

Кафедра «Теплоенергетики та технологій машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

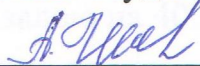
« 8 » 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка систем опалення та вентиляції двоповерхової громадської будівлі з глядацькою залою на 400 місць з розробкою теплового пункту

Виконав: студент групи 47-ТЕ-22з



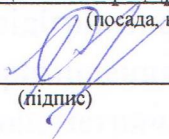
(підпис)

Литвиненко А.П.

Керівник роботи:

викладач кафедри ТЕ та ТМ ПННІ НУК

(посада, науковий ступінь, вчене звання)



(підпис)

Семенов М.М.

м. Первомайськ – 2026 р.

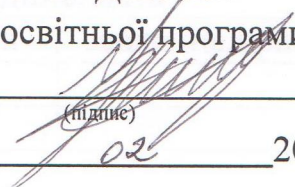
Кафедра «Теплоенергетики та технологій машинобудування»

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)
«20» 02 2026 р.

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

Студенту **Литвиненко Ангеліні Павлівні**
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка систем опалення та вентиляції двоповерхової громадської будівлі з глядацькою залою на 400 місць з розробкою теплового пункту

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 двоповерхової громадської будівлі з глядацькою залою на 400 місць та теплового пункту.

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

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання.
2. Розробка системи водяного опалення. Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу. Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення. Розробка аксонометричної схеми. Гідравлічний розрахунок системи опалення. Вибір та розрахунок опалювальних приладів.
3. Розробка системи вентиляції. Обґрунтування вибору систем вентиляції згідно з приміщеннями. Визначення обсягу споживання тепла на потреби вентиляції. Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції. Розрахунок та вибір устаткування вентиляційних систем.
4. Розробка індивідуального теплового пункту.
5. Розробка заходів з охорони праці.

5. Перелік презентаційних матеріалів

1. План першого поверху з елементами теплового пункту
2. План другого поверху.
3. Аксонометрична схема вентиляції
4. Аксонометрична схема опалення
5. Пластинчастий водо-водяний підігрівач.

1. Консультанти розділів роботи

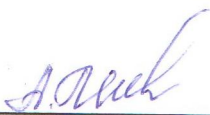
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

2. Дата видачі завдання «19» 02 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

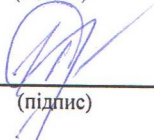
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється система тепlopостачання		
2	Розробка системи водяного опалення		
3	Розробка вентиляції		
4	Розробка теплового пункту		
5	Розробка заходів з охорони праці		
6	Графічна частина		

Студент


(підпис)

Литвиненко А.П.

Керівник роботи


(підпис)

Семенов М.М.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі розроблена систем опалення та вентиляції двоповерхової громадської будівлі з глядацькою залю на 400 місць з тепловим пунктом.

Розроблена двотрубна система водяного опалення з використанням радіаторів Calidor Super. Визначено теплові втрати будівлі за зонами та приміщеннями. Виконано гідравлічний розрахунок мережі з підбором діаметрів труб та балансувальних елементів.

Розроблено 14 систем механічної вентиляції (5 припливних, 9 витяжних); розраховано теплові та вологісні надходження, обсяги повітрообміну, енергоспоживання вентиляційного обладнання.

Спроектований індивідуальний тепловий пункт з незалежною схемою приєднання до централізованого теплопостачання.

Розроблені питання з охорони праці.

Ключові слова: система опалення, вентиляція, індивідуальний тепловий пункт, теплообмінний апарат.

ABSTRACT

In the qualification work, a heating and ventilation system for a two-story public building with an auditorium for 400 seats with a heat point was developed.

A two-pipe water heating system using Calidor Super radiators was developed. The heat losses of the building by zones and rooms were determined. A hydraulic calculation of the network was performed with the selection of pipe diameters and balancing elements.

14 mechanical ventilation systems were developed (5 supply, 9 exhaust); heat and moisture inflows, air exchange volumes, and energy consumption of ventilation equipment were calculated.

An individual heat point was designed with an independent connection scheme to the centralized heat supply.

Occupational safety issues were developed.

Keywords: heating system, ventilation, individual heat point, heat exchanger.

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
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	12
2.1. Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики	12
2.2. Розрахунок тепловтрат будівлі	12
2.3. Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи	13
2.4. Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення	18
2.5. Вибір та розрахунок опалювальних приладів	21
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ	26
3.1. Обґрунтування вибору систем вентиляції згідно з приміщеннями	26
3.2. Визначення обсягу споживання тепла на потреби вентиляції	27
3.3. Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції.....	34
3.4. Розрахунок та вибір устаткування вентиляційних систем	36
3.4.1. Пристрої для роздачі та видалення повітря у приміщеннях.....	36
3.4.2. Калориферні установки припливних систем	40
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ІНДІВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ	42
4.1. Загальні поняття	42
4.2. Підбір розширювального бака	43
4.3. Вибір фільтрів	47
4.4. Підбір теплообмінника	48
4.5. Вибір циркуляційного насоса	49
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	51

ВИСНОВКИ.....	54
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	56
ДОДАТКИ.....	57

ВСТУП

У структурі теплоспоживання житлово-комунального сектору України витрати на опалення займають домінантне місце, що зумовлено кліматичними особливостями регіону та необхідністю компенсації значних тепловтрат крізь зовнішні огорожувальні конструкції будівель протягом тривалого опалювального сезону. Опалення як штучний процес обігріву приміщень є критично важливим інженерним рішенням, спрямованим на підтримання нормованих температурних параметрів, які забезпечують тепловий комфорт людини або відповідають жорстким вимогам технологічних процесів. Сучасна система опалення розглядається як складний вид технологічного обладнання, робочі параметри якого мають бути тісно інтегровані з теплофізичними характеристиками будівлі та функціонуванням суміжних систем, насамперед вентиляції та кондиціонування повітря.

Ефективність функціонування таких систем визначається їхньою здатністю до динамічного регулювання потужності залежно від мінливих зовнішніх факторів, таких як коливання температури зовнішнього повітря, швидкість вітру та інтенсивність сонячної радіації, а також з урахуванням нерівномірних внутрішніх теплонадходжень. Взаємодія систем опалення та вентиляції створює цілісне мікрокліматичне середовище, що безпосередньо впливає на стан здоров'я людей, продуктивність праці та якість продукції у промисловості, а також на продуктивність в агропромисловому комплексі. Більше того, підтримання належного температурно-вологісного режиму є необхідною умовою для збереження експлуатаційної придатності будівельних конструкцій та забезпечення стабільності високотехнологічних виробничих процесів. Розвиток галузі, що пройшов шлях від класичних двотрубних систем до сучасних вертикально-однотрубних схем і складних вентиляційних установок, підкреслює важливість впровадження технічно досконалих рішень, які поєднують у собі енергоефективність, екологічну безпеку та високу надійність у створенні оптимального життєвого простору.

Мета роботи: Розробка систем опалення та вентиляції двоповерхової громадської будівлі з глядацькою залою на 400 місць з розробкою теплового пункту.

Завдання роботи: розробка енергоефективної системи опалення, вентиляції та індивідуального теплового пункту для громадської будівлі з урахуванням нормативних вимог, мікрокліматичних параметрів та раціонального використання енергоресурсів.

Об'єкт розробки: двоповерхова громадська будівля з глядацькою залою на 400 місць та тепловим пунктом, розташована в місті Новгород-Сіверський Чернігівської області.

Предмет розробки: системи водяного опалення (двотрубна система з тупиковою циркуляцією), механічної вентиляції (припливна та витяжна), індивідуальний тепловий пункт (ІТП) з незалежним приєднанням до теплової мережі.

Методи розробки: в роботі використано інженерні методи теплотехнічного, гідравлічного та еародинамічного розрахунків, техніко-економічний аналіз для обґрунтування вибору обладнання та нормативно-аналітичний метод на основі чинних державних будівельних норм та стандартів.

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

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

Система теплопостачання розробляється для громадської двоповерхової безгорищної будівлі з глядацькою залою на 400 місць, яка має культурно-соціальне призначення. Орієнтація головного фасаду - Південний Схід. Розташована будівля в м. Новгород-Сіверський Чернігівської області.

Місто лежить на північному сході Чернігівської області на березі річки Десна. Клімат м. Новгород-Сіверський помірний, із достатнім зволоженням. Середньорічна кількість опадів становить 600 мм. Середньорічна температура повітря 6,7°C. Абсолютний максимум температури повітря становить плюс 37°C, а мінімум - мінус 35 °C. Найбільша швидкість вітру - взимку, найменша – влітку: у січні швидкість вітру в середньому становить 4,3 м/с, у липні - 3,20 м/с.

Кліматична характеристика району забудови (місто Новгород-Сіверський Чернігівської області) [10]:

Волога зона: Б - нормальна зона

Географічна широта району будівництва: 51°47'00"

Середня температура найхолоднішої п'ятиденки: $t = - 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Середня температура опалювального періоду: $t = - 4,1^{\circ}\text{C}$

Тривалість опалювального періоду: $Z = 215$ діб

Середня температура найхолоднішого місяця: $t = - 11,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість зовнішнього повітря для найхолоднішого місяця: $\varphi = 84\%$

Розрахункова швидкість вітру для холодної пори року: $v = 4 \text{ м/с}$

Середня температура липня: $t = 18,4^{\circ}\text{C}$

Розрахункова швидкість вітру для теплої пори року: $v = 1,0 \text{ м/с}$

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для розрахункового приміщення

Період	Параметри А		Параметри Б		Барометричний тиск, ГПа
	$t_n, ^\circ\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$	
Холодний	-16,0	-14,5	-29	29,0	990,0
Перехідний	+10,0	26,5	+10	26,5	990,0
Теплий	+21,2	51,1	+26	54,9	990,0

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1. Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики

Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики наведені у таблиці 2.1 додатку А

2.2. Розрахунок тепловтрат будівлі

Розрахунок надходження шкідливостей до розрахункового приміщення виконувався для глядацької зали місткістю 400 осіб. Під час розрахунку враховано розрахунковий склад відвідувачів: 150 чоловіків, 150 жінок та 100 дітей.

Присутність людей у приміщенні є одним із основних джерел внутрішніх надходжень теплоти, вологи та вуглекислого газу. Інтенсивність цих надходжень визначається кількістю людей, їх віковою категорією, статтю, характером діяльності та тривалістю перебування у приміщенні.

Розрахунок теплонадходжень та вологовиділень від людей виконано відповідно до нормативних і довідкових даних. Результати розрахунків наведені у таблиці 2.2 Додатку А.

Для визначення параметрів систем вентиляції та опалення виконано розрахунок теплового балансу розрахункового приміщення — глядацької зали на 400 місць. Розрахунок враховує тепловтрати через огорожувальні конструкції, внутрішні тепловиділення, а також вплив зовнішніх кліматичних умов.

Результати розрахунку теплового балансу наведено у таблиці 2.3 Додатку А.

Теплова потужність системи опалення визначається на основі сумарних тепловтрат приміщень через зовнішні огорожувальні конструкції, втрат на інфільтрацію повітря та інших факторів, що впливають на тепловий режим будівлі.

Результати розрахунків тепловтрат зведено до таблиці 2.4 Додатку А.

За результатами виконаних розрахунків сумарні тепловтрати становлять:

- для розрахункового приміщення (глядацької зали) — 11,6 кВт;
- для інших приміщень будівлі — 75,5 кВт.

Отримані значення використовуються для подальшого підбору обладнання систем опалення, визначення теплового навантаження та розрахунку параметрів теплового пункту.

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

Система опалення являє собою комплекс взаємопов'язаних технічних засобів і конструктивних елементів, призначених для виробництва, транспортування та передачі теплової енергії до опалюваних приміщень з метою забезпечення та підтримання нормативних параметрів мікроклімату відповідно до встановлених санітарно-гігієнічних вимог і умов комфортного перебування людей [2].

Основною характеристикою системи опалення є її теплова потужність, яка визначається на основі результатів теплотехнічного розрахунку та теплового балансу будівлі з урахуванням тепловтрат через огорожувальні конструкції, інфільтрації зовнішнього повітря та інших факторів.

Опалення належить до інженерних систем будівлі та є складовою частиною будівельної теплоенергетики. Монтаж стаціонарних систем опалення здійснюється на етапі будівництва або реконструкції об'єкта. Під час проєктування елементи системи повинні бути конструктивно узгоджені з архітектурно-планувальними рішеннями будівлі, її конструктивними особливостями та вимогами до внутрішнього простору приміщень. Водночас система опалення розглядається як важливий елемент інженерного та технологічного оснащення будівлі.

Особливістю функціонування систем опалення є їх сезонний режим роботи та змінний характер теплового навантаження. Рівень використання встановленої теплової потужності значною мірою залежить від кліматичних умов, насамперед температури зовнішнього повітря у холодний період року.

Початок опалювального сезону здійснюється за умови стійкого зниження середньодобової температури зовнішнього повітря до $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче протягом

трьох діб поспіль. Завершення опалювального періоду проводиться при стійкому перевищенні цього температурного рівня. Такі критерії дозволяють забезпечити раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів та підтримання нормативних параметрів внутрішнього мікроклімату.

Період роботи системи опалення протягом року називають опалювальним періодом. Його тривалість визначають на основі багаторічних кліматичних спостережень як середню кількість діб зі стійкою середньодобовою температурою зовнішнього повітря нижче $+8^{\circ}\text{C}$.

