

– кількість труб:

$$Z = 3$$

– довжину труб:

$$l = 2 \text{ м}$$

Вибір реєстрів із гладких труб обумовлений простотою конструкції, високою механічною міцністю, значною площею тепловіддачі та можливістю застосування в умовах виробничих і громадських будівель.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1. Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики

Одним із важливих етапів теплотехнічного розрахунку будівлі є визначення нормативних значень опору теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій. Виконання зазначених вимог забезпечує дотримання нормативних показників енергоефективності будівлі, зниження теплових втрат та створення комфортних умов внутрішнього мікроклімату.

Відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2021 для будівель встановлюються основні показники теплового захисту:

- нормативний наведений опір теплопередачі окремих елементів огорожувальних конструкцій;
- санітарно-гігієнічний показник, який враховує допустимий перепад температур між внутрішнім повітрям приміщення та температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, а також забезпечення температури внутрішньої поверхні вище температури точки роси.

Наведений опір теплопередачі огорожувальних конструкцій R_0 , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, повинен бути не меншим за нормативне значення $R_{q,\text{min}}$, яке визначається залежно від кліматичних умов району будівництва.

Нормативні значення опору теплопередачі визначаються на основі показника градусо-днів опалювального періоду, який характеризує кліматичні умови району будівництва та інтенсивність використання системи опалення.

Градусо-добы опалювального періоду визначаються за залежністю:

$$D_d = (t_{\text{в}} - t_{\text{оп}}) \cdot Z_{\text{оп}}, ^\circ\text{C} \cdot \text{добу}, \quad (2.1)$$

де $t_{\text{в}}$ - розрахункова середня температура внутрішнього повітря будівлі, $^\circ\text{C}$;
прийmemo $t_{\text{в}} = 20 ^\circ\text{C}$;

$t_{\text{оп}}$, $Z_{\text{оп}}$ - середня температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$, і тривалість опалювального періоду, що приймаються по [5] для найгірших умов України;

$$t_{\text{оп}} = -3,9 \text{ }^{\circ}\text{C}, Z_{\text{оп}} = 222 \text{ діб. [8]}$$

Отримане значення використовується для визначення нормативних теплотехнічних характеристик зовнішніх огорожувальних конструкцій будівлі.

Таким чином, за формулою [Ошибка! Источник ссылки не найден.](#):

$$D_d = (20 - (-3,9)) \cdot 222 = 5306 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot \text{доб.}$$

Відповідно до примітки до [4], для побутових будівель справедлива формула:

$$R_{req} = a \cdot D_d + b, \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}, \quad (2.2)$$

з такими коефіцієнтами:

для стін: $a = 0,0003, b = 1,2$;

для покриттів: $a = 0,0004, b = 1,6$;

для вікон: $a = 0,00005, b = 0,2$.

Таким чином, для зовнішніх стін нормоване значення опору теплопередачі дорівнює:

$$R_{req}^w = 0,0003 \cdot 5306 + 1,2 = 2,79 \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)/ Вт};$$

для покриттів:

$$R_{req}^c = 0,0004 \cdot 5306 + 1,6 = 3,72 \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)/ Вт};$$

для вікон:

$$R_{req}^f = 0,00005 \cdot 5306 + 0,2 = 0,47 \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)/ Вт};$$

для дверей (відповідно [8]):

$$R_{req}^{ed} = 0,6 \cdot R_{req}^w = 0,6 \cdot 2,79 = 1,67 \text{ (м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)/ Вт}$$

Під час виконання теплотехнічного розрахунку зовнішніх огорожувальних конструкцій необхідно визначити умови їх експлуатації, оскільки від цього залежать розрахункові значення теплофізичних характеристик будівельних матеріалів.

Відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2021 для бригадного житлового будинку відносна вологість внутрішнього повітря не повинна перевищувати 60 %.

Згідно з класифікацією режимів експлуатації приміщень, за такого рівня відносної вологості для даної будівлі приймається сухий режим експлуатації приміщень.

З урахуванням кліматичних умов району будівництва та прийнятого режиму вологості відповідно до нормативних таблиць для зовнішніх огорожувальних конструкцій приймаються умови експлуатації «А».

Прийняті умови експлуатації використовуються при виборі коефіцієнтів теплопровідності матеріалів, оскільки теплофізичні характеристики будівельних матеріалів можуть змінюватися залежно від умов зволоження та режиму експлуатації.

Визначення наведеного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій

Відповідно до вимог нормативних документів, опір теплопередачі огорожувальної конструкції визначається як сума термічних опорів окремих шарів конструкції з урахуванням опору тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхонь.

Розрахунок виконується за залежністю:

де $\alpha_{\text{в}}$ - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій, що приймається за табл. 4 [4], Вт/(м²·°C);

$\alpha_{\text{н}}$ - коефіцієнт тепловіддачі (для зимових умов) зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції, що приймається за табл. 6 [4], Вт/(м²·°C);

$R_{\text{к}}$ - термічний опір огорожувальної конструкції, м²·°C/Вт, що

В

И

З

Н

Отримане значення порівнюється з нормативним опором теплопередачі та використовується для оцінки відповідності конструкції вимогам енергоефективності.

Термічний опір R_k , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, шару багат шарової огорожувальної конструкції з послідовно розташованими однорідними шарами, а також однорідної (одношарової) огорожувальної конструкції слід визначати за формулою:

де δ_i - товщина i -го шару, м;

λ_i - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -го шару, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Наведемо значення опору теплопередачі зовнішніх стін

Коефіцієнти теплопровідності та товщина елементів, що входять до конструкції зовнішніх стін:

стругані дошки	$\lambda_1^w = 0,14 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}); \delta_1^w = 0,017 \text{ м};$
будівельний папір	$\lambda_2^w = 0,21 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}); \delta_2^w = 0,003 \text{ м};$
зовнішні дошки	$\lambda_3^w = 0,14 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}); \delta_3^w = 0,015 \text{ м};$
повітряний шар	$R_4^w = 0,15 (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}; \delta_4^w = 0,014 \text{ м};$
два шари ДСП	$\lambda_5^w = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}); \delta_5^w = 0,03 \text{ м};$
повітряний шар	$R_6^w = 0,15 (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}; \delta_6^w = 0,014 \text{ м};$
два шари ДСП	$\lambda_7^w = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}); \delta_7^w = 0,03 \text{ м};$
внутрішні дошки	$\lambda_8^w = 0,14 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}); \delta_8^w = 0,015 \text{ м};$
суха штукатурка	$\lambda_9^w = 0,76 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}); \delta_9^w = 0,014 \text{ м};$
для стін:	

$$\alpha_B^w = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\alpha_H^w = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$R_0^w = \frac{1}{8,7} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{23} = 1,09 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт},$$

Для оцінки теплотехнічних характеристик підлоги необхідно визначити наведений опір теплопередачі конструкції з урахуванням її конструктивних особливостей та можливої теплотехнічної неоднорідності.

У випадку багатошарових або конструктивно неоднорідних огорожувальних конструкцій розрахунок виконується із застосуванням методики визначення наведеного термічного опору неоднорідних конструкцій.

Неоднорідними вважаються конструкції, які містять ділянки з різними теплофізичними властивостями матеріалів, наприклад несучі елементи, включення з матеріалів іншої теплопровідності, конструктивні перемички або окремі зони з різною будовою.

Для визначення наведеного термічного опору конструкцію або її окрему частину умовно поділяють площинами, паралельними напрямку теплового потоку, на окремі ділянки.

Отримані ділянки можуть бути:

- однорідними — виконаними з одного матеріалу;
- неоднорідними — такими, що складаються з декількох шарів або матеріалів із різними теплофізичними характеристиками.

Наведений термічний опір неоднорідної огорожувальної конструкції визначається за залежністю:

де $F_1, F_2, \dots, F_n$ і $R_1, R_2, \dots, R_n$ — відповідно площі, м², і термічні опори, (м²·°C)/Вт, окремих ділянок конструкції.

Для визначення теплотехнічних характеристик неоднорідної огорожувальної конструкції також застосовується метод умовного поділу конструкції площинами, перпендикулярними напрямку теплового потоку.

При цьому огорожувальну конструкцію умовно розділяють на окремі шари, серед яких можуть бути:

– однорідні шари — виконані з одного матеріалу та такі, що мають однакові теплофізичні характеристики по всій площі;

– неоднорідні шари — утворені окремими ділянками з різних матеріалів, які відрізняються теплофізичними властивостями.

Такий підхід дозволяє враховувати конструктивні особливості багатошарових огорожувальних конструкцій і більш точно оцінювати їх теплотехнічні параметри.

У цьому випадку загальний термічний опір огорожувальної конструкції визначається як сума термічних опорів окремих однорідних та неоднорідних шарів:

Наведений термічний опір огорожувальної конструкції слід визначати за такою формулою:

Для виконання розрахунку приймаємо крок між лагами підлоги рівним 1,0 м, а ширину лаги — 150 мм. З урахуванням конструктивної схеми підлоги на лагах та наявності теплотехнічної неоднорідності розрахунок наведеного опору теплопередачі виконується за методикою умовного поділу конструкції на окремі ділянки та шари.

Для визначення наведеного значення опору теплопередачі підлоги на лагах конструкцію умовно поділяємо на дві характерні ділянки:

– ділянка по шару утеплювача між лагами;
– ділянка по дерев'яній лазі.

У розрахунковій моделі приймається три основні шари конструкції підлоги, що дозволяє врахувати вплив різних матеріалів та теплотехнічну неоднорідність, зумовлену наявністю дерев'яних лаг.

Теплофізичні характеристики матеріалів, зокрема коефіцієнти теплопровідності та товщини елементів, що входять до складу конструкції підлоги, приймаються відповідно до довідкових даних [15].

дошки	$\lambda_1^f = 0,14 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_1^f = 0,037 \text{ м};$
бітум	$\lambda_2^f = 0,17 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_2^f = 0,002 \text{ м};$
лага	$\lambda_3^f = 0,14 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_3^f = 0,05 \text{ м};$
бетон У 7,5	$\lambda_4^f = 1,74 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_4^f = 0,1 \text{ м};$
повітряний прошарок (друга ділянка)	$R_5^f = 0,22 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$

Розділимо конструктивний елемент площинами, паралельними до напрямку теплового потоку.

Площі ділянки I, ділянки II відповідно становлять:

$$F_{к.а.I} = 0,85 \text{ м}^2$$

$$F_{к.а.II} = 0,15 \text{ м}^2$$

Визначимо опір теплопередачі ділянки I:

$$R_{к.а.I} = \frac{0,037}{0,14} + \frac{0,002}{0,17} + \frac{0,05}{0,14} + \frac{0,1}{1,74} = 0,69 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

Визначимо опір теплопередачі ділянки II:

$$R_{к.а.II} = \frac{0,037}{0,14} + 0,22 + \frac{0,1}{1,74} = 0,54 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

В

и

з

$$R_{к.а} = \frac{0,85+0,15}{\frac{0,85}{0,69} + \frac{0,15}{0,54}} = 0,66 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

н

а

ч

и

м

о

Розділимо конструктивний елемент площинами, перпендикулярними до напрямку теплового потоку.

Визначимо опір теплопередачі шару 1:

з

н

$$R_{к.б.1} = \frac{0,037}{0,14} = 0,26 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

В

И

з

Н

а

ч

И

М

о

$$R_{к.б.2} = \frac{0,85 + 0,15}{\frac{0,85}{0,22} + \frac{0,15}{\frac{0,002}{0,17} + \frac{0,05}{0,14}}} = 0,23 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Визначимо опір теплопередачі шару 3:

$$R_{к.б.3} = \frac{0,1}{1,74} = 0,057 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

о В

И

в

р

а

н

и

$$R_{к.б} = 0,26 + 0,23 + 0,057 = 0,55 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Н

$$R_{к}^f = \frac{0,66 + 2 \cdot 0,55}{3} = 0,59 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

д

в

н

н

й

р

н

д

р

н

й

ч

н

Р_{к.б.} (м²·°C)/Вт. для підлоги на лагах за формулою (2.4):

- відлік зон по стіні здійснюється від рівня поверхні землі;
- за відсутності заглиблених стін зоною I приймається найближча до зовнішньої стіни смуга підлоги;

- наступні смуги формують зони II та III;
- інша частина площі підлоги відноситься до IV зони.