Сучасні системи опалення повинні відповідати комплексу технічних та експлуатаційних вимог, зокрема характеризуватися високою надійністю роботи, можливістю кількісного та якісного регулювання тепловіддачі, достатнім рівнем автоматизації процесів керування, енергоефективністю та економічністю експлуатації.

До основних конструктивних елементів системи опалення належать:

Джерело теплової енергії – елемент системи, призначений для виробництва або отримання теплоти (котел, теплообмінник при централізованому теплопостачанні, теплогенератор тощо);

Трубопровідна система (теплопроводи) – сукупність труб та допоміжних елементів, що забезпечують транспортування теплоносія від джерела теплоти до опалювальних приладів;

Опалювальні прилади – теплообмінні пристрої, призначені для передачі теплової енергії від теплоносія безпосередньо до повітря внутрішнього середовища приміщень.

Вибір джерела теплопостачання

Для забезпечення потреб будівлі в тепловій енергії приймається централізована система теплопостачання. Такий варіант є одним із найбільш поширених у міській інженерній інфраструктурі та широко використовується для теплопостачання житлових, громадських і виробничих будівель.

Застосування централізованого теплопостачання характеризується низкою техніко-економічних переваг. Зокрема, вартість одиниці теплової енергії, що виробляється на великих джерелах теплоти (ТЕЦ, районних або квартальних

котельнях), як правило, є нижчою порівняно з автономними системами теплогенерації. Це обумовлено більш високим коефіцієнтом корисної дії теплогенерувального обладнання, ефективністю використання палива та централізованою організацією виробництва теплової енергії.

Додатковою перевагою є відсутність необхідності будівництва власного джерела теплоти на об'єкті, що дозволяє зменшити капітальні витрати та спростити експлуатацію системи. При цьому виключається потреба в організації паливного господарства, створенні додаткових робочих місць для обслуговування обладнання, забезпеченні транспортування та зберігання палива, а також проведенні заходів з утримання котельного обладнання.

Таким чином, прийняте рішення забезпечує раціональне використання енергетичних ресурсів, зниження експлуатаційних витрат та підвищення надійності теплопостачання об'єкта.

Вибір схеми приєднання системи опалення до теплових мереж

Для приєднання системи водяного опалення до зовнішніх теплових мереж приймається незалежна схема підключення через теплообмінне обладнання.

Незалежна схема передбачає гідравлічне розділення внутрішньої системи опалення будівлі та зовнішньої теплової мережі за допомогою теплообмінника. Така схема застосовується у випадках, коли параметри теплоносія теплової мережі не відповідають допустимим параметрам внутрішньої системи або коли необхідно виключити безпосередній вплив тиску теплової мережі на внутрішню систему опалення.

Основною перевагою незалежної схеми є забезпечення індивідуального теплогідравлічного режиму роботи системи опалення будівлі. Це дозволяє підтримувати стабільні параметри теплоносія, забезпечувати ефективне регулювання теплового навантаження та підвищувати якість теплопостачання.

Крім того, застосування незалежної схеми підвищує надійність експлуатації системи. У разі виникнення аварійних ситуацій у зовнішній тепловій мережі внутрішня система опалення може протягом певного часу зберігати циркуляцію теплоносія, використовуючи наявний об'єм води. Це сприяє підтриманню

теплого режиму будівлі до моменту усунення пошкоджень на магістральних теплопроводах.

Важливою перевагою також є збільшення терміну служби внутрішньої системи опалення. Завдяки гідравлічному відокремленню та використанню підготовленого теплоносія знижується корозійна активність середовища, що позитивно впливає на довговічність трубопроводів, арматури та опалювальних приладів.

Отже, застосування незалежної схеми приєднання забезпечує підвищення надійності, довговічності та енергоефективності системи опалення.

Вибір системи опалення

Для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату у приміщеннях будівлі приймається водяна система опалення як найбільш поширене та технічно обґрунтоване рішення для об'єктів даного типу.

Порівняно з паровими системами опалення водяна система має низку суттєвих переваг. Насамперед вона характеризується вищими санітарно-гігієнічними показниками та забезпечує більш комфортні умови перебування людей у приміщеннях. Це обумовлено нижчою температурою поверхні опалювальних приладів, відсутністю значних температурних коливань та можливістю плавного регулювання теплового режиму.

Крім того, водяні системи опалення забезпечують стабільність теплового навантаження, мають високу експлуатаційну надійність та дозволяють ефективно застосовувати сучасні засоби автоматичного регулювання і керування параметрами теплоносія.

Вибір трубопроводів

Для монтажу системи опалення приймаються трубопроводи зі зшитого поліетилену виробництва Rehau, які широко застосовуються у сучасних системах опалення та гарячого водопостачання і характеризуються високими експлуатаційними показниками.

Технологія зшивки поліетилену забезпечує формування просторової молекулярної структури матеріалу, що суттєво покращує його фізико-механічні характеристики порівняно зі звичайними полімерними трубами.

До основних переваг трубопроводів зі зшитого поліетилену належать:

- висока корозійна стійкість;
- відсутність утворення внутрішніх відкладень та заростання поверхні труб;
- підвищена стійкість до абразивного зношування;
- низький рівень шуму при русі теплоносія;
- хімічна та токсикологічна безпечність;
- тривалий термін експлуатації;
- незначна маса та технологічність монтажу;
- стійкість до температурних деформацій і гідравлічних навантажень.

Зазначені характеристики забезпечують високу надійність системи та зниження експлуатаційних витрат протягом тривалого періоду експлуатації.

Вибір схеми системи опалення

Для даного об'єкта приймається двотрубна система водяного опалення.

Застосування двотрубною схеми дозволяє забезпечити подачу теплоносія до кожного опалювального приладу з однаковими температурними параметрами, що сприяє рівномірному розподілу теплової енергії між приміщеннями та підвищує ефективність роботи системи.

Використання сучасної регулювальної та запірної арматури дає можливість здійснювати індивідуальне налаштування тепловіддачі окремих опалювальних приладів, забезпечуючи комфортні умови експлуатації та додаткове енергозбереження.

За схемою руху теплоносія приймається система з тупиковим рухом води. У такій схемі напрямок руху теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах є протилежним. Подібне конструктивне рішення відрізняється простотою реалізації, меншою довжиною трубопроводів та економічною доцільністю для будівель малої і середньої площі.

За конструктивною схемою розподілу теплоносія приймається горизонтальна система розведення трубопроводів. Вибір такого рішення

обумовлений незначною поверховістю будівлі та значною протяжністю її планувальної структури в горизонтальному напрямку.

Горизонтальна схема забезпечує спрощення монтажу, можливість прихованого прокладання трубопроводів, підвищення естетичності приміщень та зручність експлуатації системи.

2.4. Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення

Методика розрахунку наведена [15].

Гідравлічний розрахунок системи опалення

Метою гідравлічного розрахунку системи опалення є визначення оптимальних діаметрів трубопроводів для забезпечення пропуску розрахункових витрат теплоносія, а також визначення втрат тиску в окремих елементах і по всій системі в цілому.

Гідравлічний розрахунок виконується відповідно до основних законів гідромеханіки та базується на умові забезпечення балансу енергії в циркуляційному контурі системи опалення. Розрахунковий циркуляційний тиск, що створюється джерелом циркуляції, повинен повністю компенсувати сумарні гідравлічні втрати під час руху теплоносія по трубопроводах та елементах системи.

Основним завданням гідравлічного розрахунку є визначення параметрів руху теплоносія та забезпечення раціонального розподілу його витрат між усіма елементами системи опалення з метою рівномірного забезпечення теплового навантаження опалювальних приладів.

Гідравлічний розрахунок системи виконується методом питомих лінійних втрат тиску на тертя. Даний метод ґрунтується на підборі діаметрів трубопроводів за умовою забезпечення допустимих питомих втрат тиску на одиницю довжини трубопроводу.

Під час виконання розрахунку приймається однаковий розрахунковий перепад температур теплоносія для всіх стояків та гілок системи, що відповідає загальному розрахунковому температурному графіку системи опалення. Такий підхід забезпечує стабільний гідравлічний режим роботи системи та рівномірний розподіл теплоносія.

Сумарні втрати тиску на розрахунковій ділянці складаються з втрат тиску на тертя під час руху теплоносія по трубопроводах та втрат у місцевих опорах, які виникають у фасонних елементах, арматурі, поворотах, трійниках та інших конструктивних елементах системи.

Втрати тиску на ділянці визначаються за залежністю:

$$\Delta P = R \cdot l + Z \text{ де:}$$

ΔP — сумарні втрати тиску на розрахунковій ділянці, Па;

R — питомі лінійні втрати тиску на тертя, Па/м;

l — довжина розрахункової ділянки трубопроводу, м;

Z — втрати тиску в місцевих опорах, Па.

Отримані результати гідравлічного розрахунку використовуються для остаточного підбору діаметрів трубопроводів, вибору циркуляційного обладнання, балансувальної арматури та забезпечення надійної й енергоефективної роботи системи опалення.

$$\Delta P_{\text{уч}} = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \right) \cdot l_{\text{уч}} + \sum \xi \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} = R \cdot l_{\text{уч}} + Z$$

де R — питомі лінійні втрати тиску на тертя (визначаються за таблицею 9 [15], що залежать від витрати (G) та від діаметра трубопроводу (d);

Z — втрати тиску у місцевих опорах (визначається за таблицею 10 [15], залежно від швидкості V і $\sum \xi$).

Витрата теплоносія визначається за формулою:

$$G_i = \frac{0.86 \cdot Q_i}{\Delta t_i},$$

де $\Delta t_c = t_r - t_o$ - розрахункова різниця температур води в системі.

Втрати тиску в циркуляційному кільці системи опалення при послідовному з'єднанні ділянок визначаються за формулою:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \sum (R \cdot l + z)$$

Втрати тиску в циркуляційному кільці системи опалення при паралельному з'єднанні двох ділянок, стояків або гілок визначаються за формулою:

$$\Delta P_{\delta} = \Delta P_j$$

При гідравлічному розрахунку використовуємо значення коефіцієнтів місцевих опорів, визначених за таблицями додатку 9 та 10 [15].

Результати гідравлічного розрахунку системи опалення записуємо у таблицю 2.5. додатку А

Отримане значення нев'язки менше нормованого (10%). Отже, розрахунок вважаємо закінченим.

Коефіцієнти місцевих опорів для ділянок головного циркуляційного кільця (ГЦК) та додаткового циркуляційного кільця визначалися на підставі нормативно-довідкових даних із довідника проєктувальника систем опалення. Отримані результати розрахунків систематизовано та наведено в таблиці 2.6 додатку А.

Необхідне попереднє налаштування регулювального клапана опалювального приладу №1 (ГВ1) визначалося виходячи з умови забезпечення нормативної частки гідравлічних втрат на клапані, що становить 70 % від загального перепаду тиску в приладі. Такий підхід забезпечує необхідний запас регулювальної здатності клапана та підвищує стабільність роботи системи в різних режимах експлуатації.

Втрати тиску в балансувальних клапанах ASV-M та ASV-PV, встановлених на основному циркуляційному кільці, визначалися для повністю відкритого положення арматури, що відповідає початковим умовам виконання гідравлічного розрахунку.

Параметри налаштування клапана ASV-PV, встановленого на гілці №2, визначалися на основі аналізу різниці між фактичними втратами тиску в зазначеній гілці та наявним перепадом тиску в системі. Це дозволяє забезпечити необхідний гідравлічний баланс і підтримувати стабільний розподіл витрат теплоносія між окремими ділянками системи.

Після завершення гідравлічного розрахунку основного циркуляційного кільця та додаткового кільця, коли були визначені перепади тиску в точках підключення кожного опалювального приладу, виконано розрахунок попереднього налаштування регулювальної арматури.

На початковому етапі визначалося необхідне значення коефіцієнта пропускної спроможності регулювального клапана, яке розраховувалося за відповідною залежністю:

$$K_v = \left(\frac{G_{\text{пр}} \cdot 10^{-3}}{\sqrt{\Delta P \cdot 10^{-5}}} \right),$$

де $G_{\text{пр}}$ - Витрата теплоносія через прилад;

ΔP - Наявний тиск.

2.5. Вибір та розрахунок опалювальних приладів

Метою теплового розрахунку опалювальних приладів є визначення необхідної площі їх нагрівальної поверхні, достатньої для передачі до приміщення розрахункової кількості теплової енергії та забезпечення нормативних параметрів мікроклімату за заданих умов експлуатації.

Тепловий розрахунок дозволяє обґрунтувати вибір типу, кількості та геометричних параметрів опалювальних приладів, забезпечуючи покриття теплових втрат приміщень і підтримання заданої температури внутрішнього повітря.

До основних вихідних даних для виконання розрахунку належать:

- розрахункові теплові втрати приміщення;
- параметри теплоносія (температура води у подавальному та зворотному трубопроводах);
- температурний графік системи опалення;
- температура внутрішнього повітря приміщення;
- тип і конструктивні характеристики опалювального приладу;
- схема підключення приладу та умови його встановлення.

Теплотехнічний розрахунок опалювальних приладів базується на основному рівнянні теплопередачі, яке визначає взаємозв'язок між тепловим потоком, температурними параметрами та характеристиками поверхні теплообміну:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t$$

де:

Q — теплова потужність опалювального приладу, Вт

k — коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°С);

F — площа нагрівальної поверхні приладу, м²;

Δt — середній температурний напір між теплоносієм та повітрям приміщення, °С.

На основі отриманих результатів визначаються необхідні характеристики опалювальних приладів, що забезпечують ефективну та надійну роботу системи опалення в розрахункових режимах.

$$Q_{\text{пр}} = k \cdot A_{\text{пр}} \cdot \Delta t$$

Для встановлення в системі опалення приймаються секційні алюмінієві радіатори типу Calidor Super, які характеризуються високими показниками тепловіддачі, сучасним дизайном та значною ефективністю теплообміну. Використання алюмінієвих радіаторів дозволяє забезпечити швидке реагування системи на зміну теплового навантаження та підвищити ефективність регулювання температурного режиму приміщень.

Для проекрованої системи приймається радіатор з монтажною висотою 500 мм. Основні геометричні характеристики однієї секції становлять:

- висота секції — 577 мм;
- ширина секції — 85 мм;
- глибина секції — 80 мм;
- внутрішній об'єм теплоносія в секції — 0,4 л.

Номінальний тепловий потік однієї секції радіатора при стандартному температурному напорі 70 °С становить 195 Вт.

Вибір зазначеного типу опалювальних приладів обумовлений їх високими експлуатаційними характеристиками, зокрема:

- підвищеною тепловою потужністю;
- малою тепловою інерційністю;
- стійкістю до корозійних процесів;
- незначною масою;
- привабливими естетичними характеристиками;
- тривалим терміном експлуатації.

Для забезпечення автоматичного підтримання температурного режиму приміщень на кожному опалювальному приладі передбачається встановлення термостатичних клапанів типу RTD-N Danfoss у комплекті з терморегулювальними головками.

Використання терморегуляторів дозволяє автоматично підтримувати задану температуру внутрішнього повітря, знижувати перевитрати теплової енергії та підвищувати комфортність експлуатації системи.

Для забезпечення гідравлічної стійкості системи на кожній гілці передбачається встановлення комплекту балансувальної та запірно-вимірювальної арматури. Використання балансувальних клапанів забезпечує рівномірний розподіл витрат теплоносія між окремими ділянками системи та підтримання розрахункового режиму її роботи.

Крім функції гідравлічного балансування, встановлена арматура дозволяє здійснювати відключення окремих стояків або ділянок системи під час проведення ремонтних чи профілактичних робіт, а також виконувати спорожнення трубопроводів через дренажні пристрої.

Розрахункові параметри теплоносія приймаються відповідно до вимог ДБН В.2.5-67:2013 та санітарно-гігієнічних норм проектування систем опалення. Температурний графік системи встановлюється згідно з прийнятими параметрами теплопостачання:

$$t_1=75.^{\circ}\text{C}$$

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

Тепловий потік радіатора «Calidor Super» при умовах експлуатації, що відрізняються від стандартних нормованих умов, визначається за відповідною розрахунковою залежністю:

$$Q = Q_{\text{н}} \cdot (\Theta/70)^{1+n} \cdot (M_{\text{пр}}/0,1)^m \cdot b \cdot \Psi = Q_{\text{н}} \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot b \cdot \Psi = Q_{\text{н}} \cdot \varphi_{\text{к}} \cdot b \cdot \Psi$$

де $Q_{\text{н}}$ – номінальний тепловий потік приладів за нормальних умов. (1секція 127 Вт) (Каталог радіаторів Calidor Super);

$\varphi_{\text{к}}$ - коефіцієнт коригування для вибору тепловий потужності радіаторів (Каталог радіаторів Calidor Super);

Θ - фактичний температурний натиск, $^{\circ}\text{C}$, що визначається за формулою:

$$\Theta = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{к}}}{2} - t_{\text{п}} = t_{\text{п}} - \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{2} - t_{\text{п}},$$

$t_{\text{п}}$ і $t_{\text{к}}$ – відповідно початкова та кінцева температури теплоносія (на вході та виході) в опалювальному приладі, °C;

$t_{\text{п}}$ - Розрахункова температура приміщення, що приймається рівною розрахунковій температурі повітря в опалювальному приміщенні $t_{\text{в}}$, °C;

$\Delta t_{\text{пр}}$ – перепад температур теплоносія між входом та виходом опалювального приладу, °C;

70 - нормований температурний напір, °C;

n і m - емпіричні показники ступеня відповідно при відносних температурному натиску та витраті теплоносія;

b - Безрозмірний поправочний коефіцієнт на розрахунковий атмосферний тиск;

Ψ – безрозмірний коефіцієнт, за допомогою якого враховується зменшення теплового потоку під час руху теплоносія за схемою «знизу-вгору» порівняно з нормованою схемою руху «зверху-вниз» ($\Psi = 1 - 0,002 \cdot D t_{\text{пр}}$). При перепаді температур у нагрівальному елементі приладу $\Delta t_{\text{пр}}$ менше 5°C, коефіцієнт Ψ можна приймати рівним 1;

$\varphi_1 = (\Theta / 70)^{1+n}$ - безрозмірний поправочний коефіцієнт, за допомогою якого враховується зміна теплового потоку опалювальних приладів за відмінності розрахункового температурного напору від нормального;

$\varphi_2 = (M_{\text{пр}} / 0,1)^m$ - безрозмірний поправочний коефіцієнт, за допомогою якого враховується зміна теплового потоку опалювального приладу за відмінності розрахункової масової витрати теплоносія через прилад від нормального при русі теплоносія за схемою «зверху-вниз»;

Тепловий потік приладу «Calidor S» у розрахункових умовах $Q_{\text{пр}}^{\text{роз}}$ визначається за формулою:

$$Q_{\text{пр}}^{\text{роз}} = Q_{\text{втр}} - \beta \cdot Q_{\text{тр.п.}}$$

де $Q_{\text{втр}}$ – тепловтрати приміщення за розрахункових умов, Вт;

β - коефіцієнт, що враховує частку тепловіддачі трубопроводів, приймаємо 0,9. (оскільки теплопроводи прокладені у підпільних каналах, то враховуємо лише тепловіддачу підводок);

$Q_{\text{тр.п}}$ - корисний тепловий потік від теплопроводів (труб), Вт, розраховується за формулою:

$$Q_{\text{тр.п}} = q_{\text{тр.в.}} \cdot L_{\text{тр.в.}} + q_{\text{тр.г.}} \cdot L_{\text{тр.г.}},$$

де $q_{\text{тр.в.}}$, $q_{\text{тр.г.}}$ – теплові потоки відкрито прокладених відповідно вертикальних та горизонтальних гладких труб;

$L_{\text{тр.в.}}$, $L_{\text{тр.г.}}$ – загальна довжина відповідно вертикальних та горизонтальних теплопроводів, м.

Отже, для розрахунку приймаємо опалювальні прилади – «Calidor Super 500», встановлені під віконними прорізами.

Результати розрахунку опалювальних приладів зведемо до таблиці 2.7
Додаток А.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

3.1. Обґрунтування вибору систем вентиляції згідно з приміщеннями

У будівлі передбачається влаштування п'яти припливних та дев'яти витяжних систем вентиляції, що забезпечують нормативні параметри повітрообміну відповідно до функціонального призначення приміщень, режимів їх експлуатації та санітарно-гігієнічних вимог.

При проектуванні систем вентиляції враховано особливості використання окремих приміщень, характер перебування людей, періодичність роботи приміщень та необхідність забезпечення енергоефективної експлуатації обладнання.

Припливні системи вентиляції

Система П1 призначена для вентиляції глядацької зали. Робота системи передбачається лише в період експлуатації приміщення та під час перебування у ньому людей, тобто система функціонує в періодичному режимі.

Для забезпечення раціонального використання енергоресурсів система обладнується пристроями регулювання витрати зовнішнього повітря, що дозволяють змінювати обсяг повітроподачі залежно від фактичного заповнення зали. Проектування системи виконано для розрахункових умов холодного періоду року.

У теплий період року додатковий повітрообмін передбачається забезпечувати за рахунок природного провітрювання через віконні прорізи.

Система П2 забезпечує подачу свіжого повітря до приміщень фойє, вестибюлю та холу. Враховуючи режим роботи зазначених приміщень, система функціонує переважно у денний та вечірній періоди.

Система П3 обслуговує приміщення поштового відділення.

Система П4 забезпечує подачу припливного повітря до приміщень сільської ради.

Система П5 призначена для вентиляції приміщень клубної частини будівлі.

Усі припливні установки оснащуються фільтрами очищення зовнішнього повітря, калориферами для його підігріву у холодний період року та комплектом автоматизованих засобів керування й регулювання роботи систем.

Витяжні системи вентиляції

Для глядацької зали передбачається механічна система витяжної вентиляції.

Система В1 обслуговує глядацьку залу та працює синхронно з припливною системою П1 лише під час перебування людей у приміщенні. Розрахунок системи виконаний для умов холодного періоду року.

У теплий період року для інтенсифікації повітрообміну додатково передбачаються витяжні пристрої, розташовані у верхній зоні приміщення.

Система В3 забезпечує видалення повітря із приміщення поштового відділення.

Система В4 обслуговує приміщення сільської ради, розташовані у лівій частині будівлі.

Система В5 забезпечує видалення повітря з приміщень клубної частини, зокрема гурткової кімнати, лекційної зали та методичного кабінету.

Система В6 призначена для видалення повітря із санітарних вузлів поштового відділення.

Система В7 забезпечує видалення повітря із санітарних вузлів, розташованих у лівій частині будівлі.

Система В8 забезпечує видалення повітря із санітарних вузлів, розташованих у правій частині будівлі.

Система В10 обслуговує гардеробне приміщення.

Видалення відпрацьованого повітря здійснюється через витяжні шахти з викидом у атмосферу на висоті 1,5 м над рівнем покрівлі, що відповідає вимогам нормативних документів щодо організації повітрообміну та виключає повторне потрапляння забрудненого повітря до будівлі.

3.2. Визначення обсягу споживання тепла на потреби вентиляції

Для глядацької зали місткістю 400 місць об'ємом $V=2122\text{ м}^3$ (відповідно до розділу 2, табл. 2.3) виконано аналіз теплового балансу приміщення з урахуванням сезонних режимів експлуатації та змінних теплових навантажень.

За результатами розрахунків встановлено такі значення теплових характеристик приміщення:

– у холодний період року:

- необхідна теплова потужність системи опалення становить 11 560 Вт;
- теплонапруженість приміщення становить 4,6 Вт/м³;

– у перехідний період року:

- теплонапруженість приміщення становить 9,8 Вт/м³;

– у теплий період року:

- теплонапруженість приміщення становить 8,7 Вт/м³.

Аналіз отриманих результатів свідчить, що найбільше теплове навантаження на систему забезпечення мікроклімату виникає у перехідний період року, що пов'язано зі значними внутрішніми теплонадходженнями від людей, освітлення та обладнання при одночасному зменшенні втрат теплоти через огорожувальні конструкції.

Під час експлуатації глядацької зали відбувається надходження до приміщення різних видів шкідливостей, основними з яких є:

- надлишкові тепловиділення;
- вологовиділення;
- виділення вуглекислого газу (CO₂).

Зазначені параметри є визначальними при розрахунку необхідного повітрообміну та виборі параметрів систем вентиляції й кондиціонування повітря.

Результати розрахунку надходжень шкідливостей для глядацької зали наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Надходження шкідливостей в глядацьку залу на 400 місць

Розрахунковий період року	Кількість людей і категорія	Теплонадходження, Вт		Вологовиділення, г/год	Надходження CO ₂ , л/год
		Явні	Повні		
холодний (t = 23°C)	400	22500,0	32820,0	14375	7195
перехідний (t = 23°C)	400	22500,0	32820,0	14375	7195
теплий (t = 28°C)	400	15000,0	29695,0	20320	7195

Під час проектування систем вентиляції важливим етапом є визначення параметрів повітряного режиму приміщення, які забезпечують нормативні мікрокліматичні умови та комфортне перебування людей.

За наявності у приміщенні надлишкових тепловиділень температура припливного повітря приймається нижчою за розрахункову температуру внутрішнього повітря. Такий підхід дозволяє компенсувати внутрішні теплонадходження та підтримувати необхідні параметри мікроклімату без виникнення локальних зон перегріву.

Для розрахункового приміщення прийнято такі параметри припливного повітря:

- для холодного періоду року: $t_{пр} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$
- для перехідного періоду року: $t_{пр} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$
- для теплого періоду року: $t_{пр} = 26,2 + 0,5 = 26,7\text{ }^{\circ}\text{C}$

Підвищення температури припливного повітря у теплий період року враховує додаткове нагрівання повітря у повітропроводах, вентиляційному обладнанні та особливості організації повітророзподілу.

Температура повітря, що видаляється із приміщення, визначається з урахуванням вертикальної температурної стратифікації внутрішнього повітряного середовища. Для цього використовується поняття градієнта температури, який характеризує зміну температури повітря на кожен метр висоти вище робочої зони.

Температура повітря, що видаляється, визначається залежністю:

$$t_y = t_v + \text{grad } t (H_{\text{прим}} - 1.5),$$

де $H_{\text{прим}}$ – висота приміщення, м.

Величину градієнта температури рекомендується визначати, виходячи з теплонапруженості приміщення:

$$q = Q_{\text{над.я.}} / V_{\text{прим}}$$

де $Q_{\text{над.я.}}$ - розрахункові надлишки явного тепла у приміщенні, Вт;

$V_{\text{прим}}$ - обсяг приміщення, м^3 .