Такий підхід дозволяє врахувати нерівномірність тепловтрат через підлогу, оскільки найбільш інтенсивний теплообмін із ґрунтом відбувається поблизу зовнішніх огорожувальних конструкцій.

Для кожної із зон неутепленої підлоги нормативними документами встановлюються відповідні значення опору теплопередачі, які приймаються згідно з довідковими даними [15].

Подальший розрахунок наведеного термічного опору підлоги виконується з урахуванням отриманого зонування та теплотехнічних характеристик конструкції.

$$R_{н.п.I} = 2,1 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт;}$$

$$R_{н.п.II} = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт;}$$

$$R_{н.п.III} = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт;}$$

$$R_{н.п.IV} = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт.}$$

Наведений термічний опір підлоги на лагах по кожній зоні визначається за такою формулою:

де $R_{0,i}^f$ - наведений термічний опір підлоги на лагах i-ї зони, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$;

$R_{н.п.i}$ - опір теплопередачі неутепленої підлоги i-ої зони, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$;

R_k^f - наведений термічний опір конструкції підлоги на лагах, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}$.

П

i Для зони I:

$$R_{0.1}^f = 1,18 \cdot (2,1 + 0,59) = 3,17 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт;}$$

с для зони II:

$$R_{0.2}^f = 1,18 \cdot (4,3 + 0,59) = 5,77 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт;}$$

а

в

и

для зони III:

$$R_{0,3}^f = 1,18 \cdot (8,6 + 0,59) = 10,84 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/ Вт};$$

для зони IV:

$$R_{0,4}^f = 1,18 \cdot (14,2 + 0,59) = 17,46 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/ Вт}.$$

Середній наведений термічний опір підлоги на лагах (всіх зон відповідно до площі, яку займає кожна зона) визначається за формулою:

де $F_I, F_{II}, F_{III}, F_{IV}$, - площі відповідних зон, м²; виходячи з плану будівлі:

$$F_I = 108,0 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = 55,0 \text{ м}^2;$$

$$F_{III} = 18,6 \text{ м}^2;$$

$$F_{IV} = 0 \text{ м}^2.$$

В

и

з

$$R_0^f = \frac{108,0 \cdot 3,17 + 55,0 \cdot 5,77 + 18,6 \cdot 10,84 + 0 \cdot 17,46}{108,0 + 55,0 + 18,6 + 0} = 4,74 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/ Вт},$$

н

а

Розрахуємо наведене значення опору теплопередачі покрівлі.

ч

и

конструкції покрівлі:

м

руберойд

$$\lambda_1^c = 0,17 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_1^c = 0,005 \text{ м};$$

о

пінобетон

$$\lambda_2^c = 0,067 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_2^c = 0,20 \text{ м};$$

руберойд

$$\lambda_3^c = 0,17 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_3^c = 0,0015 \text{ м};$$

с

залізобетон

$$\lambda_4^c = 1,92 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_4^c = 0,20 \text{ м}.$$

е

Для покрівлі:

р

$$\alpha_B^c = 8,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

е

$$\alpha_H^c = 23 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

д

н

і

й

, отримаємо:

$$R_0^c = \frac{1}{8,7} + \frac{0,005}{0,17} + \frac{0,2}{0,067} + \frac{0,0015}{0,17} + \frac{0,2}{1,92} + \frac{1}{23} = 3,29 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт},$$

Розрахуємо наведене значення опору теплопередачі вікон.

Для вікон з подвійним склінням по [4] наведений опір теплопередачі дорівнює:

$$R_0^F = 0,44 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/ Вт}.$$

Розрахуємо наведене значення опору теплопередачі зовнішніх дверей

Коефіцієнти теплопровідності та товщина елементів, що входять до конструкції зовнішніх дверей:

Сосна та ялина поперек волокон $\lambda_1^{ed} = 0,14 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$; $\delta_1^{ed} = 0,4 \text{ м}$;

для дверей:

$$\alpha_B^{ed} = 8,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$\alpha_H^{ed} = 23 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Т

о

д

і

$$R_0^{ed} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,40}{0,14} + \frac{1}{23} = 3,02 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/ Вт},$$

,

Одним із важливих етапів теплотехнічного розрахунку є перевірка умов недопущення надмірного охолодження внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій та запобігання утворенню конденсату.

о

Недостатня температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції є може призводити до погіршення санітарно-гігієнічних умов у приміщенні, появи зон температурного дискомфорту, підвищення вологості, утворення конденсату та розвитку біологічних уражень конструкцій.

а

Відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2021 розрахунковий температурний перепад між температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої

ш

и

поверхні огорожувальної конструкції не повинен перевищувати встановлених нормативних значень.

Розрахунковий температурний перепад визначається за залежністю:

де n - коефіцієнт, що враховує залежність положення огорожувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря;

t_{int} - розрахункова температура внутрішнього повітря, $t_{int} = 20^\circ \text{C}$;

t_{ext} - Розрахункова температура зовнішнього повітря, $t_{ext} = -31^\circ \text{C}$;

R_0 - наведений опір теплопередачі конкретної огорожувальної конструкції, $(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) / \text{Вт}$;

Отримане значення порівнюється з нормативним показником. Умова виконується, якщо фактичний температурний перепад не перевищує допустимого значення.

Додатково виконується перевірка відсутності конденсації водяної пари на внутрішній поверхні конструкції. Для цього температура внутрішньої поверхні повинна бути вищою за температуру точки роси внутрішнього повітря:

$$t_{\text{в}} > t_{\text{р}}$$

— де:

$t_{\text{р}}$ — температура точки роси внутрішнього повітря, $^\circ\text{C}$.

Виконання зазначених умов забезпечує дотримання санітарно-гігієнічних вимог, підвищує довговічність огорожувальних конструкцій та запобігає виникненню експлуатаційних дефектів.

Крім вимоги щодо обмеження температурного перепаду між температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, необхідно забезпечити виконання умови запобігання конденсації водяної пари на внутрішніх поверхнях конструкцій.

,

Відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2021 температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції (за винятком вертикальних світлопрозорих конструкцій) при розрахункових умовах холодного періоду року повинна бути не нижчою за температуру точки роси внутрішнього повітря.

Виконання цієї умови дозволяє запобігти утворенню конденсату на поверхнях конструкцій, зменшує ризик зволоження матеріалів, появи плісняви та розвитку біологічних уражень, а також сприяє підвищенню довговічності будівельних конструкцій.

Для світлопрозорих огорожувальних конструкцій встановлюються окремі нормативні вимоги. Температура внутрішньої поверхні елементів скління вікон у громадських та житлових будівлях повинна бути не нижчою за:

$$t_{в} \geq +3^{\circ}\text{C}$$

Для громадських, адміністративних та побутових будівель нормативними документами встановлюються допустимі значення температурного перепаду між температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій.

Для зовнішніх стін нормований температурний перепад приймається відповідно до вимог нормативних документів [4] та використовується при перевірці санітарно-гігієнічних умов експлуатації будівлі.

За довідковими даними температура точки роси внутрішнього повітря при заданих параметрах мікроклімату приміщення становить:

$$t_p = +4^{\circ}\text{C}$$

Оскільки розрахункова температура внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій перевищує температуру точки роси, умова недопущення конденсації вологи на внутрішній поверхні виконується. Отже, даний фактор не є визначальним при подальшому розрахунку опору теплопередачі.

Для перевірки санітарно-гігієнічних умов експлуатації перетворимо формулу (2.10) та визначимо мінімально необхідний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій, виходячи з умови обмеження температурного перепаду між

температурою внутрішнього повітря та температурою внутрішньої поверхні конструкції.

Необхідний опір теплопередачі визначається за залежністю:

Для зовнішніх стін:

$$R_{req.2}^w = \frac{1 \cdot (20 - (-31))}{4,5 \cdot 8,7} = 1,30 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт};$$

для покриттів та горищних перекриттів:

$$R_{req.2}^c = \frac{1 \cdot (20 - (-31))}{4 \cdot 8,7} = 1,47 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт};$$

для вікон:

$$R_{req.2}^F = \frac{1 \cdot (20 - (-31))}{17 \cdot 8,7} = 0,34 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт}.$$

Звіряємо параметри огорожувальних конструкцій будівлі. Зведемо до таблиці 2.1 додатку А значення, отримані у попередніх розділах.

Як видно з таблиці 2.1, зовнішні стіни, покриття та вікна не відповідають умовам енергоефективності.

Включимо до конструкції зовнішніх стін додатково мат мінераловатний з параметрами:

$$\lambda_{\text{дод}}^w = 0,064 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \delta_{\text{дод}}^w = 0,12 \text{ м}.$$

Тоді уточнене наведене значення опору теплопередачі стін становитиме:

$$R_0^w = 1,09 + \frac{0,12}{0,064} = 2,97 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C) / Вт},$$

що відповідає умовам енергоефективності.

Включимо до конструкції покрівлі додатково мат мінераловатний з параметрами:

$$\lambda_{\text{дод}}^c = 0,064 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С}); \delta_{\text{дод}}^c = 0,1 \text{ м.}$$

Тоді уточнене наведене значення опору теплопередачі покрівлі складе:

$$R_0^c = 3,29 + \frac{0,1}{0,064} = 4,85 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}/ \text{Вт},$$

що відповідає умовам енергоефективності.

Як скління приймемо двокамерний склопакет зі звичайного скла. Його опір теплопередачі становить:

$$R_0^F = 0,56 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}/ \text{Вт},$$

що відповідає умовам енергоефективності.

2.2. Розрахунок тепловтрат будинку

Основні та додаткові тепловтрати будівлі визначаються з метою встановлення розрахункового теплового навантаження на систему опалення та подальшого підбору опалювальних приладів і теплогенерувального обладнання.

Відповідно до методики [15], сумарні втрати теплоти через огорожувальні конструкції визначаються шляхом підсумовування тепловтрат через окремі елементи зовнішньої оболонки будівлі: зовнішні стіни, вікна, двері, покриття, перекриття та підлогу.

Розрахунок основних і додаткових тепловтрат виконується за залежністю:

де A_i - розрахункова площа i -ї огорожувальної конструкції, м^2 ;

R_0 - опір теплопередачі огорожувальної конструкції, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}/ \text{Вт}$;

$t_{\text{в}}$ - розрахункова температура внутрішнього повітря, $^\circ\text{С}$. Приймемо для приміщень комфортну температуру $t_{\text{int}} = 20 \text{ } ^\circ\text{С}$;

t_3 - розрахункова температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{С}$;

β - додаткові втрати теплоти в частках від основних втрат;

n - коефіцієнт, що приймається залежно від положення зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря.

Отримані значення тепловтрат використовуються для визначення необхідної теплової потужності системи опалення будівлі.

Під час розрахунку тепловтрат будівлі, крім основних втрат теплоти через огорожувальні конструкції, необхідно враховувати додаткові тепловтрати, які залежать від орієнтації будівлі, конструктивних особливостей приміщень та умов експлуатації.