для холодного періоду року

$q = 4,6 \text{ Вт/м}^3$, що менше 11,6 прим. $\text{grad } t = 0,3 \text{ }^\circ\text{C /м}$

$$t_y = 23 + 0,3 \times (5,8 - 1,5) = 24,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для перехідного періоду року:

$q = 9,8 \text{ Вт/м}^3$, що менше 11,6 прим. $\text{grad } t = 0,4 \text{ }^\circ\text{C /м}$

$$t_y = 23 + 0,4 \times (5,8 - 1,5) = 24,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для теплого періоду року:

$q = 8,7 \text{ Вт/м}^3$ що менше 11,6, прим. $\text{grad } t = 0,38 \text{ }^\circ\text{C /м}$

$$t_y = 28 + 0,38 \times (5,8 - 1,5) = 29,6^\circ\text{C}$$

Визначення кутового коефіцієнта променю процесу у приміщенні

Кутовий коефіцієнт променю процесу у приміщенні визначають за формулою:

$$\varepsilon = 3600 Q_{\text{надл.повн}} / M_w,$$

де $Q_{\text{надл.повн}}$ - надлишки повного тепла в приміщенні, Вт;

M_w - надлишки вологи (влагонадходження) у приміщенні, г/год.

Кутовий коефіцієнт дозволяє визначити напрямок променю процесу на Id діаграмі під час випуску повітря у приміщенні.

Для холодного періоду року:

$$\varepsilon = 3600 \times 20798 / 14375 = 5209$$

Для перехідного періоду року:

$$\varepsilon = 3600 \times 31178 / 14375 = 7808$$

Для теплого періоду року:

$$\varepsilon = 3600 \times 32028 / 20320 = 5674$$

Побудова схеми прямоточного вентиляційного процесу на Id діаграмі.

Схеми вентиляційних процесів будують на три періоди року. Порядок побудови для кожного періоду наступний:

1) За температурою зовнішнього повітря t_z та його ентальпії I_z будують точку Н зовнішнього повітря.

2) З точки Н по лінії $d = \text{const}$ проводять лінію процесу нагріву повітря в калорифері та вентиляторі Н-П до лінії прийнятої температури припливу $t_{\text{п}}$ і на перетині ставлять точку П.

3) З точки П проводять лінію з кутовим коефіцієнтом ε , і на перетині її з лініями температур внутрішнього і повітря, що видаляється, ставлять відповідно точки В і У.

Для теплого періоду виробляти нагрівання повітря в калорифері безглуздо, тому побудова процесу проводиться так само, як для холодного періоду, тільки лінія нагріву Н-П відображає нагрівання повітря на 0,5 - 1°C тільки у вентиляторі.

Визначення необхідних повітрообмінів за шкідливістю та за санітарною нормою

Загальна кількість повітря, що проходить через приміщення, називається повітрообміном. Для громадського будинку за відсутності місцевих відсмоктувачів і місцевого припливу зазвичай має місце рівність загального повітрообміну, припливного і повітря, що видаляється.

Повітрообмін за явним теплом розраховується за формулою для кожного з періодів: $G_o = 3,6 Q_{зб.я} / c (t_y - t_n)$

Повітрообмін по повному теплу розраховується за формулою для кожного з періодів: $G_o = 3,6 Q_{зб.п} / (I_y - I_n)$

Повітрообмін по вологовиділенням розраховується за формулою для кожного з періодів: $G_o = M_w / (d_y - d_n)$

Повітрообмін за виділеннями CO₂ розраховується за формулою для кожного з періодів: $G_o = VCO_2 / (C_y/\rho_y - C_n/\rho_n)$

Результати розрахунку зведені у таблиці 3.5, 3.6. додатку Б

Розрахунок рециркуляції

Для проєктованої вентиляційної системи приймається одновентиляторна схема з частковою рециркуляцією повітря, що дозволяє знизити витрати теплової енергії на підігрів зовнішнього повітря та підвищити енергоефективність роботи вентиляційної установки.

У прийнятій схемі рециркуляційне повітря після видалення з приміщення частково повертається до припливної установки та змішується із зовнішнім повітрям перед подачею до калориферного обладнання.

Оскільки забір повітря для рециркуляції передбачається із верхньої зони приміщення, температура рециркуляційного повітря приймається рівною температурі повітря, що видаляється із приміщення:

$$t_p = t_y.$$

де:

t_p — температура рециркуляційного повітря, °С;

t_y — температура повітря, що видаляється, °С.

Температура повітря після проходження калорифера приймається на 1 °С нижчою від температури припливного повітря. Такий підхід враховує додаткове підвищення температури повітря під час проходження через припливний вентилятор внаслідок перетворення механічної енергії на теплову.

Таким чином температура повітря після калорифера визначається залежністю:

$$t_k = t_{пр} - 1$$

де:

t_k — температура повітря після калорифера, °С;

$t_{пр}$ — температура припливного повітря, °С.

Витрата повітря, що подається на рециркуляцію, визначається на основі теплового балансу припливної установки та розраховується за відповідною залежністю:

$$G_{рец} = G_0 - G_H,$$

де G_0 - розрахункова витрата повітря у холодний період, кг/год;

G_H (min) - мінімальна нормативна витрата припливного повітря, кг/год;

$$G_{рец} = 24471 - 9536 = 14935 \text{ кг / год}$$

Параметри точки суміші:

$$t_{см} = \frac{-31^\circ \cdot 9536 + 24,1^\circ \cdot 14935}{14935} = 4,3^\circ\text{C}$$

Вологовміст повітря, що видаляється, розраховується за формулою:

$$d_y = d_H + M_w / G_H;$$

$$d_y = 0,2 + 14375/14938 = 1,16 \text{ г/кг}$$

Будуємо вентиляційний процес з рециркуляцією на Id діаграмі:

Лінія процесу не перетинає =100%. Робимо висновок, що рециркуляцію до підігріву можна здійснити.

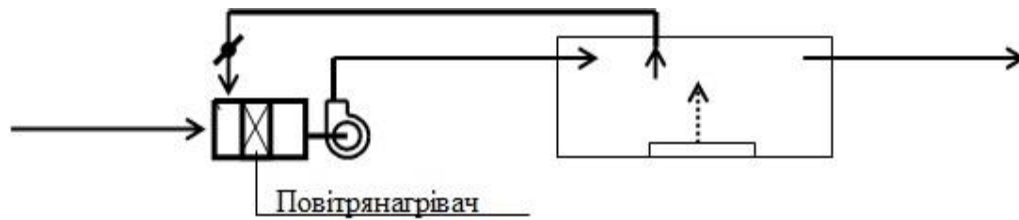


Рис. 3.1 Схема рециркуляції

Повітрообміни нерозрахункових приміщень

Методика визначення повітрообміну за нормативною кратністю застосовується для розрахунку систем вентиляції допоміжних та другорядних приміщень, для яких повітрообмін регламентується чинними нормативними документами.

Нормативною кратністю повітрообміну називається величина питомого повітрообміну, що характеризує кількість повітря, яку необхідно подавати або видаляти з приміщення протягом однієї години відносно одиниці його об'єму або іншого визначального показника. Такими показниками можуть бути:

- об'єм приміщення;
- кількість людей;
- одиниця технологічного обладнання;
- кількість санітарно-технічних приладів;
- кількість посадкових місць;
- кількість порцій гарячої їжі та інші розрахункові параметри.

Значення нормативної кратності повітрообміну встановлюються окремо для припливного та витяжного повітря відповідно до функціонального призначення приміщень та вимог чинних нормативних документів і довідкової літератури [2,11].

Розрахунок необхідного повітрообміну за кратністю виконується на основі залежності:

$$L_{\text{пр}} = K_{\text{норм.п}} V_{\text{прім}};$$

$$L_{\text{вит}} = K_{\text{норм.вит}} V_{\text{прім}};$$

або

$$L_{\text{пр}} = K_{\text{норм.п}} N_{\text{од}};$$

$$L_{\text{вит}} = K_{\text{норм.вит}} N_{\text{од}},$$

де $V_{\text{прім}}$ - обсяг приміщення, м^3 ;

$N_{\text{од}}$ - число одиниць того, стосовно чого в довідковій літературі зазначена нормативна кратність.

Результати розрахунку зведено до Додатку Б таблиці 3.7.

3.3. Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції

Метою аеродинамічного розрахунку системи вентиляції є забезпечення необхідного розподілу розрахункових витрат повітря між окремими ділянками вентиляційної мережі, а також визначення геометричних параметрів повітропроводів і сумарних втрат тиску в системі.

У процесі розрахунку здійснюється підбір розмірів поперечних перерізів повітропроводів, визначення їх еквівалентних діаметрів, швидкостей руху повітря та розрахунок втрат тиску на подолання сил тертя і місцевих аеродинамічних опорів.

Основним завданням аеродинамічного розрахунку є забезпечення такого режиму роботи системи, за якого розрахункові витрати повітря будуть надходити до всіх приміщень відповідно до прийнятого проєктного рішення при мінімальних енерговитратах та допустимих рівнях шуму.

Розрахунок місцевих опорів на окремих ділянках системи виконано з урахуванням фасонних елементів, трійників, відводів, переходів, клапанів, решіток та іншого вентиляційного обладнання. Результати визначення коефіцієнтів місцевих опорів наведені у таблицях 3.8 та 3.10 Додатку Б.

Розрахункова витрата повітря L для окремих ділянок системи визначена на попередніх етапах розрахунку. Довжина розрахункових ділянок приймається відповідно до архітектурно-планувальних рішень та визначається за планами систем вентиляції.

Для повітропроводів прямокутного перерізу аеродинамічний розрахунок виконується із використанням поняття еквівалентного діаметра, який дозволяє привести прямокутний переріз до рівноцінного круглого за умов однакових аеродинамічних характеристик.

Еквівалентний діаметр визначається за залежністю:

$$d_{\text{эк}} = \frac{2AB}{A+B}$$

де:

$d_{\text{эк}}$ — еквівалентний діаметр повітропроводу, м;

a — ширина прямокутного повітропроводу, м;

b — висота прямокутного повітропроводу, м.

Отримані результати аеродинамічного розрахунку використовуються для остаточного підбору вентиляційного обладнання, визначення характеристик

Фактична швидкість повітря визначається за такою формулою:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F}$$

Втрата тиску на тертя визначається за формулою:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{эк}}},$$

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{k_s}{d_{\text{эк}}} \right)^{0.25}$$

де

Число Рейнольдса Re визначається за такою формулою:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_{\text{эк}}}{\nu},$$

де ν - в'язкість.

Втрати тиску за довжиною:

$$\Delta P = R \cdot l \cdot \beta_{\text{ш}},$$

Де $\beta_{\text{ш}}$ - коефіцієнт шорсткості, для сталі дорівнює 1.

Втрати тиску на тертя:

$$Z = P_{\text{дин}} \cdot \sum \xi,$$

де $P_{\text{дин}}$ - динамічний тиск, Па;

$\sum^{\xi}$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів ділянки.

Повні втрати тиску на ділянці складаються із втрат за довжиною та втрат на тертя.

Аеродинамічний розрахунок двох систем: припливної П1 (наведено в додатку Б, таблиці 3.9) та витяжної механічної В1 (наведено в додатку Б, таблиці 3.11).

3.4. Розрахунок та вибір устаткування вентиляційних систем

3.4.1. Пристрої для роздачі та видалення повітря у приміщеннях

Розрахунок повітророзподілу для розрахункового приміщення [7]

Під час проєктування системи вентиляції одним із важливих етапів є організація ефективного повітророзподілу, що забезпечує рівномірне надходження припливного повітря в обслуговувану зону приміщення, створення нормативних параметрів мікроклімату та комфортних умов перебування людей.

Схема організації повітророзподілу

З урахуванням архітектурно-планувальних особливостей приміщення, а саме наявності підшивної стелі, приймається схема подачі та видалення повітря із застосуванням стельових повітророзподільних пристроїв.

Таке рішення забезпечує рівномірний розподіл повітряних потоків у приміщенні, сприяє зниженню швидкостей руху повітря в робочій зоні та покращує аеродинамічну організацію повітрообміну.

Вибір типу повітророзподільників

Для прийнятої схеми повітророзподілу обираються повітророзподільні пристрої типу 4 АПР.

Повітророзподільники типу 4 АПР являють собою квадратні стельові алюмінієві решітки, призначені для подачі та видалення повітря в системах вентиляції та кондиціонування.

Конструкція решіток забезпечує розподіл повітряного потоку у чотирьох напрямках, що сприяє більш рівномірному перемішуванню припливного повітря з повітрям приміщення та підвищує ефективність роботи системи вентиляції.

До конструктивних особливостей повітророзподільників типу 4 АПР належать:

- чотиристоронній розподіл повітряного потоку;
- наявність регулювальних клапанів для зміни витрати повітря;
- виготовлення з алюмінієвого сплаву;
- висока корозійна стійкість;
- незначна маса конструкції;
- декоративне порошкове покриття білого кольору.