Відповідно до вимог [15] додаткові втрати теплоти через огорожувальні конструкції приймаються з урахуванням таких поправочних коефіцієнтів:

– для зовнішніх вертикальних і похилих стін, дверей та вікон, орієнтованих на північ, схід, північний схід та північний захід, додаткові втрати приймаються у розмірі:

$$\beta=0,1$$

– для конструкцій, орієнтованих на південний схід та захід, значення коефіцієнта становить:

$$\beta=0,05$$

Для кутових приміщень додатково враховується збільшення тепловтрат у розмірі:

$$\beta=0,05$$

на кожен зовнішній стіну, двері та вікно.

Через зовнішні двері, які не обладнані повітряно-тепловими завісами, додаткові тепловтрати враховуються залежно від висоти будівлі. Для одинарних дверей додатковий коефіцієнт визначається за залежністю:

$$\beta=0.22H$$

де:

H — висота від середньої планувальної позначки поверхні землі до верхньої точки будівлі, м.

Для спрощення подальших обчислень результати розрахунку тепловтрат через огорожувальні конструкції за формулою (2.11) зведені до таблиці 2.2 Додатку А.

Визначення необхідного опору повітропроникненню огорожувальних конструкцій.

Одним із важливих показників енергоефективності будівлі є опір повітропроникненню огорожувальних конструкцій, який характеризує здатність конструкцій обмежувати неконтрольований рух зовнішнього повітря через нещільності та стики.

Недостатній опір повітропроникненню призводить до збільшення інфільтрації холодного повітря, підвищення тепловтрат та погіршення параметрів внутрішнього мікроклімату.

Необхідний опір повітропроникненню зовнішніх огорожувальних конструкцій визначається відповідно до вимог [15]. Для зовнішніх стін розрахунок виконується за відповідною нормативною залежністю:

для дверей та воріт:

для вікон (при $\Delta p = 10 \text{ Па}$)

де Δp - різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях огорожувальних конструкцій, Па;

Δp_0 - різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях світлопрозорих огорожувальних конструкцій, при якій визначається опір повітропроникненню, $\Delta p_0 = 10 \text{ Па}$;

$G_{n.w}, G_{n.ed}, G_{n.F}$ - нормована повітропроникність огорожувальних конструкцій, що приймається рівною:

$$G_{n.w} = 0,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год});$$

$$G_{n.ed} = 7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год});$$

$$G_{n.F} = 6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год});$$

Різницю тиску повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях огорожувальних конструкцій, визначимо за формулою:

де H - висота будівлі, м, $H = 4,5$ м;

$\gamma_{ext}, \gamma_{int}$ - питома вага відповідно зовнішнього та внутрішнього повітря, Н/м³;

v - максимальна із середніх швидкостей вітру по румбах за січень, м/с;

прийнемо $v = 2$ м/с.

Питома вага повітря визначається за емпіричною формулою:

де t – розрахункова температура повітря, °С.

В

и

з

$$\gamma_{ext} = 3463 / (273 + (-31)) = 14,31 \text{ Н/м}^3;$$

н

а

визначимо питому вагу внутрішнього повітря:

ч

и

$$\gamma_{int} = 3463 / (273 + (20)) = 11,82 \text{ Н/м}^3.$$

м

о

Визначимо різницю тиску повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях

є

п

и

т

ф

$$\Delta p = 0,55 \cdot 4,5 \cdot (14,31 - 11,82) + 0,03 \cdot 14,31 \cdot 2^2 = 7,88 \text{ Па.}$$

Т

о

д

і

для дверей та воріт:

$$R_{inf.req}^w = \frac{7,88}{0,5} = 15,76 \text{ м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Па/кг},$$

з

а

$$R_{inf.req}^{ed} = \frac{7,88^{1/2}}{7} = 0,40 \text{ м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Па/кг},$$

ф

для вікон (при): $\Delta p_0 = 10 \text{ Па}$

о

р

$$R_{inf.req}^F = \frac{(7,88/10)^{2/3}}{6} = 0,14 \text{ м}^2 \cdot \text{год/кг},$$

м

Проведемо розрахунок теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що

інфільтрується, через огорожувальні конструкції

л

Відповідно до [15], витрата теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрується,

слід визначати за формулою:

м

и

де G_i - витрата повітря, що інфільтрується, кг/год;

Р

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

Е

t_{int} - розрахункова температура внутрішнього повітря, $^\circ\text{C}$;

Ф

t_{ext} - Розрахункова температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$;

k_i - коефіцієнт обліку впливу зустрічного теплового потоку, що приймається

рівним $k_i = 1$.

Р

Відповідно до [15], витрата повітря, що інфільтрується, в приміщення через

нещільності зовнішніх огорож слід визначати за формулою:

з

5

1

0

де A_i^F, A_i^{ed} - площа відповідно i -ї світлопрозорої конструкції і i -ї двері або секції воріт, m^2 ;

Δp - різниця тисків повітря на зовнішній та внутрішній поверхнях огорожувальних конструкцій, Па; для простоти розрахунків приймемо, що кожна конструкція, що розглядається, знаходиться на позначці першого поверху, отже,

п
 $R_{inf.o}^F, R_{inf.o}^{ed}$ - фактичний опір повітропроникненню відповідно i -ї

и
 $R_{inf.o}^F, R_{inf.o}^{ed}$ - фактичний опір повітропроникненню відповідно i -ї

ѳ

м

ё

м Для дотримання умов енергетичної ефективності приймемо фактичний опір повітропроникненню конструкцій рівним необхідному:

о

$$R_{inf.o}^F = R_{inf.req}^F$$

и

$$R_{inf.o}^{ed} = R_{inf.req}^{ed}$$

ѳ

о Для зручності розрахунків огорожувальних конструкцій на інфільтрацію за

ѳ

ѳ

ѳ Проведемо розрахунок побутових теплонадходжень.

м Відповідно до [15], побутові тепловиділення враховуються за розрахунковою кількістю людей з розрахунком

и

$$q_{int}^{hum} = 90 \text{ Вт/чол};$$

и

та за настановною потужністю освітлення.

м

и Приймемо число людей, що постійно присутні в будівлі, рівним $N^{hum} = 8$;

ѳ

а настановну потужність освітлення $N^{lig} = 1200 \text{ Вт}$.

і

Таким чином, сумарні теплонадходження становитимуть:

и

и

и

$$Q_{int} = 8 \cdot 90 + 1200 = 1920 \text{ Вт.}$$

Визначимо сумарне навантаження системи опалення.

Підсумувавши попередні розділи, визначимо сумарні втрати тепла будівлею за формулою:

$$Q_{\Sigma} = 1,2 \cdot (Q_T + Q_{inf} - Q_{int})$$

SEQ Формула * ARABIC 17)

де Q_T, Q_{inf}, Q_{int} , - значення, отримані в попередніх розділах;
1,2 – коефіцієнт запасу потужності.

$$Q_{\Sigma} = 1,2 \cdot (11457 + 3059 - 1920) = 15115 \text{ Вт.}$$

Відповідно до додатку 8 [15], необхідне сумарне навантаження на систему опалення визначається за формулою:

$$Q_{he} = \left(\sum_{i=1}^n Q_{pi} \cdot \beta_{pi} + Q_T \right) \cdot \zeta$$

SEQ Формула * ARABIC 18)

де $Q_{\Sigma 1}$ - частина розрахункових втрат теплоти, Вт, що відшкодовуються опалювальними приладами;

$\beta_{\text{пр.1}}$ - коефіцієнт обліку додаткового теплового потоку за рахунок округлення понад розрахункову величину; приймемо $\beta_{\text{пр.1}} = 1,08$;

$\beta_{\text{пр.2}}$ - Коефіцієнт обліку додаткових втрат теплоти опалювальними приладами, розташованими біля зовнішніх огорож, для регістра з гладких труб за таблицею 8.3 додатка 8 [15] прийом як для радіатора: $\beta_{\text{пр.2}} = 1,1$;

$Q_{\text{неоп}}$ — додаткові втрати теплоти при охолодженні теплоносія в магістралях, що подають і зворотних, що проходять в неопалюваних приміщеннях, Вт;

$0,9 \cdot Q_{\text{тр}}$ - частина розрахункових втрат теплоти, Вт, що відшкодовуються надходженням теплоти від трубопроводів, що проходять в опалюваних приміщеннях. При цьому відповідно до п. 3.46 [5] необхідно враховувати дев'яносто відсотків розрахункового теплового потоку від трубопроводів.

Неопалюваних приміщень у складі будівлі немає, отже:

$$Q_{\text{неоп}} = 0;$$

Тепловіддача відкрито прокладених у межах приміщень труб визначається за формулою:

де $q_{\text{тр.i}}$ - тепловіддача і-ї труби, Вт/м, визначається за таблицею П.22 [11];

$l_{\text{тр.i}}$ - довжина і-ї труби, м. с.

Ч

а

с

т

и де $Q_{\text{пр.req}}$ — необхідна потужність опалювальних приладів з урахуванням корисної тепловіддачі трубопроводів та додаткових коефіцієнтів.

а Для дотримання правил теплового балансу потрібне виконання умови:

в

и

$Q_{\text{пр}}$ $\leq$
.

SEQ Формула * ARABIC 21)

 $Q_{\text{пр}}$

де $Q_{\text{пр}}$ - фактична потужність одного приладу, Вт,

$N_{\text{пр}}$ - число опалювальних приладів.

2.3. Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи

Відповідно до технічного завдання для будівлі прийнято центральну водяну двотрубну систему опалення з верхнім розведенням трубопроводів.

З метою спрощення гідравлічного розрахунку та забезпечення більш рівномірного розподілу втрат тиску по окремих циркуляційних контурах приймається схема системи опалення з **попутним рухом теплоносія**.

Система з попутним рухом характеризується тим, що напрямок руху теплоносія у подавальному та зворотному трубопроводах є однаковим. При такій схемі досягається більш рівномірний розподіл гідравлічних втрат між окремими гілками системи, зменшується потреба у складному балансуванні та підвищується гідравлічна стійкість системи.

Відповідно до вимог параграфу 8.3 [11], під час виконання гідравлічного розрахунку систем водяного опалення з попутним рухом теплоносія розрахунок виконується не лише для основного циркуляційного кільця, а також для двох додаткових циркуляційних кілець, що проходять через:

- найближчий до джерела теплоти опалювальний прилад;
- найбільш віддалений опалювальний прилад.

Такий підхід дозволяє оцінити гідравлічний режим роботи різних ділянок системи, перевірити рівномірність розподілу теплоносія та забезпечити правильний підбір діаметрів трубопроводів і параметрів циркуляційного обладнання.

Результати подальшого гідравлічного розрахунку використовуються для визначення втрат тиску, підбору насосного обладнання та забезпечення ефективної роботи системи опалення.

2.4. Підбір і розрахунок нагрівальних приладів

Відповідно до розділу 1.3.2 [15], фактична теплопередача опалювального приладу визначається за такою формулою:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{н}} \cdot \varphi_{\text{к}} \quad \text{SEQ Формула * ARABIC 22}$$

де $Q_{\text{п}}$ – тепловий потік приладу, Вт;
 $Q_{\text{н}}$ – номінальний умовний тепловий потік приладу, Вт;
 $\varphi_{\text{к}}$ – комплексний коефіцієнт приведення до розрахункових умов, для теплоносія води визначається за формулою:

де $Q_{\text{н.у.}}$ – номінальний умовний тепловий потік приладу, Вт;

$\varphi_{\text{к}}$ – комплексний коефіцієнт приведення до розрахункових умов, для теплоносія води визначається за формулою:

де $\Delta t_{\text{ср}}$ – різниця середньої температури води в приладі та температури навколишнього повітря, °C;

$G_{\text{пр}}$ – Витрата води через прилад, кг/год;

b – коефіцієнт обліку атмосферного тиску; прийmemo $b = 1$;

Ψ - коефіцієнт обліку напрямку руху теплоносія води в приладі знизу-вгору;
прийmemo $\Psi = 1$;

n, p, c – експериментальні числові показники, що залежать від напрямку руху та витрати води через опалювальний прилад, реєстра з гладких труб при русі теплоносія зверху вниз становлять: $n= 0,32$; $p =0$; $c =1$;

70, 360 – відповідно, °C та кг/год, температура та витрата води через прилад при стендових випробуваннях (розрахункові умови першого типу).

Різниця середньої температури води в приладі та температури навколишнього повітря визначається за формулою:

де t_1 – температура теплоносія в трубопроводі, що подає, °C,

Δt_m – падіння температури до приладу, що розглядається, °C,

t_0 - температура теплоносія у зворотному трубопроводі, °C,

t_{int} - Розрахункова середня температура внутрішнього повітря будівлі, ° C;

Необхідна кількість рядів труб у реєстрі:

де $q_{н.у.}$ - номінальний умовний тепловий потік однієї труби реєстра, Вт;

$N_{тр}$ - число труб у реєстрі, відповідно до завдання, $N_{тр}= 3$;

$\beta_{пр.3}$ - коефіцієнт обліку числа секцій у приладі, прийmemo $\beta_{пр.3}= 1$;

$\beta_{пр.4}$ - коефіцієнт обліку способу установки реєстра. Прийmemo відкриту установку, $\beta_{пр.4}= 1,00$;

$l_{рег}$ - довжина реєстра, м, відповідно до завдання $l_{рег}= 2,0$ м;

Д

Л

я

з

р

Під час використання довідкових матеріалів та нормативної літератури попередніх років необхідно враховувати особливості подання теплотехнічних характеристик опалювальних приладів.

У застарілих джерелах номінальна теплова потужність опалювального приладу або окремої його секції часто подається у розмірності еквівалентного квадратного метра (екм).

Еквівалентний квадратний метр є умовною розрахунковою величиною, яка раніше широко використовувалася для порівняльної оцінки тепловіддачі опалювальних приладів різних типів та конструкцій.

За своєю фізичною суттю значення еквівалентного квадратного метра визначається як відношення теплової потужності опалювального приладу або окремої секції, отриманої за розрахункових умов другого типу, до умовно прийнятої стандартної величини площі еквівалентної поверхні нагріву:

$$F_{\text{екв}}$$

Використання даного параметра дозволяло уніфікувати результати розрахунків та спрощувало підбір опалювальних приладів за каталогами та нормативними матеріалами попередніх років.

У сучасній практиці проєктування переважно застосовується безпосереднє визначення теплової потужності опалювальних приладів у ватах (Вт), що забезпечує більш точне врахування фактичних умов експлуатації та параметрів теплоносія.

$$q_{\text{екв}} = 506 \text{ Вт};$$

При цьому розрахунковими умовами другого типу є:

Площа поверхні при випробуваннях приблизно складає $F_{\text{екв}} = 2 \text{ екм}$;

Різниця середньої температури теплоносія та навколишнього повітря

$$\Delta T_{\text{екм}} = 64,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Витрата теплоносія через прилад за розрахункових умов другого типу становить: $G_{\text{екм}} = 17,4 \text{ (кг/год)}/\text{екм} = 34,8 \text{ кг/год}$;

У довідковій літературі для одного метра гладкої труби діаметром сто п'ятдесят міліметрів при числі рядів труб понад дві [15]:

$$F_{\text{екв}} = 0,668 \text{ екв.}$$

Отже, теплопередача одного метра гладкої труби діаметром сто п'ятдесят міліметрів при числі рядів труб понад дві за розрахункових умов другого типу складе:

$$q'_{\text{н.у.}} = 0,668 \cdot 506 = 338 \text{ Вт,}$$

Наведемо теплопередачу одного метра труби змійовика до розрахункових

у

м

о

в

п П

є

д

ш

ф

$$q_{\text{н.у.}} = \frac{338}{\left(\frac{64,5}{70}\right)^{1+0,32} \cdot \left(\frac{34,8}{360}\right)^0 \cdot 1} = 377 \text{ Вт.}$$

а Під час визначення фактичної тепловіддачі опалювального приладу необхідно враховувати зниження температури теплоносія у подавальних трубопроводах на шляху від джерела теплоти до місця встановлення приладу.

м Втрати теплоти у трубопроводах призводять до зменшення температури теплоносія, що безпосередньо впливає на середній температурний напір опалювального приладу та, відповідно, на його фактичну тепловіддачу.

у Відповідно до рекомендацій розділу 9.4 [11], для теплоізованих подавальних магістралей середнє зниження температури теплоносія може бути прийняте рівним:

с

$$\Delta t_{\text{м}} = 1^{\circ}\text{C}$$

у З урахуванням зазначеного зниження температури виконується визначення різниці між середньою температурою теплоносія в опалювальному приладі та температурою внутрішнього повітря приміщення.

я

н

и

й

Отримане значення використовується для визначення фактичної теплової потужності опалювального приладу.

$$\Delta t_{cp} = \frac{85 - 1 + 65}{2} - 20 = 54,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Прийmemo в першому наближенні витрати через прилад рівним:

$$G_{пр} = 73,56 \text{ кг/год}$$

i

$$\varphi_k = \left(\frac{54,5}{70}\right)^{1+0,32} \cdot \left(\frac{73,56}{360}\right)^0 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,72$$

T

$$Q_{пр} = 2 \cdot 3 \cdot 377 \cdot 0,72 \cdot 1/1 = 1628 \text{ Вт},$$

У першому наближенні прийmemo до встановлення

$$N_{пр} = 10 \text{ приладів}.$$

Визначимо корисну тепловіддачу від трубопроводів, прокладених безпосередньо у приміщенні.

Оскільки розподільча магістраль системи опалення передбачається теплоізовованою, її тепловіддача до приміщення у розрахунку не враховується. У такому випадку корисними вважаються лише теплонадходження від неізовованих мідвідних трубопроводів до опалювальних приладів.

З урахуванням цього вираз (2.21) набуває вигляду:

Q_{тр} :
Q_{підв}

SEQ Формула * ARABIC 28)

$N_{\text{пр}}$

,

Вт

,

де $q_{\text{підв}}$ - теплова потужність підведення до одного приладу, Вт;

$N_{\text{пр}}$ - число опалювальних приладів.

Теплова потужність підведення до одного приладу обчислюється за такою формулою:

де $q_{\text{тр.1г}}, q_{\text{тр.1в}}$ - відповідно, тепловіддачі горизонтальних і вертикальних труб, що подають, Вт/м;

$q_{\text{тр.0г}}, q_{\text{тр.0в}}$ - відповідно, тепловіддачі зворотних горизонтальних та вертикальних труб, Вт/м;

$l_{\text{тр.1г}}, l_{\text{тр.1в}}, l_{\text{тр.0г}}, l_{\text{тр.0в}}$ - довжини цих труб, м.

Прийmemo підведення умовним діаметром п'ятнадцять і завдовжки 1 м; знайдемо їх параметри при $t_1 - \Delta t_m = 84^\circ\text{C}$ та $t_0 = 65^\circ\text{C}$:

$$q_{\text{тр.1г}} = 46 \text{ Вт/м}; \quad l_{\text{тр.1г}} = 1 \text{ м};$$

$$q_{\text{тр.1в}} = 35 \text{ Вт/м}; \quad l_{\text{тр.1в}} = 1 \text{ м};$$

$$q_{\text{тр.0г}} = 71 \text{ Вт/м}; \quad l_{\text{тр.0г}} = 1 \text{ м};$$

$$q_{\text{тр.0в}} = 55 \text{ Вт/м}; \quad l_{\text{тр.0в}} = 1 \text{ м};$$

З

п

а

$$q_{\text{подв}} = 46 \cdot 1 + 35 \cdot 1 + 71 \cdot 1 + 55 \cdot 1 = 207 \text{ Вт}$$

д

ф

з

а

$$Q_{\text{тр}} = 207 \cdot 10 = 2070 \text{ Вт.}$$

р

ф

п

т

р

р

а

р

$$Q_{\text{пр. req}} = (15115 - 0,9 \cdot 2070) \cdot 1,08 \cdot 1,1 = 15743 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{пр}} \cdot N_{\text{пр}} = 1628 \cdot 10 \cdot N_{\text{пр}} = 16280 \text{ Вт}$$

$$15743 \leq 16280$$

у

м

о Фактичне сумарне навантаження на систему опалення визначимо за такою формулою:

$$a \quad Q'_{\text{heat}} = Q_{\text{пр}} \cdot N_{\text{пр}} + 0,9 \cdot Q_{\text{тр}} = 16280 + 0,9 \cdot 2070 = 18143 \text{ Вт}.$$

2.5. Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення

Р

Е Уточнимо витрату теплоносія через опалювальний прилад за формулою:

Ф

–

Р де $Q_{\text{пр}}$ – фактична потужність опалювального приладу, розрахована у попередньому розділі, Вт,

ф 4187 – питома теплоємність води, Дж/(кг·°С);

3 $t_1, \Delta t_m, t_0$ – те саме, що й у попередньому розділі, °С.

5

1

$$G_{\text{пр}} = \frac{1628 \cdot 3600}{4187 \cdot (85 - 1 - 65)} = 73,7 \text{ кг/год},$$

9

3 Гідравлічний розрахунок системи будемо вести за питомими лінійними втратами тиску.

9 Відповідно до розділу 1.4 [15], середнє орієнтовне значення питомої втрати тиску визначається за такою формулою:

8

9

\

h

де $p_{\text{місц}}$ - орієнтовна частка місцевих втрат у системі; прийmemo $p_{\text{місц}} = 0,4$;

$\Delta P_{\text{расп}}$ - перепад тиску в системі, Па. Приймемо $\Delta P_{\text{расп}} = 10000$ Па;

$\sum l_i$ - сумарна довжина траси (всіх розрахункових ділянок), м. Відповідно до плану $\sum l_i = 58$ м.

В

и

з

н

а

ч

тиску.

и

м

о

$$R_{\text{ср}} = \frac{(1 - 0,4) \cdot 10000}{58} = 103 \text{ Па/м.}$$

На це значення орієнтуватимемося надалі при визначенні лінійного падіння тиску.

и

м

о

Відповідно до [15] падіння тиску, викликане тертям та місцевими опорами, вимірюється в частках динамічного тиску та виражається формулою:

с

е

р

е

д

н

є

о

р

і

є

н

т

о

в

н

е

де $\lambda_{\text{тр.і}}$ - коефіцієнт гідравлічного тертя, що визначає в частках динамічного тиску лінійну втрату тиску на довжині трубопроводу, що дорівнює його діаметру;

l_i - довжина ділянки мережі, м;

$\sum \zeta_i$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці, що розраховується, визначається за довідковими даними;

ω_i - швидкість рідини в трубопроводі, м / с;

ρ - щільність рідини, кг/м³; прийmemo $\rho = 980$ кг/м³;

$d_{\text{тр.і}}$ - внутрішній діаметр трубопроводу, м;

$R_{\text{тр.і}}$ - лінійне падіння тиску внаслідок тертя об стінки труби, Па/м;

Z_i - падіння тиску на подолання місцевих опорів, Па.

Відповідно до [2] коефіцієнт гідравлічного тертя підпорядковується різним алгоритмам залежно від режиму перебігу рідини.

Для гідравлічно гладких труб:

де Re - число Рейнольдса, що визначає режим течії. У перехідній ділянці течії коефіцієнт гідравлічного тертя визначається за формулою:

де $k_{ш}$ - абсолютна шорсткість трубопроводу, $k_{ш} = 0,2$ мм.