Визначення кількості повітророзподільних пристроїв

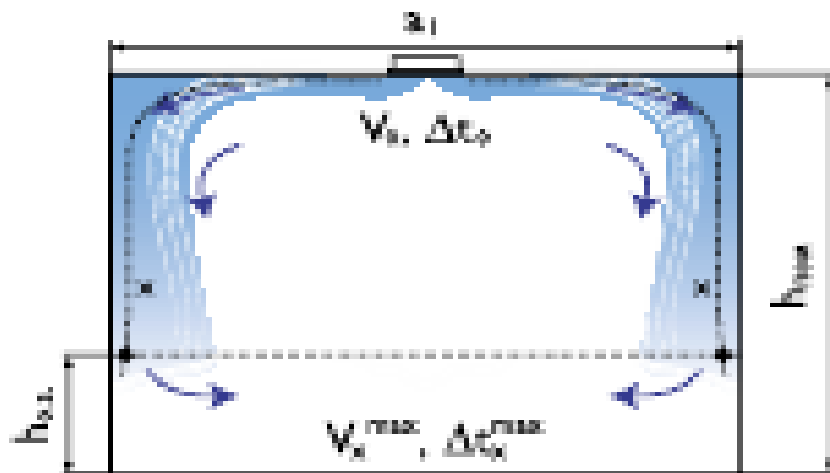
Виходячи з раніше визначеної розрахункової витрати припливного повітря для теплого періоду року:

$$L=20427 \text{ м}^3/\text{год}$$

до встановлення приймаються:

- 8 припливних повітророзподільників типу 4 АПР;
- 6 витяжних решіток аналогічного типу.

Прийнята кількість пристроїв забезпечує необхідний розподіл повітряних потоків, підтримання допустимих швидкостей повітря в зоні перебування людей та виконання нормативних вимог щодо параметрів мікроклімату.



За архітектурно-планувальним рішенням доцільно встановлювати дифузори 4АПР 675х675 мм, $F_0=0,263\text{м}^2$

За таблицею для схеми Д знаходим значення коефіцієнтів: $m = 2,2$ та $n = 1,6$.

Визначаємо розрахункову довжину струменя

$$x = 0,5 \sqrt{F_{0,1}} + h_{\text{max}} - h_{0,1}$$

$$X = 9,24 \text{ м}$$

Розраховуємо V_x , Δt_x за номограмою 1.

- 1) По $L_0=2554\text{м}^3/\text{год}$ і $F_0=0,263\text{м}^2$ визначаємо [7] А, отримуємо $V_0=3,9\text{м/с}$
- 2) Переходимо до другого квадрата, по $x=9,24\text{м}$ і $F_0=0,263\text{м}^2$, знаходимо $x/F_0=17,4$
- 3) По $m = 2,2$ і $x/F_0 = 17,4$
- 4) По $V_0=3,9\text{м/с}$ та $x/F_0=17,4$ знаходимо D і визначаємо $V_x=0,35\text{м/с}$
- 5) Переходимо до іншого квадрата, По $\Delta t_0=1^\circ\text{C}$ і $n=1,6$ знаходимо E
- 6) За $x/F_0=17,4$ і E отримуємо F- $\Delta t_x=0,6^\circ\text{C}$

Визначаємо коефіцієнт стиснення K_c для схеми Д.

$\frac{h_{\text{max}} - h_{0,1}}{\sqrt{a_1 b_1}}$	0,1	0,4	0,8	1,2	1,5	2,0
K_c	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6

Методом інтерполяції знаходимо значення $K_c = 0,685$

Обчислюємо

$$V_x^{\text{max}} = V_x - K_c \cdot K_n$$

$$V_{\text{max}} = 0,7 \cdot 0,685 \cdot 1 = 0,23$$

$$\Delta t_{\text{max}} = \Delta t_x / (K_c \cdot K_n) = 0,1 / (0,685 \cdot 1) = 0,8^\circ\text{C}$$

Отримані значення порівнюються з нормованими $V=0,3 \text{ м/с}$, $\Delta t=2^\circ\text{C}$

$$V_{\text{max}} = 0,23 < 0,3$$

$$\Delta t_{\text{max}} = 0,9 < 2^\circ\text{C}$$

Підбір решіток для всіх приміщень

Підбір повітророзподільних пристроїв виконується з урахуванням забезпечення необхідної витрати припливного повітря, допустимих швидкостей його руху та нормативних вимог щодо організації повітророзподілу в обслуговуваній зоні приміщення.

Необхідна площа живого перерізу повітророзподільних решіток для кожного приміщення визначається виходячи з розрахункової витрати повітря, яку необхідно подати до приміщення, та прийнятої швидкості руху повітря через повітророзподільний пристрій.

Розрахунок виконується за залежністю:

$$F = \frac{L_o}{3600 \cdot v},$$

F — необхідна площа живого перерізу решітки, м²;

L — розрахункова витрата повітря, м³/год;

v — швидкість руху повітря через решітку, м/с;

3600 — коефіцієнт переходу від годинної витрати до секундної.

Для організації подачі та видалення повітря в системах вентиляції передбачено використання повітророзподільних решіток типу АМР, призначених для роботи у припливних та витяжних системах вентиляції.

Решітки типу АМР являють собою алюмінієві повітророзподільні пристрої, конструкція яких передбачає наявність двох рядів індивідуально регульованих горизонтальних і вертикальних жалюзі. Така конструкція забезпечує можливість спрямованого регулювання повітряного потоку та дозволяє здійснювати точне налаштування параметрів повітророзподілу залежно від архітектурно-планувальних особливостей приміщення та вимог до організації повітрообміну.

Жалюзі встановлюються на спеціальних пластикових втулках, які забезпечують плавне регулювання їх положення, полегшують зміну кута нахилу та підвищують зручність експлуатації пристрою.

Для забезпечення гідравлічного балансування системи та можливості регулювання витрати повітря решітки типу АМР комплектуються спеціальними клапанами регулювання повітряної витрати.

Застосування решіток даного типу забезпечує рівномірний розподіл повітряних потоків у приміщенні, покращує аеродинамічні характеристики системи вентиляції та сприяє підтриманню нормативних параметрів мікроклімату.

Результати подальших розрахунків параметрів повітророзподілу та підбору повітророзподільних пристроїв наведені у таблиці 3.12 Додатку В.

3.4.2. Калориферні установки припливних систем

Припливна система П1:

Параметри повітря:

$G=9,6$ куб. м³/год для холодного періоду;

$t_{\text{зовн}}=-31^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{вн}} = +16^{\circ}\text{C}$

Параметри теплоносія (вода)

$t_r=130^{\circ}\text{C}$; $t_o=70^{\circ}\text{C}$

1. Визначаємо необхідну витрату тепла на прогрівання повітря.

$$Q = 0,278 \cdot c \cdot G \cdot (t_b - t_3)$$

де c - питома теплоємність повітря;

G - маса повітря, що нагрівається;

t_b і t_3 -температури повітря після і до калорифера

$$Q = 0,278 \cdot 1,005 \cdot 9633 \cdot (16 + 31) = 126494 \text{ Вт}$$

2. Задаючись масовою швидкістю $V_p=9$ кг/см², визначаємо необхідну площу живого перерізу калориферної установки.

$$F=3$$

Приймаємо до встановлення калорифер КСк 3-9

Площа поверхні теплообміну $F_k = 22,5$ м²

Площа живого перерізу повітрям $f_{\text{ж}}=0,455$ м²

Площа живого перерізу воді $f_{\text{тр}}=0,000846$ м²

Маса 51,7 кг.

3. Визначаємо дійсну масову швидкість повітря через калорифер

$V_p=$ кг/(см²)

4.Визначаємо швидкість руху води у трубках калорифера

$$W = (Q \cdot 10^{-3}) / (c \cdot \rho \cdot (t_r - t_o) \cdot f_{\text{тр}}) = 0,491 \text{ м / с}$$

де Q - витрата тепла для нагрівача повітря;

c - питома теплоємність води;

$f_{\text{тр}}$ - площа живого перерізу для проходу теплоносія, м²

5. За величинами W та V_p визначаємо коефіцієнт теплопередачі

$$K=58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

6. Визначаємо площу поверхні нагріву

$$t_{cp}=(t_r + t_o)/2= (130+70)/2=100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{cp}=(t_n+t_k)/2= (-31+16)/2 =-7,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F_k=1,1 \cdot Q/(K \cdot \Delta t)=1,1 \cdot 126494/(58 \cdot (100+7,5))=22,3 \text{ м}^2$$

$$22,3 < 22,5 \text{ (з підбору калорифера)}$$

Підбір обладнання вентиляційної установки для глядацької зали виконується на основі результатів розрахунків повітрообміну, аеродинамічних характеристик системи, теплового балансу приміщення та прийнятих параметрів припливного повітря.

Під час вибору обладнання враховуються розрахункова витрата повітря, втрати тиску в системі, необхідна теплова потужність калориферного обладнання, параметри повітря у різні періоди року, а також вимоги щодо енергоефективності та надійності роботи вентиляційної системи.

Результати підбору основного обладнання вентиляційної установки для глядацької зали наведено у таблиці 3.13 Додатку В.

Підбір вентиляційного обладнання для інших приміщень будівлі виконується на підставі результатів розрахунків необхідних повітрообмінів, аеродинамічних характеристик систем, призначення приміщень та режимів їх експлуатації.

Під час вибору обладнання враховуються розрахункові витрати повітря, втрати тиску в мережі повітропроводів, функціональне призначення приміщень, а також вимоги щодо енергоефективності, акустичного комфорту та надійності експлуатації систем вентиляції.

Результати підбору вентиляційного обладнання для інших приміщень наведено у Додатку В, таблиця 3.14.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ІНДІВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

4.1. Загальні поняття

Тепловий пункт будівлі призначений для підготовки теплоносія необхідних параметрів, забезпечення його розподілу між окремими інженерними системами та споживачами теплової енергії, а також для підтримання стабільного та енергоефективного режиму роботи систем теплоспоживання.

Тепловий пункт є проміжною ланкою між зовнішньою тепловою мережею та внутрішніми системами будівлі й забезпечує передачу, регулювання та контроль параметрів теплоносія відповідно до вимог споживачів.

Основними функціями теплового пункту є:

- регулювання температурних параметрів теплоносія у внутрішніх системах;
- забезпечення централізованого керування роботою систем та їх окремих елементів, а також можливості відключення окремих контурів під час експлуатації або проведення ремонтних робіт;
- очищення теплоносія від механічних домішок та забруднень;
- забезпечення необхідних гідравлічних параметрів та підтримання розрахункового циркуляційного тиску;
- захист обладнання та систем від аварійного підвищення тиску;
- контроль температурних і гідравлічних параметрів роботи систем;
- обмеження температури зворотного теплоносія, що повертається від систем теплоспоживання;
- здійснення комерційного обліку споживання теплової енергії та теплоносія.

До складу теплового пункту входять такі основні елементи:

- теплообмінне обладнання, призначене для реалізації незалежної схеми приєднання систем та забезпечення гідравлічного розділення внутрішніх систем будівлі й зовнішньої теплової мережі;
- запірна арматура для відключення окремих ділянок системи, дренажна арматура для спорожнення трубопроводів та повітровідвідна арматура для видалення повітря із систем;
- фільтри механічного очищення теплоносія;

- циркуляційні насоси для створення та підтримання необхідного перепаду тиску в системах;
- запобіжні клапани для захисту обладнання від перевищення допустимих значень тиску та температури;
- контрольно-вимірювальні прилади для моніторингу режимів роботи систем;
- системи автоматизації, що включають контролери, виконавчі механізми та регулювальні клапани для автоматичного підтримання параметрів теплоносія;
- прилади вимірювання та вузли комерційного обліку витрати теплоносія й теплової енергії.

Застосування сучасного теплового пункту дозволяє підвищити енергоефективність будівлі, забезпечити надійну роботу систем теплоспоживання та оптимізувати витрати теплової енергії.

4.2. Підбір розширювального бака

Внутрішній об'єм системи водяного опалення, включаючи трубопроводи, опалювальні прилади, арматуру, теплообмінне обладнання та інші елементи, заповнюється теплоносієм — водою. У процесі експлуатації системи об'єм теплоносія змінюється залежно від температурного режиму: при підвищенні температури відбувається теплове розширення води, а при зниженні — її об'єм зменшується.

Зміна об'єму теплоносія супроводжується зміною гідравлічного тиску в системі. Неконтрольоване підвищення тиску може негативно впливати на працездатність системи та призводити до перевищення допустимих навантажень на її елементи. З метою компенсації змін об'єму теплоносія та забезпечення стабільного гідравлічного режиму до складу системи вводиться спеціальний елемент — розширювальний бак.

У системах централізованого теплопостачання великої потужності, що обслуговують групи будівель, компенсація змін об'єму теплоносія може здійснюватися за допомогою автоматичних підживлювальних насосних станцій.

Однак у системах із відносно невеликою тепловою потужністю застосування розширювальних баків є найбільш технічно доцільним рішенням.

Розширювальні баки використовуються у системах водяного опалення окремих будівель або їх груп із сумарною тепловою потужністю до 6 МВт, коли втрати теплоносія не потребують безперервної роботи підживлювальних насосів. Для проєктованого об'єкта зазначена умова виконується, тому використання розширювального бака є обґрунтованим технічним рішенням.

Основним призначенням розширювального бака є компенсація приросту об'єму теплоносія, який виникає внаслідок його температурного розширення під час нагрівання. При цьому забезпечується підтримання необхідного рівня гідравлічного тиску в системі.

Крім основної функції, розширювальний бак забезпечує:

- компенсацію незначних втрат теплоносія у системі;
- підтримання стабільного тиску в системі;
- компенсацію зміни об'єму теплоносія під час охолодження;
- забезпечення нормального режиму роботи підживлювальних пристроїв;
- підвищення надійності роботи системи опалення.