В області квадратичного закону коефіцієнт гідравлічного тертя визначається за такою формулою:

Перше перехідне число Рейнольдса, що визначає перехід від області гладких труб до перехідної області, визначається за формулою:

Друге перехідне число Рейнольдса від перехідної області до області квадратичного закону визначається за формулою:

Таким чином, при визначенні коефіцієнта гідравлічного тертя визначається фактичне число Рейнольдса за формулою

де $\nu_{\text{вязк}}$ - кінематичний коефіцієнт в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$, приймемо

$$\nu_{\text{вязк}} = 0,37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

п

о Коефіцієнти місцевих опорів відповідно до таблиці 5 [15].

р

і

в

Швидкість рідини у трубопроводі визначимо за формулою:

де G_i - витрата теплоносія на i -тому ділянці, кг/год.

у

з

в

,

я Падіння тиску в основному циркуляційному кільці (через п'ятий прилад по ходу руху теплоносія в трубопроводі, що подає) визначається як сума падінь тисків на ділянках 1-5; P1 і 5'-10':

у

$$\sum \Delta P_1 = 8641 \text{ Па}$$

Падіння тиску через найближчий прилад по ходу руху теплоносія в трубопроводі, що подає, визначається як сума падінь тисків на ділянках 1; 1'-10'.

$$\sum \Delta P_2 = 8515 \text{ Па}$$

Падіння тиску через дальній прилад по ходу руху теплоносія в трубопроводі, що подає, визначається як сума падінь тисків на ділянках 1-10; 10'.

р

$$\sum \Delta P_3 = 5269 \text{ Па}$$

о За результатами гідравлічного розрахунку встановлено, що втрати тиску в циркуляційному контурі через найближчий опалювальний прилад перевищують втрати тиску через найбільш віддалений прилад.

з

При цьому максимальне значення втрат тиску спостерігається для п'ятого опалювального приладу. Така особливість пояснюється збільшеним гідравлічним опором зворотного трубопроводу, зумовленим наявністю значної кількості місцевих опорів — фасонних елементів, арматури, відводів та інших конструктивних елементів системи.

т

Нерівномірність розподілу втрат тиску між окремими гілками системи призводить до виникнення надлишкових перепадів тиску на окремих опалювальних

р

о

приладах, що може негативно впливати на гідравлічну стійкість системи та точність регулювання витрати теплоносія.

Для забезпечення гідравлічного балансування системи та компенсації надлишкових перепадів тиску передбачається встановлення регулювальної арматури на опалювальних приладах. Використання регулювальних клапанів дозволяє здійснювати штучне збільшення місцевого опору на окремих ділянках, забезпечуючи рівномірний розподіл витрати теплоносія між усіма опалювальними приладами системи.

Велика втрата тиску, що вийшла, менша за розрахунковий перепад тисків:

$$\Delta P_{\text{расп}} > \sum \Delta P_2$$

отже, розрахунок зроблено правильно.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

3.1. Розробка системи вентиляції

Відповідно до вимог ДБН В.2.2-9:2018 для громадських та адміністративних будівель мінімальна витрата зовнішнього повітря в розрахунку на одну людину приймається рівною:

$$l_v = 40 \text{ м}^3/\text{год}$$

Розрахункова кількість людей у приміщенні приймається:

$$U_v = 70 \text{ осіб}$$

Необхідна витрата припливного зовнішнього повітря визначається виходячи з нормативної питомої витрати повітря на одну особу та розрахункової кількості людей у приміщенні.

Розрахунок виконується за залежністю:

$$L = l_v \cdot U_v$$

де:

L — необхідна витрата припливного повітря, $\text{м}^3/\text{год}$;

l_v — нормативна витрата зовнішнього повітря на одну людину, $\text{м}^3/\text{год}$;

U_v — розрахункова кількість людей у приміщенні, осіб.

Отримане значення використовується для подальшого розрахунку системи вентиляції та підбору вентиляційного обладнання.

$$L_v = 70 \cdot 40 = 2800 \text{ м}^3/\text{год}.$$

За результатами розрахунку встановлено, що нормативна необхідна витрата зовнішнього повітря є меншою за об'єм повітря, який надходить у приміщення за рахунок інфільтрації через нещільності огорожувальних конструкцій.

Отже, повітрообмін, що забезпечується інфільтрацією, є достатнім для покриття розрахункової потреби у зовнішньому повітрі. У зв'язку з цим

улаштування додаткових механічних систем припливної вентиляції для даного приміщення не є обов'язковим.

Разом із тим, з метою забезпечення сприятливих санітарно-гігієнічних умов та можливості регулювання повітрообміну в різні періоди року доцільно передбачити організоване природне провітрювання приміщень через кватирки, фрамуги або інші елементи природної вентиляції.

Таке рішення дозволяє підвищити ефективність повітрообміну, покращити параметри мікроклімату та забезпечити додаткову гнучкість режимів експлуатації будівлі.

3.2. Розрахунок теплового навантаження системи гарячого водопостачання

Для забезпечення потреб будівлі у гарячому водопостачанні доцільним є застосування ємнісного водонагрівача, використання якого дозволяє компенсувати нерівномірність водоспоживання протягом доби та забезпечити стабільний режим роботи системи.

Застосування ємнісного водонагрівача дозволяє акумулювати певний запас нагрітої води та використовувати його у періоди максимального водорозбору. Завдяки цьому пікові навантаження системи гарячого водопостачання покриваються за рахунок накопиченого об'єму гарячої води, що сприяє зменшенню необхідної миттєвої теплової потужності обладнання.

У зв'язку з цим для подальших розрахунків достатньо визначити середню годинну витрату гарячої води за період максимального водоспоживання.

Відповідно до вимог ДБН В.2.5-64:2012 середня годинна витрата гарячої води за період максимального водоспоживання (добу або зміну) визначається за залежністю:

$$q_T^h = \frac{q_u^h \cdot U^h}{1000 \cdot T^h}, \text{ м}^3/\text{ГОД},$$

де q_u^h – норма витрати гарячої води, л, споживачем на добу (зміну) найбільшого водоспоживання; для бригадного будинку за ДБН В.2.5-64:2012 прийmemo $q_u^h = 10,4$ л;

U^h - число водоспоживачів, прийmemo $U^h = 70$;

T^h - розрахунковий період, прийmemo довжину зміни $T^h = 12$ год.

$$q_T^h = \frac{10,4 \cdot 70}{1000 \cdot 12} = 0,06 \text{ м}^3/\text{год},$$

Теплове навантаження системи гарячого водопостачання визначимо за такою формулою:

$$Q^h = 4187 \cdot \frac{q_T^h \cdot 1000}{3600} \cdot (t_3 - t_{x.B}), \text{ Вт},$$

де t_3 - Температура гарячої води, відповідно до ДБН В.2.5-64:2012 приймаємо $t_3 = 50$ °C;

$t_{x.B}$ - температура холодної води, прийmemo $t_{x.B} = 5$ °C.

$$Q^h = 4187 \cdot \frac{0,06 \cdot 1000}{3600} \cdot (50 - 5) = 3140 \text{ Вт}.$$

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

4.1. Опис технологічної схеми теплопостачання з вітроустановкою

У роботі передбачається використання малої вітроелектричної установки для забезпечення електропостачання систем опалення та гарячого водопостачання бригадного житлового будинку. Застосування такого технічного рішення спрямоване на підвищення енергетичної автономності об'єкта, зменшення споживання традиційних енергоресурсів та зниження залежності від центразованих систем електропостачання в умовах сільської місцевості [13].

Використання вітроенергетичних установок малої потужності дозволяє ефективно залучати відновлювані джерела енергії для покриття частини енергетичних потреб будівлі, що сприяє підвищенню енергоефективності та зменшенню експлуатаційних витрат.

Склад системи та основні функціональні елементи

До складу системи входять такі основні елементи:

1. Мала вітроелектрична установка

Вітроенергетична установка призначена для перетворення кінетичної енергії вітру в електричну енергію та забезпечує:

- виробництво електричної енергії залежно від вітрових умов;
- живлення електричних навантажень системи теплопостачання;
- можливість накопичення електричної енергії за допомогою акумуляторного блоку для компенсації нерівномірності генерації.

2. Електричний котел

Електричний котел використовується як основне джерело теплової енергії системи та забезпечує:

- нагрів теплоносія системи опалення;
- роботу від електроенергії, виробленої вітроелектричною установкою;
- резервне живлення від зовнішньої електричної мережі у разі недостатньої генерації.

3. Теплообмінник типу «труба в трубі»

Теплообмінник призначений для передачі теплової енергії від теплоносія системи опалення до системи гарячого водопостачання.

Основними перевагами теплообмінника є:

- компактність конструкції;
- ефективна передача теплоти;
- гідравлічне розділення контурів;
- зниження теплових втрат.

4. Гідравлічні контури системи

Система включає два незалежні гідравлічні контури:

- контур опалення, який забезпечує циркуляцію теплоносія від електричного котла до опалювальних приладів;
- контур гарячого водопостачання, що передбачає подачу холодної води до теплообмінника та подальше постачання нагрітої води споживачам.

5. Система автоматизації та керування

Система автоматизації забезпечує підтримання необхідних режимів роботи та виконує такі функції:

- автоматичне перемикання між основним та резервним джерелами живлення;
- контроль температури, тиску та параметрів роботи системи;
- моніторинг рівня теплоносія;
- можливість дистанційного контролю та керування за допомогою GSM-модуля.

Запропонована система дозволяє підвищити енергетичну незалежність будівлі, забезпечити раціональне використання відновлюваних джерел енергії та покращити техніко-економічні показники експлуатації системи теплопостачання.

Принцип роботи системи теплопостачання базується на використанні електричної енергії, виробленої малою вітроелектричною установкою, для забезпечення роботи систем опалення та гарячого водопостачання будівлі.

У процесі роботи вітроелектрична установка перетворює кінетичну енергію повітряного потоку на електричну енергію, яка надходить до системи

електропостачання будівлі та використовується для живлення електричного котла й інших електричних споживачів.

Електричний котел здійснює нагрів теплоносія системи опалення до необхідних параметрів. Нагрітий теплоносій циркулює по опалювальному контуру та забезпечує передачу теплоти до опалювальних приладів.

Для забезпечення потреб гарячого водопостачання частина теплової енергії або окремий контур теплоносія спрямовується до теплообмінника, де здійснюється нагрів води для системи гарячого водопостачання.

У разі недостатньої потужності вітроенергетичної установки або несприятливих погодних умов система автоматично переходить на резервне джерело електропостачання, яким може бути централізована електромережа або резервний електрогенератор.

Для підвищення ефективності використання виробленої електроенергії передбачається застосування системи автоматичного керування, що включає контролер пріоритету навантаження та акумуляторний блок. Це дозволяє накопичувати надлишок електроенергії та оптимізувати режими її використання залежно від поточного навантаження.

Основні переваги запропонованої схеми:

- часткова енергетична автономність у періоди достатньої вітрової активності;
- можливість інтегрованого забезпечення систем опалення та гарячого водопостачання;
- ефективне використання виробленої електроенергії;
- зменшення споживання традиційних енергетичних ресурсів;
- простота конструктивної реалізації та висока надійність системи;
- можливість застосування в умовах віддалених територій із недостатньо розвинутою енергетичною інфраструктурою.

Запропонована схема дозволяє підвищити рівень енергоефективності будівлі, забезпечити використання відновлюваних джерел енергії та знизити експлуатаційні витрати.

4.2. Розрахунок вітроенергетичної установки

Як нетрадиційне та відновлюване джерело енергії для бригадного будинку приймається вітроенергетична установка малої потужності.

Технологічна схема системи опалення та гарячого водопостачання на базі вітроенергетичної установки передбачає використання електричної енергії, виробленої вітрогенератором, для живлення електричного котла та допоміжного обладнання системи.

До складу системи входять:

- вітроенергетична установка, яка перетворює енергію вітрового потоку в електричну енергію;
- електричний котел, призначений для нагріву теплоносія системи опалення;
- бак-акумулятор теплоти, який забезпечує накопичення теплової енергії та її подальше використання у періоди зниження або припинення роботи вітроустановки;
- водяний водопідігрівач для забезпечення потреб системи гарячого водопостачання;
- циркуляційні насоси, запірно-регулювальна арматура та система автоматичного керування.

Бак-акумулятор у прийнятій схемі виконує подвійну функцію. З одного боку, він забезпечує запас теплової енергії для покриття нерівномірності роботи вітроенергетичної установки, а з іншого — виконує функцію гідравлічного роздільника між окремими контурами системи.

Завдяки цьому забезпечується гідравлічне розмежування:

- контуру електричного котла;
- контуру системи опалення;
- контуру теплопостачання системи гарячого водопостачання.

Таке технічне рішення дозволяє підвищити стабільність роботи системи, забезпечити більш рівномірне використання теплової енергії та зменшити вплив нестабільності вітрової генерації на режими теплопостачання будівлі.

Необхідна електрична потужність вітроенергетичної установки визначається відповідно до розрахункового теплового навантаження системи та прийнятої методики [13]:

$$P_m = Q'_{heat} + Q^h = 18143 + 3140 = 21283 \text{ Вт.}$$

Для визначення параметрів вітроенергетичної установки необхідно врахувати кліматичні характеристики району будівництва, зокрема швидкість вітрового потоку у холодний період року.

Відповідно до кліматичних даних [8] середня швидкість вітру за період із середньодобовою температурою зовнішнього повітря нижче 8 °С приймається:

$$v_{wind} = 5,4 \text{ м/с}$$

Прийняте значення використовується для визначення розрахункових параметрів вітроенергетичної установки та оцінки можливості покриття енергетичних потреб системи теплопостачання.

Для розрахунку параметрів вітроенергетичної установки використовується методика, наведена у [13]. Потужність, що розвивається вітроколесом, визначається залежно від швидкості вітрового потоку, густини повітря та площі, яку охоплює вітроколесо.

Розрахунок виконується за залежністю:

$$P_W = C_{p.wind} \cdot A_{wind} \cdot \frac{\rho_{wind} \cdot v_{wind}^3}{2},$$

де $C_{p.wind}$ - параметр, що характеризує ефективність використання вітроколесом енергії вітру; за вказівками [8] для сучасних вітроагрегатів приймемо $C_{p.wind} = 0,4$;

A_{wind} - ометана площа вітроколеса, м²;

ρ_{wind} - щільність повітря, кг/м³, приймемо $\rho_{wind} = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Підставимо замість змінної P_W змінну P_m , представимо ометану площу через діаметр вітроколеса і представимо рівняння щодо діаметра вітроколеса:

$$D_{wind} = \sqrt{\frac{8 \cdot P_m}{\pi \cdot C_{p.wind} \cdot \rho_W \cdot v_{wind}^3}}$$

$$D_{wind} = \sqrt{\frac{8 \cdot 21283}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1,2 \cdot 5,4^3}} = 26,8 \text{ м},$$

Визначимося з іншими характеристиками агрегату. Оптимальний коефіцієнт швидкохідності знаходиться за формулою:

$$Z_0 = 4 \cdot \pi / n_{wind}$$

де n_{wind} - число лопатей вітроагрегату. Прийmemo число лопатей рівним двом. Тоді

$$Z_0 = 4 \cdot 3,14 / 2 = 6,28.$$

Коефіцієнт швидкохідності знаходиться за формулою:

$$Z = v_{R.wind} / v_{wind}$$

де $v_{R.wind}$ – окружна швидкість віддаленої точки вітроколеса, м/с;

$$Z = 2\pi \cdot D_{wind} \cdot \omega_{wind} / v_{wind}$$

де D_{wind} – діаметр вітроколеса, м;

ω_{wind} – кутова швидкість вітроколеса, с^{-1} .

Підставимо замість змінної Z змінну Z_0 та перепишемо рівняння щодо ω_{wind}

$$\omega_{wind} = \frac{Z_0 \cdot v_{wind}}{2\pi \cdot D_{wind}}, \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_{wind} = \frac{6,28 \cdot 5,4}{2 \cdot 3,14 \cdot 26,8} = 0,20 \text{ с}^{-1}.$$

За результатами виконаних розрахунків визначено основні геометричні та кінематичні параметри вітроенергетичної установки, необхідної для забезпечення розрахункового теплового навантаження систем опалення та гарячого водопостачання бригадного житлового будинку.

Встановлено, що для покриття потреб системи у тепловій енергії доцільно застосувати вітроенергетичну установку з такими розрахунковими параметрами:

– кількість лопатей вітроколеса:

$$n_{wind}=2$$

– діаметр вітроколеса:

$$D_{wind}=26,8 \text{ м}$$

– розрахункова кутова швидкість обертання:

$$\omega_{wind}=0,20 \text{ с}^{-1}$$

Отримані параметри забезпечують необхідну продуктивність вітроенергетичної установки за прийнятих кліматичних умов та дозволяють покрити розрахункові потреби систем опалення і гарячого водопостачання.

Разом із тим слід зазначити, що отриманий діаметр вітроколеса є значним для малої вітроенергетичної установки. У подальшому доцільно виконати техніко-економічну оцінку або розглянути варіант застосування декількох установок меншої потужності чи використання комбінованої схеми з іншими відновлюваними джерелами енергії.

4.3. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»

4.3.1 Вихідні данні

Параметри	Позн., розмірність	Значення
Довжина трубної секції	l, м	1,6
Діаметр внутрішньої труби	d ₂ /d ₁ , мм	25/22
Товщина стінки внутрішньої труби	δ, м	0,0015
Внутрішній діаметр зовнішньої труби	D, мм	36

Витрата води, що гріє	G_1 , кг/год	2100
Температура води, що гріє на вході	$t_p, ^\circ\text{C}_1$	90
Витрата води, що нагрівається	G_2 , кг/год	3000
Температура води, що нагрівається на вході	$t'_p, ^\circ\text{C}_2$	15
Температура води, що нагрівається на виході	$t''_p, ^\circ\text{C}_2$	45
Коефіцієнт теплопровідності сталевих труб	λ_c	45
Теплоємність води	c_p , Дж/(кг/К)	4190
Термічний опір відкладень	$\Delta R_{от},$ ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт	0,0002

4.3.2 Розрахунок основних параметрів [13]

1. Кількість теплоти, що передається:

$$Q = G_2 \cdot c_p \cdot (t''_{p2} - t'_{p2}) = \frac{3000}{3600} \cdot 4190 \cdot (45 - 15) = 104,75 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

2. Температура води, що гріє на виході

$$t''_{p1} = t'_{p1} - \frac{Q}{G_1 - c_p} = 95 - \frac{104,75 \cdot 10^3 \cdot 3600}{2100 \cdot 4190} = 47,14^\circ\text{C.}$$

3. Середня температура води, що гріє

$$t_{p1} = 0.5 \cdot (t'_{p1} + t''_{p1}) = 0.5 \cdot (90,00 + 47,14) = 68,57^\circ\text{C.}$$

Щільність води, що гріє

$$\rho_{p1} = 1010 - 0.47 \cdot t_{p1} = 1010 - 0.47 \cdot 68,57 = 978 \text{ кг/м}^3.$$

4. Коефіцієнт кінематичної в'язкості води, що гріє

$$\nu_{p1} = (1.089 - 0.00948 \cdot t_{p1}) \cdot 10^{-6} = (1.089 - 0.00948 \cdot 68,57) \cdot 10^{-6} = 0.4389 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

5. Коефіцієнт теплопровідності води, що гріє

$$\lambda_{p1} = 0.581 + 0.0012 \cdot t_{p1} = 0.581 + 0.0012 \cdot 68,57 = 0.66 \text{ Вт/(м·К)}.$$

6. Число Прандтля за температурою води, що гріє

$$\text{Pr}_{p1} = 7.5 - 0.0694 \cdot t_{p1} = 7.5 - 0.0694 \cdot 68,57 = 2,74$$

7. Середня температура води, що нагрівається

$$t_{p2} = 0,5 \cdot (t'_{p2} + t''_{p2}) = 0.5 \cdot (15 + 45) = 30^\circ\text{C}.$$

8. Щільність води, що нагрівається

$$\rho_{p2} = 1010 - 0.47 \cdot t_{p2} = 1010 - 0.47 \cdot 30 = 996 \text{ кг/м}^3.$$

9. Коефіцієнт кінематичної в'язкості води, що нагрівається

$$\nu_{p2} = (1.089 - 0.00948 \cdot t_{p2}) \cdot 10^{-6} = (1.089 - 0.00948 \cdot 30) \cdot 10^{-6} = 0.8046 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

10. Коефіцієнт теплопровідності води, що нагрівається

$$\lambda_{p2} = 0,581 + 0,0012 \cdot t_{p2} = 0,581 + 0,0012 \cdot 30 = 0,617 \text{ Вт/(м·К)}.$$

11. Число Прандтля за температурою води, що нагрівається

$$\text{Pr}_{p2} = 7,5 - 0,0694 \cdot t_{p2} = 7,5 - 0,0694 \cdot 30 = 5,42$$

12. Швидкість руху води, що гріє

$$W_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_{p1} \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 2100}{978 \cdot 3.14 \cdot 2.2^2 \cdot 10^{-4} \cdot 3600} = 1,570 \text{ м/с.}$$

13. Швидкість руху води, що нагрівається

$$W_2 = \frac{4 \cdot G_2}{\rho_{p2} \cdot \pi \cdot (D^2 - d_2^2) \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 3000}{996 \cdot 3.14 \cdot (3,6^2 - 2,5^2) \cdot 10^{-4} \cdot 3600} = 1,589 \text{ м/с.}$$

14. Число Рейнольдса для потоку води, що гріє

$$\text{Re}_{p1} = \frac{W_1 \cdot d_1}{\nu_{p1}} = \frac{1,570 \cdot 0,0220}{0,4389 \cdot 10^{-6}} = 8 \cdot 10^4$$

Режим течії турбулентний.

15. Число Нуссельта

$$\text{Nu}_{p1} = 0,021 \cdot \text{Re}_{p1}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{p1}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{p1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25}$$

16. Так як температура стінки невідома, то в першому наближенні задаємося її значенням:

$$t_{c1} \approx 0,5 \cdot (t_{p1} + t_{p2}) = 0,5 \cdot (68,57 + 30) = 49,29^\circ\text{C.}$$

17. Число Прандтля за температурою стінки

$$\text{Pr}_{c1} = 7,5 - 0,0694 \cdot t_{c1} = 7,5 - 0,0694 \cdot 49,29 = 4,08$$

Число Нуссельта з боку води, що гріє

$$Nu_{p1} = 0,021 \cdot (8 \cdot 10^4)^{0.8} \cdot (2,74)^{0.43} \cdot \left(\frac{2,74}{4,08}\right)^{0.25} = 242,18$$

18. Коефіцієнт тепловіддачі від гріючої води до стінки труби

$$\alpha_1 = Nu_{p1} \cdot \frac{\lambda_{p1}}{d_1} = 242,18 \cdot \frac{0.66}{22 \cdot 10^{-3}} = 7302 \text{ Вт/(м}^2\text{)}.$$

19. Число Рейнольдса для потоку води, що нагрівається

$$Re_{p2} = \frac{W_2 \cdot d_e}{\nu_{p2}} = \frac{1,589 \cdot 11 \cdot 10^{-3}}{0.8046 \cdot 10^{-6}} = 2,2 \cdot 10^4$$

де $d_e = D - d_2 = (36 - 25) \cdot 10^{-3} = 11 \cdot 10^{-3} \text{ м}$,

тобто режим перебігу турбулентний, $Re > 2300$.