Для проєктованої системи приймається закритий мембранний розширювальний бак, який порівняно з відкритими конструкціями має ряд суттєвих переваг:

- зниження інтенсивності корозійних процесів у системі;
- зменшення загальних теплових втрат;
- зниження інтенсивності насичення теплоносія повітрям;
- відсутність втрат теплоносія внаслідок випаровування;
- можливість встановлення в будь-якій точці системи;
- зменшення складності та вартості монтажних робіт;
- підвищення надійності та економічності експлуатації;
- спрощення технічного обслуговування системи.

Застосування закритого розширювального бака дозволяє забезпечити стабільну, надійну та безпечну роботу системи опалення, підвищити довговічність її елементів і знизити експлуатаційні витрати.

Закритий розширювальний бак являє собою герметичну ємність, внутрішній об'єм якої розділений еластичною мембраною на дві камери: водяну та газову. У газовій камері знаходиться стиснене повітря або інертний газ, який створює необхідний компенсаційний тиск та забезпечує роботу бака в процесі зміни об'єму теплоносія.

При нагріванні теплоносія надлишковий об'єм води надходить у водяну камеру бака, стискаючи газову подушку. Під час охолодження системи відбувається зворотний процес — стиснений газ витісняє теплоносій назад у систему, підтримуючи необхідний рівень тиску.

Герметичне виконання закритого розширювального бака виключає безпосередній контакт теплоносія з атмосферним повітрям, що значно зменшує інтенсивність корозійних процесів у трубопроводах, опалювальних приладах та обладнанні системи опалення.

Підтримання тиску у газовій порожнині може здійснюватися за рахунок попередньо закачаного повітря або інертного газу. У системах великої потужності можуть застосовуватись установки підтримання тиску з компресорним обладнанням та автоматичними системами керування. Однак для систем опалення будівель малої та середньої потужності найбільш поширеним рішенням є використання мембранних розширювальних баків із заводським попереднім тиском газової камери.

Об'єм розширювального бака необхідно підбирати таким чином, щоб його корисний об'єм забезпечував компенсацію температурного розширення теплоносія в межах усього діапазону робочих температур системи.

До основних вихідних даних для розрахунку об'єму розширювального бака належать:

- загальний об'єм теплоносія в системі опалення;
- температурний режим роботи системи;
- коефіцієнт температурного розширення теплоносія;
- початковий тиск у системі;
- максимально допустимий робочий тиск;
- попередній тиск у газовій камері бака.

Об'єм теплоносія в системі опалення визначається шляхом сумування внутрішніх об'ємів усіх її елементів, включаючи трубопроводи, опалювальні прилади, теплообмінне обладнання, арматуру та інші елементи системи, що містять теплоносій.

Розрахунок загального об'єму теплоносія виконується з урахуванням кількості секцій опалювальних приладів, довжин і внутрішніх діаметрів магістральних трубопроводів, розподільчих гілок, підвідних трубопроводів, а також наявності додаткових елементів і ємностей, що входять до складу системи.

Об'єм теплоносія, що міститься в одному погонному метрі трубопроводу, визначається за технічними характеристиками виробника та приймається відповідно до каталожних даних трубопроводів Rehau.

Отримане значення загального об'єму теплоносія використовується при розрахунку необхідної місткості розширювального бака, виборі обладнання системи та визначенні параметрів її роботи.

Розрахунок обсягу води в системі опалення наведено у Додатку Г, таблиця 4.1

Під час визначення загального об'єму теплоносія системи опалення передбачається додатковий запас у розмірі 20 % для врахування об'ємів води, що містяться в обладнанні теплового пункту та інших елементах системи, які не були враховані під час основного розрахунку.

Необхідність введення резерву обумовлена наявністю додаткових внутрішніх об'ємів теплообмінного обладнання, циркуляційних насосів, колекторів, арматури, трубопроводів теплового вузла та інших конструктивних елементів системи.

Врахування зазначеного запасу дозволяє підвищити точність визначення загального об'єму теплоносія та забезпечити коректний підбір розширювального бака й іншого обладнання системи опалення.

$$\begin{aligned}V'_{co} &= 1,2 \cdot V_{co} \\ V'_{co} &= 1,2 \cdot 308 = 370\text{л}\end{aligned}$$

Коефіцієнт температурного розширення води при розрахунковій температурі теплоносія у подавальному трубопроводі 75°C, відповідно до

довідкових даних, становить 0,029 від початкового об'єму води при початковій температурі.

Зазначений коефіцієнт характеризує відносне збільшення об'єму теплоносія внаслідок його нагрівання та використовується при розрахунку необхідної місткості розширювального бака.

Тоді приріст об'єму води в системі внаслідок температурного розширення визначається за залежністю:

$$\Delta V = 370 \cdot 0,029 = 10,73 \text{ л}$$

Приймаємо з урахуванням значення позначки верхньої точки системи опалення $H_{\text{макс}}=5,8$ м, із запасом 5 м мінімальний тиск у системі опалення $P_{\text{мін}}=1,08$ бар. Максимальний тиск налаштування запобіжного клапана складаємо $P_2 = 3,0$ бар.

Об'єм розширювального бака визначимо за формулою:

$$V_6 = \frac{\Delta V}{\left(1 - \frac{P_1}{P_2}\right)},$$
$$V_6 = \frac{10,73}{\left(1 - \frac{1,08}{3}\right)} = 16,8 \text{ л}$$

Підбираю розширювальний бак фірми «Reflex» з каталогу:

- об'єм - 18 л
- максимальний надлишковий тиск - 3 бар
- інтервал робочих температур - від - 0 до +99°C
- діаметр бака – 308 мм
- висота бака - 360 мм

4.3. Вибір фільтрів

Для забезпечення надійної та довговічної роботи системи опалення передбачається встановлення фільтраційного обладнання, призначеного для очищення теплоносія від механічних домішок та твердих частинок.

Наявність у теплоносії сторонніх включень може призводити до засмічення трубопроводів, теплообмінного обладнання, циркуляційних насосів, регулювальної арматури та інших елементів системи, що негативно впливає на ефективність роботи та знижує термін їх експлуатації.

Для очищення теплоносія до встановлення приймається сітчастий фільтр косого типу з латунним корпусом, внутрішнім різьбовим приєднанням та дренажним краном типу Y222P виробництва Danfoss.

Основні характеристики прийнятого фільтра:

- умовний діаметр: DN 40 мм;
- пропускна здатність: $K_v = 23 \text{ м}^3/\text{год}$;
- матеріал корпусу: латунь;
- тип приєднання: внутрішня різьба;
- наявність дренажного крана для очищення та обслуговування.

Використання фільтра даного типу забезпечує ефективне очищення теплоносія, знижує ризик засмічення елементів системи та сприяє підвищенню надійності й стабільності роботи обладнання.

$$\Delta P = \left(\frac{L}{K_v} \right)^2 \cdot 10^5 = \left(\frac{2,998}{23} \right)^2 \cdot 10^5 = 1,7 \text{ кПа}.$$

4.4. Підбір теплообмінника

Підбір обладнання теплового пункту виконується на підставі прийнятої схеми приєднання внутрішніх інженерних систем, розрахункових витрат теплоносія, температурних параметрів системи опалення та параметрів теплоносія на ввіді теплової мережі до будівлі.

Під час вибору обладнання враховуються теплове навантаження систем, гідравлічні характеристики, температурний графік роботи, а також вимоги щодо надійності, енергоефективності та можливості автоматичного регулювання режимів роботи.

Для системи опалення як основне теплообмінне обладнання прийнято розбірний пластинчастий теплообмінник виробництва Danfoss.

Розбірні пластинчасті теплообмінники забезпечують ефективну передачу теплової енергії, компактність конструкції, зручність технічного обслуговування та можливість зміни теплової потужності шляхом зміни кількості пластин.

Підбір теплообмінника виконано із застосуванням спеціалізованого програмного забезпечення Danfoss Heat Exchanger Calculator Tool, що дозволяє здійснювати розрахунок параметрів обладнання з урахуванням теплового навантаження, температурних режимів, витрат теплоносія та гідравлічних характеристик системи.

Результати розрахунку та остаточного підбору теплообмінного обладнання наведено у таблиці 4.2 Додатку Г.

4.5. Вибір циркуляційного насоса

Вихідні дані:

$\Delta P_{\text{оцк}}$ – втрати тиску в основному циркуляційному кільці, $\Delta P_{\text{оцк}} = 34,4$ кПа;

$\Delta P_{\text{то}}$ – втрати тиску у вторинному контурі теплообмінника.

$\Delta P_{\text{то}} = 17,5$ кПа;

$\Delta P_{\text{ф}}$ – втрати тиску в сітчастому фільтрі. $\Delta P_{\text{ф}} = 1,7$ кПа.

Q_{co} - потужність системи опалення. $Q_{\text{co}} = 75,5$ кВт.

Втрати тиску в системі опалення приймаємо із запасом 20%:

$$\Delta P_{\text{н}} = 1,2 \cdot (\Delta P_{\text{оцк}} + \Delta P_{\text{то}} + \Delta P_{\text{ф}})$$

$$\Delta P_{\text{н}} = 1,2 \cdot (34409 + 17500 + 1700) = 64,3 \text{ кПа.}$$

Витрата теплоносія в системі опалення:

$$G_{\text{co}} = 1,1 \cdot \frac{0,86 \cdot Q_{\text{co}}}{\Delta t_{\text{co}}},$$

$$G = 1,1 \cdot \frac{0,86 \cdot 75495}{75 - 65} = 7142 \text{ кг/год} = 7,142 \text{ м}^3/\text{год.}$$

На підставі результатів гідравлічного розрахунку системи та аналізу отриманих параметрів виконано підбір циркуляційного насосного обладнання.

Вибір насоса здійснювався з урахуванням необхідної витрати теплоносія, розрахункового напору, гідравлічних втрат у системі та вимог щодо енергоефективності й надійності експлуатації.

За результатами аналізу технічних характеристик насосного обладнання та відповідно до каталожних даних Wilo прийнято циркуляційний насос типу Wilo-Stratos MAXO.

Для забезпечення безперебійної та надійної роботи системи передбачається встановлення двох насосних агрегатів: одного робочого та одного резервного. Наявність резервного насоса дозволяє підтримувати працездатність системи у разі відмови або проведення технічного обслуговування основного обладнання.

Основні розрахункові параметри насосного обладнання становлять:

- оптимальна подача теплоносія: 15 м³/год;
- оптимальний напір: **11 м.**

Прийняте насосне обладнання забезпечує необхідні гідравлічні параметри системи, стабільну циркуляцію теплоносія та відповідає розрахунковим режимам роботи системи опалення.

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

5.1. Організаційна структура та законодавча база охорони праці на об'єкті

Охорона праці під час експлуатації систем опалення та вентиляції двоповерхової громадської будівлі базується на вимогах Конституції України, Закону України «Про охорону праці» та нормативно-правових актів, таких як НПАОП 0.00-1.75-15 «Правила охорони праці під час експлуатації тепломеханічного обладнання та теплових мереж» та ДБН В.2.5-67:2013.

Відповідальність за стан охорони праці несе керівництво установи, яке призначає відповідальну особу за справний стан і безпечну експлуатацію систем теплопостачання та вентиляції. Весь персонал, задіяний у технічному обслуговуванні, повинен пройти інструктажі (вступний, первинний, повторний), а також спеціальне навчання з питань електробезпеки та пожежної безпеки.

5.1.1. Безпека під час експлуатації індивідуального теплового пункту (ІТП)

Оскільки в роботі спроектовано ІТП з незалежною схемою приєднання та використанням пластинчастих теплообмінників, особливу увагу слід приділити таким заходам:

Захист від опіків: Усі трубопроводи з температурою теплоносія понад 45°C повинні бути покриті тепловою ізоляцією. На ділянках можливого механічного пошкодження ізоляція захищається металевими кожухами.

Контрольно-вимірювальні прилади: ІТП обладнується манометрами та термометрами на кожному вузлі. Забороняється експлуатація обладнання при несправних запобіжних клапанах або при перевищенні робочого тиску, визначеного розрахунком.

Експлуатація насосів: Циркуляційні насоси системи опалення повинні мати захисні кожухи на муфтах з'єднання. Пуск насосів при несправному заземленні корпусу категорично заборонений.

5.1.3. Заходи безпеки при обслуговуванні систем вентиляції

Для забезпечення мікроклімату в глядацькій залі на 400 місць та офісних приміщеннях передбачено 14 механічних систем. Вимоги безпеки включають:

Доступ до обладнання: Венткамери, розташовані на другому поверсі, повинні мати вільні проходи завширшки не менше 0,7 м для безпечного обслуговування калориферів та вентиляторів.

Вібро- та шумоізоляція: Вентиляційне обладнання монтується на віброізоляторах, а з'єднання з повітроводами виконується через гнучкі вставки для запобігання поширенню вібрації, що є небезпечним фактором для персоналу та відвідувачів.

Робота з калориферами: Під час зимового періоду (враховуючи розрахункову температуру -30°C для Новгород-Сіверського) необхідно контролювати автоматику захисту калориферів від замерзання, щоб уникнути розриву трубок та аварійного викиду гарячої води.

5.1.4. Електробезпека інженерного обладнання

Електроживлення двигунів вентиляторів, циркуляційних насосів та щитів автоматики здійснюється від мережі 380/220 В.