20. Приймаємо в першому наближенні температуру стінки з боку води, що нагрівається $t_{c2} = t_{c1} = 49,29^\circ\text{C}$

21. Число Прандтля за температурою стінки

$$Pr_{c2} = Pr_{c1} = 4,08$$

22. Число Нуссельта з боку води, що нагрівається

$$Nu_{p2} = 0.017 \cdot Re_{p2}^{0.8} \cdot Pr_{p2}^{0.4} \cdot \left(\frac{Pr_{p2}}{Pr_{c2}}\right)^{0.25} \cdot \left(\frac{D}{d_2}\right)^{0.18} =$$

$$0.017 \cdot (2,2 \cdot 10^4)^{0.8} \cdot 5.42^{0.4} \cdot \left(\frac{5.42}{4.08}\right)^{0.25} \cdot \left(\frac{36}{25}\right)^{0.18} = 112,92$$

23. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, що нагрівається.

$$\alpha_2 = Nu_{p2} \cdot \frac{\lambda_{p2}}{d_e} = 112,92 \cdot \frac{0.617}{11 \cdot 10^{-3}} = 6334 \text{ Вт/(м}^2\text{)}.$$

24. Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{\delta}{\lambda_c} \cdot \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7302} \cdot \frac{0,0015}{45} \cdot \frac{1}{6334}} = 3047 \text{ Вт/м}^2.$$

25. Найбільший температурний тиск

$$\Delta t_6 = t'_{p1} - t''_{p2} = 90 - 45 = 45^\circ\text{C}$$

26. Найменший температурний тиск

$$\Delta t_m = t''_{p1} - t'_{p2} = 47,14 - 15 = 32^\circ\text{C}$$

27. Середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_L = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{45 - 32}{\ln \frac{45}{32}} = 38,21^\circ\text{C}$$

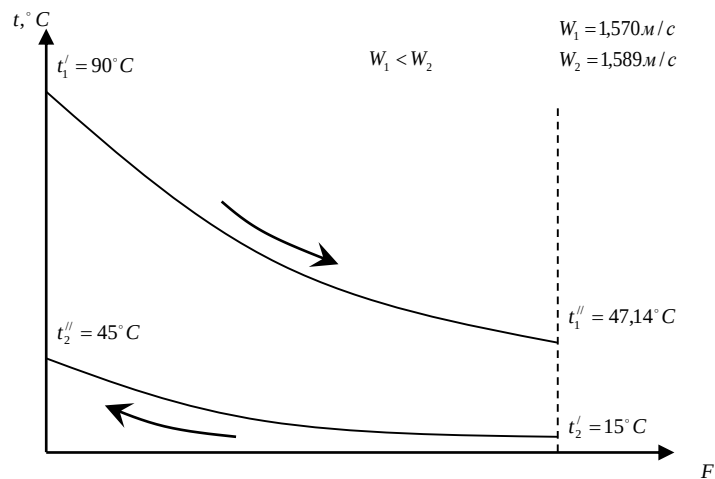


Рис. 4.1. Графіки зміни температур при протічанні

Відношення

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{45}{32} = 1,40 < 1,5$$

тому розрахунок можна вести за середньоарифметичним натиском (інакше – за середньологарифмічним).

Середній температурний тиск

$$\Delta t_{cp} = t_{p1} - t_{p2} = 68,57 - 30 = 38,57^\circ\text{C}.$$

28. Щільність теплового потоку

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 3047 \cdot 38,57 = 116,435 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

29. Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{104,75 \cdot 10^3}{116,435 \cdot 10^3} = 0,90 \text{ м}^2.$$

30. Число секцій для протитечії:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot l} = \frac{0,90}{3,14 \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6} = 8,14$$

Приймаємо $n = 9$ (для протитечії) і уточнюємо F :

$$F = \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot n = 3,14 \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6 \cdot 9 = 0,99 \text{ м}^2.$$

31. Температура стінки труби з боку води, що гріє

$$t_{c1} = t_{p1} - \frac{q}{\alpha_1} = 68,57 - \frac{116,435 \cdot 10^3}{7302} = 52,62^\circ\text{C}$$

33. За цієї температури

$$Pr'_{c1} = 7,5 - 0,0694 \cdot t_{c1} = 7,5 - 0,0694 \cdot 52,62 = 3,85$$

34. Уточнене значення виправлення

$$\left(\frac{Pr_{p1}}{Pr'_{c1}} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,74}{3,85} \right)^{0,25} = 0,92$$

Було прийнято: $\left(\frac{2,74}{4,08} \right)^{0,25} = 0,90$

$$\left| 1 - \frac{0,90}{0,92} \right| = 0,02 < 0,05 \quad \text{тому друге наближення непотрібне.}$$

35. Температура стінки з боку води, що нагрівається

$$t_{c2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 30 + \frac{116,435 \cdot 10^3}{6334} = 48,38^\circ\text{C}.$$

При цій температурі

$$Pr'_{c2} = 7,5 - 0,0694 \cdot t_{c2} = 7,5 - 0,0694 \cdot 48,38 = 4,14$$

36. Уточнене значення виправлення

$$\left(\frac{Pr_{p2}}{Pr_{c2}'}\right)^{0,25} = \left(\frac{5,42}{4,14}\right)^{0,25} = 1,069$$

Було прийнято: $\left(\frac{5,42}{4,08}\right)^{0,25} = 1,073$

$$\left|1 - \frac{1,069}{1,073}\right| = 0,003 < 0,05 \quad \text{тому друге наближення непотрібне, в даному випадку}$$

збіг точне.

Приймаємо $F=0,99 \text{ м}^2$, $n=9$.

37. Середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{75-2}{\ln \frac{75}{2}} = 20,49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

38. Щільність теплового потоку:

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{л}} = 3047 \cdot 20,49 = 62,433 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

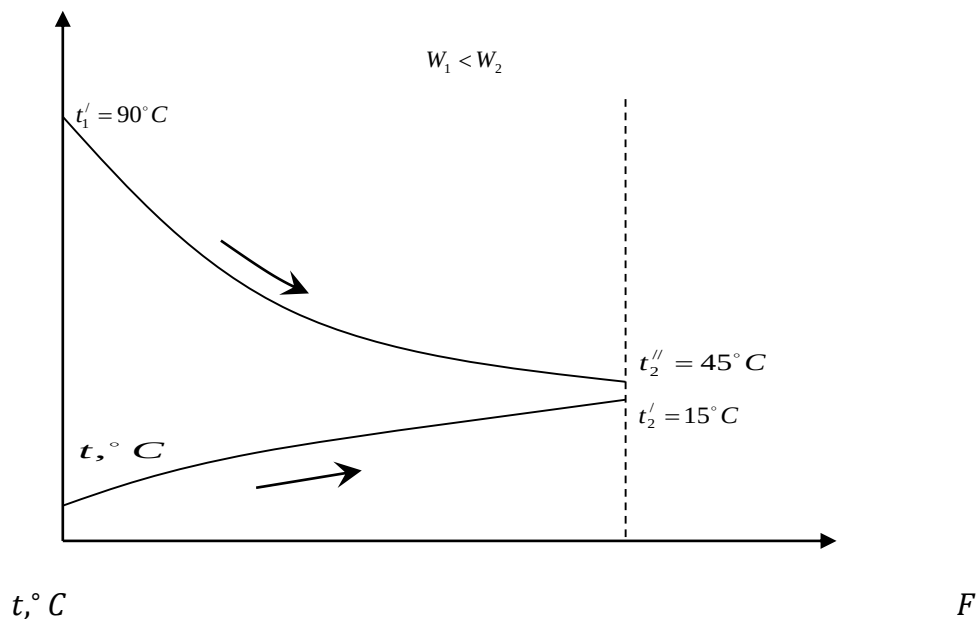


Рис. 4.2 Графіки зміни температур при прямотоку

$$W_1 = 1,570 \text{ м/с } W_2 = 1,589 \text{ м/с}$$

39. Площа поверхні нагріву:

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{104,75 \cdot 10^3}{62,433 \cdot 10^3} = 1,68 \text{ м}^2.$$

40. Число секцій:

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot l} = \frac{1,68}{3,14 \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6} = 15,19$$

приймаємо $n = 16$ (для прямого потоку) та уточнюємо F :

$$F = \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot n = 3,14 \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6 \cdot 16 = 1,77 \text{ м}^2.$$

41. Визначимо вплив відкладень, прийнявши $\Delta R_{\text{от}} = 0,0002 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$.

Тоді значення коефіцієнта теплопередачі з урахуванням відкладень $K_{\text{от}}$ буде:

$$K_{\text{от}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} + \Delta R_{\text{от}}} = \frac{1}{\frac{1}{7302} + \frac{0,0015}{45} + \frac{1}{6334} + 0,0002} = 1893 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Ефективність роботи ТА зменшиться майже у 1,6 (3047/1893) разів.

Діаметр приєднувальних патрубків для входу і виходу води, що нагрівається:

$$d_1 = \frac{1}{30} \cdot \sqrt{\frac{G_1}{3,14 \cdot W_{\text{доп}} \cdot \rho}} = \frac{1}{30} \cdot \sqrt{\frac{2100}{3,14 \cdot 1,570 \cdot 978}} = 0,022 \text{ м} = 22 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{1}{30} \cdot \sqrt{\frac{G_2}{3,14 \cdot W_{\text{доп}} \cdot \rho}} = \frac{1}{30} \cdot \sqrt{\frac{3000}{3,14 \cdot 1,589 \cdot 996}} = 0,025 \text{ м} = 25 \text{ мм}$$

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

5.1. Охорона праці та техніка безпеки при експлуатації вітроелектростанції

5.1.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації ВЕС

Експлуатація вітроенергетичних установок (ВЕУ) пов'язана з низкою ризиків:

Механічні небезпеки: рухомі частини (лопаті, вал генератора), можливість падіння елементів конструкції або льоду з лопатей у зимовий період.

Електрична небезпека: ризик ураження струмом при обслуговуванні генератора, акумуляторних батарей (АКБ) та інверторного обладнання.

Роботи на висоті: монтаж та технічне обслуговування гондоли та вітроколеса потребують спеціального допуску.

Фізичні фактори: підвищений рівень шуму та інфразвуку під час роботи ВЕУ, а також вібрації конструкції.

Метеорологічні фактори: небезпека прямих ударів блискавки в щоглу установки.

5.1.2. Організаційні заходи безпеки

До експлуатації та обслуговування системи теплопостачання з ВЕС допускаються особи, які:

Досягли 18-річного віку та пройшли медичний огляд.

Пройшли навчання, інструктаж з охорони праці та мають відповідну групу з електробезпеки (не нижче III для обслуговуючого персоналу).

Забезпечені засобами індивідуального захисту (каска, запобіжні пояси, діелектричні рукавички, спецвзуття).

5.1.3. Технічні заходи забезпечення безпеки

Електробезпека та блискавкозахист:

Всі металеві частини ВЕУ, що можуть опинитися під напругою, повинні бути заземлені. Опір заземлювального пристрою не має перевищувати 4 Ом.

Встановлення пристроїв захисного вимкнення (ПЗВ) та захисту від перенапруг (блискавковідводів на щоглі).

Захист від механічних пошкоджень:

ВЕУ повинна бути обладнана надійною системою гальмування (аеродинамічною та механічною) для зупинки вітроколеса при швидкостях вітру, що перевищують розрахункові.

Встановлення захисного огородження навколо зони можливого падіння льоду або елементів лопатей.

Експлуатація теплообмінних контурів та АКБ:

Приміщення з акумуляторними батареями повинно мати припливно-витяжну вентиляцію для запобігання накопиченню вибухонебезпечних газів.

Трубопроводи теплопостачання повинні мати теплову ізоляцію для захисту персоналу від термічних опіків (температура теплоносія до 85 °C).

5.1.4. Пожежна безпека

Встановлення датчиків диму та вогнегасників (порошкових або вуглекислотних) у технічному приміщенні, де розташовані інвертори та електрокотел.

Дотримання правил пожежної безпеки при прокладанні силових кабелів від ВЕС до будівлі.

Використання негорючих матеріалів для внутрішнього оздоблення технічних зон.

Ці заходи дозволяють мінімізувати ризики при експлуатації розробленої системи та забезпечити безпечні умови перебування персоналу в бригадному будинку.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі було розроблено ефективну систему опалення, вентиляції та гарячого водопостачання бригадного житлового будинку з використанням вітроелектростанції (ВЕС) як основного або резервного джерела енергії. Це дозволило досягти значної автономності енергопостачання будівлі, що є особливо важливим для об'єктів, розташованих у віддалених сільських регіонах з обмеженим доступом до централізованих інженерних мереж.

Проведені теплотехнічні розрахунки огорожувальних конструкцій підтвердили їх відповідність сучасним вимогам з енергоефективності згідно з ДБН В.2.6-31:2021. Ретельний підбір теплоізоляційних матеріалів забезпечує зниження тепловтрат, підвищення енергоефективності системи опалення та зменшення навантаження на джерело тепла.

Спроектовано та розраховано систему опалення з електричним котлом, який живиться від вітрової установки. Визначено параметри вітроустановки, необхідні для покриття енергоспоживання опалювального контуру. Для забезпечення гарячого водопостачання застосовано теплообмінник типу "труба в трубі", що забезпечує ефективну передачу тепла між теплоносієм і водою для споживання. Система дозволяє реалізувати комбінований режим роботи в залежності від наявності вітру та рівня енергії у накопичувачах.

Розрахунки підтверджують, що проєктована система здатна функціонувати стабільно в умовах зимових температур та забезпечує всі потреби користувачів у теплі та гарячій воді без залучення викопних палив. Впровадження такої системи дозволяє суттєво скоротити викиди парникових газів, зменшити залежність від комунальних енергетичних структур, а також забезпечити довготривалу експлуатацію з мінімальними витратами на обслуговування.

Отримані результати можуть бути використані як основа для типових рішень з автономного теплопостачання житлових і виробничих будівель в аграрному секторі, малих громадах та об'єктах критичної інфраструктури.

Таким чином, кваліфікаційна робота підтверджує практичну цінність, відповідність сучасним вимогам сталого розвитку та може бути використана в подальшому для впровадження на реальних об'єктах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель : навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф. Боженко. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/2019BozhenkoMF_NavchPosib.pdf
2. Глушко Ю. Ю. Опалення : навч. посіб. 2019 рік. Автор-упорядник: Глушко Ю. Ю., над навч. посіб. працювали: Безпалько Н. О., Боброва Т. Б., Високос С.М., Гусев П.С., Засядателєв І. В., Лебедев С. О., Сашко В. О., Семироз М. В., Терещенко Т. М., Черниш В. В. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/2020/04/28/2opalennya.pdf> 34
3. ДБН В.2.5-39:2008 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=47699
4. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018>.
5. ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://gazobeton.org/sites/default/files/sites/all/uploads/DBN-V.2.6-31-2016-Teplova-izolyatsiyabudivel.pdf>
6. Джерела та системи теплопостачання і основи їх проектування [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» освітньо-професійної програми «Теплоенергетика» кваліфікаційного рівня «бакалавр» / укладач Кузнецова С.А.: НУК. – Електронні текстові дані (1 файл: 2.3 Мбайт). Миколаїв : НУК, 2022. 105 с.
7. ДСТУ Б EN 15251:2011 Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проектування та оцінки енергетичних характеристик будівель по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mathcentre.com.ua/download/dstu_en_15251-2011.pdf

8. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://finance.smr.gov.ua/ files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelnaklimatologiya.pdf](https://finance.smr.gov.ua/files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelnaklimatologiya.pdf)
9. ДСТУ-Н Б В.2.6-191:2013 Настанова з розрахункової оцінки повітропроникності огорожувальних конструкцій [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://online.budstandart.com/ ua/catalog/doc-page?id_doc=56183](http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=56183)
10. Зайцев О.М., Любарець О.П. Проектування систем опалення. Відень, 2008. 201 с.
11. Мілейковський В. О., Котелков Л. М. Вентиляція індивідуального житлового будинку. Дніпро: Середняк Т. К., 2018. 156 с.
12. НПАОП 40.1-1.04-72. Правила техніки безпеки при експлуатації тепловикористовуючих установок і теплових мереж. Київ: Держгірпромнагляд України, 2007. 38 с.
13. Основи вітроенергетики: підручник / Г. Півняк, Ф. Шкрабець, Н. Нойбергер, Д. Циценков ; МОН України, Нац. гірн. ун-т. Дніпропетровськ: НГУ, 2015. 335 с.
14. Сашко В. О. Труби та арматура : навч. посіб. 2019. Автори-упорядники: Сашко В.О., Терещенко Т.М. Над навчальним посібником також працювали: Безпалько Н.О., Боброва Т.Б., Високос С.М., Глушко Ю.Ю., Пеховка М.В., Черниш В.В. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/2020/04/28/3trubi-ta-armatura.pdf>.
15. Слаутіна Т. Г., Кузнецова С. А. Проектування систем водяного опалення : навч. посіб.. Миколаїв : НУК, 2010. 68 с.
16. Теплообмінні апарати : навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенергетика» / С.М. Анастасенко, В.В. Жигуліна, М.М. Семенов, Д.М. Соломонюк, Ю.О. Шаповалов, І.А. Швець, О.В. Шостак. Первомайськ : НУК; Львів : Вид-во «Новий Світ 2000», 2023. 216 с.

Додаток А

Таблиця 2.1

Нормовані та наведені значення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій

Огороджувальна конструкція	R_0	R_{req}	$R_{req.2}$
Зовнішня стіна	1,09	2,79	1,3
Підлога	4,74	-	-
Покриття/перекриття	3,29	3,72	1,47
Вікно	0,44	0,47	0,34
Двері	3,02	1,67	-

Таблиця 2.2

Теплотехнічний розрахунок будівлі

№	Призначення конструкції	Огородження					Площа, м ²	R ₀ , (м ² ·°C)/Вт	t _{int} – t _{ext} , °C	Коефіцієнт n	Додаткові втрати у частках від основних, %			Загальний додатковий множник	Втрати теплоти, Вт
		Тип	Орієнтація	Довжина, м	Ширина, м	Кількість					На орієнтацію	На число зовнішніх стін	На висоту будівлі		
1	Підлога	Підлога	-				165,6	4,74	51,00	1				1,00	1782
2	Покрівля	Покрівля	-				165,6	4,85	51,00	1				1,00	1741
3	Зовн. стіна (Фасад)	Зовн. стіна	Пд	15,6	4,50		70,20	2,97	51,00	1	0,00	0,05		1,05	1266

4	Зовн. стіна (Зх)	Зовн. стіна	Зах	12,2	4,50		54,90	2,97	51,00	1	0,05	0,05		1,10	1037
5	Зовн. стіна (Пн)	Зовн. стіна	Пн	15,6	4,50		70,20	2,97	51,00	1	0,10	0,05		1,15	1386
6	Зовн. стіна (Сх)	Зовн. стіна	Сх	12,2	4,50		54,90	2,97	51,00	1	0,10	0,05		1,15	1084
7	Зовн (Фасад)	Вікно	Пд	1,69	1,75	3	8,87	0,56	51,00	1	0,00	0,05		1,05	848
8	Вікно (Зх)	Вікно	Зах	1,69	1,75	2	5,92	0,56	51,00	1	0,05	0,05		1,10	593
9	Вікно (Пн)	Вікно	Пн	1,69	1,75	4	11,83	0,56	51,00	1	0,10	0,05		1,15	1239
10	Вікно (Сх)	Вікно	Сх	1,69	1,75	1	2,96	0,56	51,00	1	0,10	0,05		1,15	310
11	Двері (Фасад)	Двері	Пд	0,75	2,15	1	1,61	3,02	51,00	1	0,00	0,05	0,99	2,04	56
12	Двері (Зх)	Двері	Зах	0,75	2,15	1	1,61	3,02	51,00	1	0,05	0,05	0,99	2,09	57
13	Двері (Сх)	Двері	Сх	0,75	2,15	1	1,61	3,02	51,00	1	0,10	0,05	0,99	2,14	58

Таким чином, сумарні основні та додаткові втрати теплоти дорівнюють $Q_T = 11457$ Вт

Таблиця 3.3.

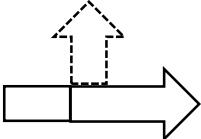
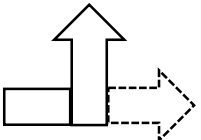
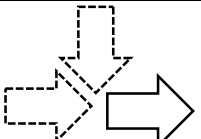
Розрахунок витрати теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрується

№	Огородження			Площа, м ²	Кількість	$R_{inf.0}$, м ² ·год/кг,	G_i , кг/год,	Q_{inf} , Вт
	Тип	Розміри, м						
		Довжина	Ширина					
1	Вікна	1,69	1,75	2,96	10	0,14	180,22	2574
2	Двері	0,75	2,15	1,61	3	0,40	33,95	485

Таким чином, сумарні втрати теплоти на інфільтрацію $Q_{inf} = 3059$ Вт.

Таблиця 2.4

Коефіцієнти місцевих гідравлічних опорів

Тип	Ескіз	Значення
Раптове розширення		1
Раптове звуження		0,5
Трійник, прохід		1
Трійник, відгалуження		1,5
Трійник, об'єднання		3
Відведення, 90 °		1,5
Радіатор		2

Таблиця 2.5

Гідравлічний розрахунок системи опалення

№	$d_{тр.i},$ мм	$G_i,$ кг/ГОД	$\omega_i,$ м/с	Re_i	$Re_{1.пр}$	$Re_{2.пр}$	$\lambda_{тр.i}$	$R_{тр.i},$ Па/м	$l_i,$ м	$\sum \zeta_i$	$Z_i,$ Па	$\Delta P_i,$ Па
1	32	737	0,26	22486	1007	24000	0,03	34	1	4,5	149	183
2	20	663,3	0,60	32432	484	15000	0,04	334	1,5	2	353	854
3	20	589,6	0,53	28649	484	15000	0,04	260	2	1	138	658
4	20	515,9	0,47	25405	484	15000	0,04	205	3	1	108	723
5	20	442,2	0,40	21622	484	15000	0,04	148	3	1	78	522
6	20	368,5	0,33	17838	484	15000	0,04	101	2	1	53	255
7	15	294,8	0,47	19054	309	11250	0,04	302	2	1	108	712
8	15	221,1	0,35	14189	309	11250	0,04	167	2	2,5	150	484
9	15	147,4	0,24	9730	309	11250	0,04	79	8	1	28	660
10	15	73,7	0,12	4865	309	11250	0,05	22	2	1	7	51
1'	15	73,7	0,12	4865	309	11250	0,05	22	2	6	42	86
2'	15	147,4	0,24	9730	309	11250	0,04	79	2	3	85	243
3'	15	221,1	0,35	14189	309	11250	0,04	167	4	3	180	848
4'	15	294,8	0,47	19054	309	11250	0,04	302	4	3	325	1533
5'	20	368,5	0,33	17838	484	15000	0,04	101	8	3	160	968
6'	20	442,2	0,40	21622	484	15000	0,04	148	1,5	3	235	457
7'	20	515,9	0,47	25405	484	15000	0,04	205	2	4,5	487	897
8'	20	589,6	0,53	28649	484	15000	0,04	260	2	9	1239	1759
9'	20	663,3	0,60	32432	484	15000	0,04	334	2	4	706	1374
10'	32	737	0,26	22486	1007	24000	0,03	34	2	3	99	167
P1	15	73,7	0,12	4865	309	11250	0,05	22	2	5	35	79