Заземлення: Усі металеві частини обладнання, що можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, підлягають зануленню або заземленню відповідно до ПУЕ. Опір заземлювального пристрою не повинен перевищувати 4 Ом.

Ступінь захисту: Електрообладнання в підвальних приміщеннях (ІТП) та венткамерах повинно мати ступінь захисту не нижче IP54.

5.1.5. Пожежна безпека та вимоги до глядацької зали

З огляду на наявність глядацької зали на 400 місць, пожежна безпека є критичним аспектом:

Вогнезатримні клапани: На повітроводах систем вентиляції в місцях перетину протипожежних перешкод (стін, перекриттів) обов'язково встановлюються автоматичні вогнезатримні клапани.

Автоматичне відключення: При спрацюванні пожежної сигналізації системи загальнообмінної вентиляції повинні автоматично вимикатися для запобігання поширенню диму.

Матеріали: Повітроводи систем, що обслуговують залу для глядачів, виконуються виключно з негорючих матеріалів (оцинкована сталь).

Опалювальні прилади: Використані радіатори Calidor Super повинні встановлюватися таким чином, щоб забезпечувати легке очищення від пилу, який може стати джерелом займання у складських приміщеннях декорацій.

5.1.6. Санітарно-гігієнічні вимоги до мікроклімату

Системи опалення та вентиляції повинні забезпечувати в залі для глядачів розрахункову температуру 23°C у холодний період року при вологості не вище 60%. Кратність повітрообміну розрахована на асиміляцію теплонадлишків від 400 осіб (близько 32,8 кВт повного тепла). Контроль за якістю повітря здійснюється шляхом регулярної заміни фільтруючих елементів у припливних установках.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі було розроблено комплексний проєкт систем опалення, вентиляції та індивідуального теплового пункту для двоповерхової громадської будівлі. Всі етапи проєктування проводились із дотриманням нормативних документів України у сфері будівництва, енергоефективності, санітарно-гігієнічних норм та безпеки експлуатації інженерного обладнання. Основною метою було забезпечення належного теплового комфорту у приміщеннях будівлі, мінімізація теплових втрат, зниження витрат на експлуатацію інженерних мереж та впровадження енергоощадних рішень.

Проведено аналіз кліматичних параметрів регіону відповідно до ДБН В.1.1-27:2006. Визначено розрахункові температури зовнішнього повітря в опалювальний період, а також параметри мікроклімату, які необхідно забезпечити у внутрішніх приміщеннях будівлі.

Виконано детальний теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі. Для кожної конструкції визначено фактичний та нормативний опір теплопередачі, що дозволило встановити рівень теплозахисту будівлі та врахувати ці показники при обрахунку тепловтрат. Результати теплотехнічного аналізу підтвердили необхідність посиленого теплоізолювання окремих зон.

На основі обрахованих тепловтрат кожного приміщення виконано підбір опалювальних приладів. Для забезпечення нормативного температурного режиму використані алюмінієві секційні радіатори типу Calidor Super. Проведено розрахунок кількості секцій на кожне приміщення з урахуванням температурного графіка, теплового напору, коефіцієнта тепловіддачі та місця встановлення приладу.

Система опалення спроектована двотрубна горизонтальна з тупиковою схемою циркуляції. Обґрунтовано вибір схеми, зважаючи на енергоефективність, зручність регулювання, гідравлічну стабільність та гнучкість у зональному керуванні температурою. Проведено повний гідравлічний розрахунок системи трубопроводів із визначенням витрат теплоносія в кожній ділянці, втрат тиску,

підбором діаметрів труб, арматури, термостатичних клапанів, з урахуванням втрат у місцевих опорах. Забезпечено дотримання допустимих швидкостей руху теплоносія та гідравлічну збалансованість системи.

Для будівлі розраховано 14 окремих вентиляційних систем: 5 припливних і 9 витяжних. Враховано тип і призначення приміщень, кількість людей, тривалість перебування, шкідливі речовини, які можуть виділятися у повітря. Для кожної системи виконано аеродинамічний розрахунок, підібрано тип вентиляторів, повітроводів, фільтрувальних елементів та шумоглушників. Особливої уваги потребували розрахунки для глядацької зали на 400 місць, де враховано теплонадходження від людей, освітлення, електрообладнання. Розраховано об'єми повітря, яке необхідно подавати та видаляти, враховано втрати теплоти на нагрів повітря у холодний період року, а також споживання електроенергії вентиляційними агрегатами.

Розроблений індивідуальний тепловий пункт (ІТП). Вибрано централізоване джерело теплопостачання з незалежною схемою підключення, що забезпечує термогідравлічну незалежність внутрішньої системи опалення від зовнішньої теплової мережі. ІТП забезпечує регулювання температури теплоносія, облік спожитої теплової енергії, захист обладнання від гідравлічних ударів і перевищення тиску. Визначені основні елементи ІТП: теплообмінники, насосні агрегати, автоматичні регулятори, системи безпеки та диспетчеризації. ІТП дозволяє автоматизовано керувати роботою системи опалення залежно від зовнішньої температури та часу доби, що сприяє зниженню витрат на опалення.

Запропоновані технічні рішення є технологічно обґрунтованими, доступними для реалізації та орієнтованими на зниження експлуатаційних витрат. У роботі використано сучасне програмне забезпечення для розрахунків і моделювання гідравлічних процесів, що підвищує точність результатів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бедрій Я. І. Охорона праці : навч. посіб. Київ : ЦУЛ, 2002. 322 с.
2. Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання 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
3. Буд А. Ф., Колодяжний В. В. Розрахунок та проектування систем вентиляції та кондиціювання повітря. Київ : ТОВ «Вент-сервіс», 2014. 344 с.
4. 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., Заседателєв 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
5. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціювання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018>.
6. 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>
7. Гузик Д.В., Федяй Б.М. Сучасні системи вентиляції. ПолтНТУ, 2017. 312 с.
8. 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.
9. 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

10. 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)
11. 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)
12. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Аеродинаміка вентиляції : навч. посібник для студентів вищ. навч. закладів. Львів : Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2003. 270 с.
13. Зайцев О.М., Любарець О.П. Проектування систем опалення. Відень, 2008. 201 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. Каталог обладнання Calidor Super: технічні характеристики. Італія: Fondital, 2022. 32 с.
17. Каталог Danfoss: автоматичні регулятори систем опалення. Київ: Danfoss Україна, 2022. 40 с.
18. Каталог насосного обладнання Wilo: технічні описи. Німеччина: Wilo SE, 2021. 64 с.

Додаток А

Таблиця 1.2

Розрахункові параметри внутрішнього мікроклімату для розрахункового приміщення

Найменування приміщення	Період року	Оптимальні параметри			Допустимі параметри			Розрахункові параметри		
		$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$
Зала для глядачів на 400 місць	ХП	20-21	45-30	0,2	18-23	<60	0,3	23	<60	0,3
	ПП	20-21	45-30	0,2	18-23	<60	0,3	23	<60	0,3
	ТП	23-25	60-30	0,3	18-28	<65	0,5	28	<65	0,5

Таблиця 1.3

Температура внутрішнього повітря та кратність повітрообміну в приміщеннях 1-го поверху

Номер приміщення	Найменування приміщення	$t_{в}$	Кратність	
			Приплив	Витяжка
101	Вестибюль	16	20	-
102	Гардероб	16	-	2
103	Фойє	16	2	-
104	Глядацька зала	23	За розрахунком на асиміляцію теплонадлишків	
105	Склад декорацій	16	-	1
106	Артистична (чол.)	20	2	3
107	Артистична (жін.)	20	2	3

Номер приміщення	Найменування приміщення	t _в	Кратність	
			Приплив	Витяжка
108	Комора	16	-	1
109	Санвузол	16	-	200 м ³
110	Санвузол	16	-	200 м ³
111	Сходова клітка	16	-	-
112	Коридор	18	-	-
114	Вестибюль із гардеробом	16	2	2
115	Офіс сільради	18	2	1,5
116	Комора	16	-	1,5
117	Офіс сільради	18	2	1,5
118	Сільрада	18	2	1,5
119	Сходова клітка	16	-	-
120	Операційна зала пошти	18	1,5	1,5
121	Приміщення працівників пошти	18	1,5	1,5
122	Кімната оформлення документів	18	1,5	1,5
123	Комора обробки та зберігання посилок	16	2	02
124	Комора	16	-	1
125	Санвузол	16	-	50 м ³
126	Санвузол	16	-	50 м ³
127	Коридор	16	-	-
128	Коридор	16	-	-
129	Сходова клітка	16	-	-
130	Санвузол	16	-	100 м ³

Номер приміщення	Найменування приміщення	t _в	Кратність	
			Приплив	Витяжка
131	Санвузол	16	-	100 м3
132	Офіс сільради	18	2	1,5
133	Офіс сільради	18	2	1,5

Таблиця 1.4

Температура внутрішнього повітря та кратність повітрообміну в приміщеннях 2-го поверху

Номер приміщення	Найменування приміщення	t _в	Кратність	
			Приплив	Витяжка
233	Венткамера	16	-	1
234	Гурткова	18	2	3
235	Гурткова	18	2	3
236	Гурткова	18	2	3
237	Методичний кабінет	18	1	-
238	Бібліотека (читацька зала)	18	3	2
239	Коридор	18	-	-
240	Хол 2-го поверху	16	-	2
241	Лекційна зала	18	3	2
242	Офіс	18	2	1,5
243	Офіс	18	2	1,5
244	Офіс	18	2	1,5
245	Офіс	18	2	1,5
246	Офіс	18	2	1,5

247	Офіс	18	2	1,5
248	Офіс	18	2	1,5
249	Перемоткова	18	2	2
250	Кінопроекційна	18	2	2
251	Комора	16	-	1
252	Коридор	18	-	-

Таблиця 2.1

Теплотехнічний розрахунок зовнішніх огорож

Вид огорожі	$\delta_I, \text{ м}$	$R_{o, \text{тр}}^{\text{тр}}, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$	$R_{o, \text{с}}^{\text{с}}, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$	$R_{o, \text{в}}^{\text{в}}, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$	$K, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$
Зовнішня стіна	0,410	1,252	2,625	2,676	0,374
Безгорищне покриття	0,2510	1,408	3,501	3,508	0,285
Перекриття над неопалювальним підвалом	0,3870	0,9010	2,963	3,042	0,329
Підлоги на ґрунті неутеплені	-	-	-	-	-
I	-	-	-	2,1	0,476
II	-	-	-	4,3	0,233
III	-	-	-	8,6	0,116
IV	-	-	-	14,2	0,070
Заповнення віконного отвору	-	-	0,4380	0,580	1,724
Зовнішні двері	-	0,7510	-	-	1,332

Таблиця 2.2

Теплонадходження і вологонадходження від людей

Найменування приміщення	Розрахунковий період року	Кількість людей і категорія		Теплонадходження, Вт				Волого-виділення, г/год		Надходження CO ₂ , л/год	
				Від 1 людини		Всього		Від 1люд.	Всього	Від 1люд.	Всього
				Явні	Пов	Явні	Пов				
Глядацька зала	Х.П. t = 23°C	150	чол.	72	105	10800	15750	46	6900	23	3450
		150	жін.	54	78,8	8100	11820	34,5	5175	17,3	2595
		100	діт.	36	52,5	3600	5250	23	2300	11,5	1150
		400	Всього	-	-	22500	32820	-	14375	-	7195
	П.П. t = 23°C	150	чол.	72	105	10800	15750	46	6900	23	3450
		150	жін.	54	78,8	8100	11820	34,5	5175	17,3	2595
		100	діт.	36	52,5	3600	5250	23	2300	11,5	1150
		400	Всього	-	-	22500	32820	-	14375	-	7195
	Т.П. t = 28°C	150	чол.	48	95	7200	14250	65	9750	23	3450
		150	жін.	36	71,3	5400	10695	48,8	7320	17,3	2595

		100	діт.	24	47,5	2400	4750	32,5	3250	11,5	1150
		400	Всього	-	-	15000	29695	-	20320	-	7195

Таблиця 2.3

Тепловий баланс розрахункового приміщення глядацької зали на 400 місць, V=2122 м³

Глядацька зала			Найменування приміщення		
Г	П	Х	Розрахунковий період року		
28	23	23	t, °C		
-	2700	13780	Тепловтрати приміщення, Вт		
-	-	-	Через зовн. огорожі		
-	2700	13780	Нагрівання інф. пов.		
-	2700	13780	Всього		
15000	22500	22500	Від людей		
29695	32820	32820	Явні		
1058	1058	1058	Повні		
3513	-	-	Від освітлення		
18513	23558	23558	Від соляної радіації		
32208	33878	33878	Всього		
18513	20858	9778	Надлишки теплоти		
32028	31178	20798	Явні		
-	-	-	Повні		
-	-	-	Недос.		
-	-	11560	Теплова потужність системи опалення, Вт		
8,7	9,8	4,6	Теплонапруга, прим., Вт/м ²		

Таблиця 2.4

Теплова потужність системи опалення

№ прим	Призначення приміщення	t_b	$t_b - t_n$	$Q_{\text{прим}}$
1 поверх				
101	Вестибюль	16	47	2580
102	Гардероб	16	47	1130
103	Фойє	16	47	8480
104	Глядацька зала	18	47	11560
105	Склад декорацій	16	47	2130
106	Артистична кімната (чол.)	20	51	960
107	Артистична кімната (жін.)	20	51	680
108	Комора	16	47	640
109	Санвузол	16	47	620
110	Санвузол	16	47	620
111	Сходова клітка	16	47	1420
112	Коридор	16	47	180
114	Вестибюль Сільради з гардеробом	16	47	2320
115	Контора сільради	18	49	850
116	Комора	16	47	500
117	Офіс сільради	18	49	420
118	Сільрада	18	49	500
119	Сходова клітка	16	47	1960
120	Опер зал пошти	16	49	930
121	Приміщення працівників пошти	16	49	590
122	Кімната оформлення документів	18	49	780
123	Комора обробки та зберігання посилок	16	47	680
124	Комора	16	47	90

125	Санвузол	16	47	75
126	Санвузол	16	47	75
127	Коридор	16	47	250
128	Коридор	16	47	150
129	Сходова клітка	16	47	710
130	Санвузол	16	47	250
131	Санвузол	16	47	250
132	Офіс сільради	18	49	250
133	Офіс сільради	18	49	450
2 поверх				
233	Венткамера	16	47	2670
234	Гурткова	18	49	1500
235	Гурткова	18	49	2230
236	Гурткова	18	49	535
237	Методичний кабінет	18	49	535
238	Бібліотека (читацька зала)	18	49	2290
239	Коридор	16	47	540
240	Хол 2-го поверху	16	47	10240
241	Лекційна зала	18	49	3620
242	Офіс	18	49	1080
243	Офіс	18	49	850
244	Офіс	18	49	1170
245	Офіс	18	49	580
246	Офіс	18	49	1150
247	Офіс	18	49	980
248	Офіс	18	49	860
249	Перемоткова	16	47	490
250	Кінопроекційна	16	47	105

251	Комора	16	47	450
252	Коридор	16	47	540

Гідравлічний розрахунок системи опалення

Дані за схемою				Прийнято						
№ ділянки	Q, Вт	G, кг/год	L, м	D, мм	ω, м/с	R, Па	R·L, Па	Σξ	Z, Па	R·L+Z, Па
Основне циркуляційне кільце через стояк прилад № 1 ГВ 2										
1	860	53,8	10,1	16	0,14	33	337	10,6	100	437
Клапан RTD-N (з налаштуванням "3")										13800
Клапан RLV (Kv=3 м³/год)										22
										14259
70% - ΔРпр=11081Па			Втрати на тертя: 4749·0,65 = 3087 Па							
30% - Σ(Rl+Z)=4749 Па			R=3087/98,6=31,3 Па/м							
2	1840	115,1	3,2	16	0,300	133	425	1,0	7	432
3	2380	148,9	3,1	16	0,380	202	627	1,0	69	696
4	2955	184,9	3,1	16	0,480	295	915	1,0	47	962
5	3530	220,9	4,7	20	0,380	152	713	2,5	43	756
6	4120	257,8	3	20	0,440	195	585	1,0	22	607
7	5290	331,0	3	20	0,570	299	897	1,0	31	928
8	5875	367,6	3	25	0,390	128	384	1,0	38	422
9	6440	403,0	3	25	0,420	135	405	1,0	44	449
10	7310	457,4	3	25	0,540	180	540	1,0	50	590
11	7850	491,2	2,7	25	0,540	205	554	1,0	57	610
12	8390	525,0	4,2	32	0,350	70	294	2,5	150	444
23	75495	4724,0	3	50	0,930	236	708	2,5	150	858
Клапан ASV-M d20 (Kv=1 м³/год)										652
2'	1840	115,1	3,2	16	0,300	130	416	1,0	7	423

3'	2380	148,9	3,1	16	0,380	202	626	1,0	69	696
4'	2955	184,9	3,1	16	0,480	295	915	1,0	47	962
5'	3530	220,9	4,7	20	0,380	152	714	2,5	43	757
6'	4120	257,8	3	20	0,440	195	585	1,0	22	607
7'	5290	331,0	3	20	0,570	299	897	1,0	31	928
8'	5875	367,6	3	25	0,390	128	384	1,0	38	422
9'	6440	403,0	3	25	0,420	135	405	2,5	44	449
10'	7310	457,4	3	25	0,540	180	540	4,5	50	590
11'	7850	491,2	2,7	25	0,540	205	554	1,0	57	610
12'	8390	525,0	4,2	32	0,350	70	294	2,5	150	444
23'	75495	4724,0	3	50	0,930	236	708	2,5	150	858
Клапан ASV-PV d20 (Kv=1,0 м³/год)										4000
									Σ	34409

Разом: втрати тиску в основному циркуляційному кільці становили 34409 Па.

Додаткове циркуляційне кільце через прилад № 9 ГВ 1										
Налаштований тиск										
$\Delta P = \sum(RI+Z)_{1,2,3,4,5,6,7,8,9,1,2'3',4',5'6',7',8',9',10,10',11,11',12,12'} = 28041 \text{ Па}$										
13	800	50,1	11	16	0,140	33	367	13,6	128	495
Клапан RTD-N (з налаштуванням "3")										13800
Клапан RLV ($K_v=2,5 \text{ м}^3/\text{год}$)										17
										14312
14	1190	74,5	2,6	16	0,190	63	164	1,0	17	181
15	1580	98,9	3,1	16	0,250	95	295	1,0	30	325
16	2170	135,8	3,1	16	0,360	182	564	1,0	62	626
17	2950	184,6	10,7	20	0,310	107	1145	2,5	115	1260
18	3450	215,9	3	20	0,370	145	435	1,0	66	501
19	3870	242,2	3,1	20	0,420	174	539	1,0	25	564
20	4370	273,4	3	20	0,470	214	642	1,0	26	668
21	4795	300,0	2,5	20	0,520	260	650	1,0	60	710
22	5220	326,6	3	25	0,360	101	303	1,0	28	331
Клапан ASV-M d20 ($K_v=1,4 \text{ м}^3/\text{год}$)										400
14'	1190	74,5	2,6	16	0,190	63	164	1,0	17	181
15'	1580	98,9	3,1	16	0,250	95	295	1,0	30	325
16'	2170	135,8	3,1	16	0,360	182	564	1,0	62	626
17'	2950	184,6	10,7	16	0,480	284	3039	13,0	1438	4476
18'	3450	215,9	3	16	0,570	360	1080	1,0	156	1236
19'	3870	242,2	3,1	20	0,420	174	539	1,0	25	564
20'	4370	273,4	3	20	0,470	216	648	1,0	106	754
21'	4795	300,0	2,5	20	0,520	244	610	1,0	130	740
22'	5220	326,6	3	25	0,360	101	303	1,0	62	365

Клапан ASV-PV d20(Kv=1,4 м³/год)								200
Нев'язка	Δ		4,7%				Всього	29346

Таблиця 2.6

Коефіцієнти місцевих опорів для ділянок

№ ділянки	Найменування	ξ	Кількість	$\Sigma\xi$
Основне циркуляційне кільце через прилад №1				
1	Відведення на 90°C	1,5	6	9
	Трійник на прохід	1	1	1
	Радіатор	2,6	1	2,6
				10,6
2	Трійник на прохід	1	1	1
				1
2'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
3	Трійник на прохід	1	1	1
				1
3'	Трійник на прохід	1	1	1
4	Трійник на прохід	1	1	1
	Відведення на 90°C	1,5	1	1
				2,5
4'	Трійник на прохід	1	1	1
	Відведення на 90°C	1,5	1	1
				2,5
5	Трійник на прохід	1	1	1
				1
5'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
6	Трійник на прохід	1	1	1
				1
6'	Трійник на прохід	1	1	1

№ ділянки	Найменування	ξ	Кількість	$\Sigma\xi$
				1
7	Трійник на прохід	1	1	1
				1
7'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
8	Трійник на прохід	1	1	1
				1
8'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
9	Трійник на прохід	1	1	1
9'	Трійник на прохід	1	1	1
10	Трійник на прохід	1	1	1
10'	Трійник на прохід	1	1	1
11	Трійник на прохід	1	1	1
11'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
12	Відведення на 90	1,5	1	1,5
	Трійник на прохід	1	1	1
				2,5
12'	Відведення на 90	1,5	1	1
	Трійник на прохід	1	1	1
				2,5
Циркуляційне кільце через прилад №9				
13	Відведення на 90°C	1,5	6	9
	Трійник на прохід	1	2	2
	Радіатор	2,6	1	2,6
				13,6
14	Трійник на прохід	1	1	1

№ ділянки	Найменування	ξ	Кількість	$\Sigma\xi$
				1
14'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
15	Трійник на прохід	1	1	1
				1
15'	Трійник на прохід	1	1	1
16	Трійник на прохід	1	1	1
				1
16'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
17	Трійник на прохід	1	1	1
	Відведення на 90°C	1,5	4	6
				7
17'	Трійник на прохід	1	1	1
	Відведення на 90°C	1,5	8	12
				13
18	Трійник на прохід	1	1	1
				1
18'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
19	Трійник на прохід	1	1	1
				1
19'	Трійник на прохід	1	1	1
				1
20	Трійник на прохід	1	1	1
				1
20'	Трійник на прохід	1	1	1

№ ділянки	Найменування	ξ	Кількість	$\Sigma\xi$
				1
21	Трійник на прохід	1	1	1
21'	Трійник на прохід	1	1	1
22	Трійник на прохід	1	1	1
22'	Трійник на прохід	1	1	1

Таблиця 2.7

Результати розрахунку опалювальних приладів

1-й поверх																		
№ прим	Q піт, Вт	тв, оС	tr(o) -тв, оС	dY, мм	qv	lv	qг	lg	Q тр п, Вт	Q ПР, Вт	φk	Q ну, Вт	Q секції, Вт	Кіл-ть секцій, n	Кіл-ть приладів	Q прил., Вт	Q загальна, Вт	Типорозмір
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
101	2580	16	59	15	44	0,8	59	5	330,2	2543,9	0,76	195	148,2	18	1	2618	2618	Calidor Super
			44		35		46		258,0									
102	1130	16	59	15	44	0,8	59	3,2	224,0	998,2	0,76	195	148,2	3	2	445	889	Calidor Super
			44		35		46		175,2									
103	8480	16	59	15	46	0,8	61	18	1134,8	7965,6	0,8	195	156	6	10	875	8746	Calidor Super
			44		37		49		911,6									
104	13780	16	59	15	44	0,8	59	11	684,2	13997,7	0,76	195	148,2	10	10	1482	14820	Calidor Super
			44		35		46		534,0									
105	2130	16	59	15	44	0,8	59	4	271,2	2016,2	0,76	195	148,2	14	1	2090	2090	Calidor Super
			44		35		46		212,0									
106	960	20	55	15	41	0,8	53	3,5	218,3	822,6	0,7	195	136,5	6	1	819	819	Calidor Super
			40		31		42		171,8									
107	680	20	55	15	41	0,8	53	2	138,8	597,0	0,7	195	136,5	5	1	683	683	Calidor Super
			40		31		42		108,8									
108	680	16	59	15	41	0,8	56	2	144,8	592,6	0,71	195	138,5	4	1	554	554	Calidor Super
			44		32		43		111,6									
109	620	16	59	15	43	0,8	57	2	148,4	525,4	0,72	195	140,4	4	1	562	562	Calidor Super
			44		34		44		115,2									
110	620	18	57	15	43	0,8	57	2	148,4	525,4	0,72	195	140,4	4	1	562	562	Calidor Super
			42		34		44		115,2									
111	1420	18	57	15	43	0,8	57	2	148,4	1373,4	0,72	195	140,4	10	1	1404	1404	Calidor Super
			42		34		44		115,2									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

112	1860	18	57 42	15	43 34	1,6	57 44	3	239,8 186,4	1758,5	0,72	195	140,4	11	1	1544	1544	Calidor Super
114	2320	18	57 42	15	43 34	0,8	57 44	2	148,4 115,2	2327,4	0,72	195	140,4	17	1	2387	2387	Calidor Super
115	850	18	57 42	15	41 32	0,8	56 43	4	256,8 197,6	673,8	0,71	195	138,5	3	2	415	831	Calidor Super
116	700	18	57 42	15	41 32	0,8	56 43	2	144,8 111,6	613,8	0,71	195	138,5	5	1	683	683	Calidor Super
117	680	18	57 42	15	41 31	0,8	53 42	2	138,8 108,8	597,0	0,7	195	136,5	5	1	683	683	Calidor Super
118	700	18	57 42	15	41 32	1,6	56 43	2	177,6 137,2	584,6	0,71	195	138,5	5	1	692	692	Calidor Super
119	1170	18	57 42	15	41 32	1,6	56 43	2	177,6 137,2	1082,8	0,71	195	138,5	8	1	1152	1152	Calidor Super
120	930	18	57 42	15	44 35	0,8	59 46	5	330,2 258,0	691,7	0,76	195	148,2	5	1	766	766	Calidor Super
121	590	18	57 42	15	44 35	0,8	59 46	2	153,2 120,0	488,8	0,76	195	148,2	4	1	563	563	Calidor Super
122	780	18	57 42	15	44 35	0,8	59 46	1	94,2 74,0	742,7	0,76	195	148,2	3	2	445	891	Calidor Super
123	1610	18	57 42	15	44 35	0,8	59 46	5	330,2 258,0	1412,5	0,76	195	148,2	10	1	1487	1487	Calidor Super

2-й поверх

№ прим	Q піт, Вт	тв, оС	tr(о)-тв, оС	dY, мм	qv	lv	qг	lg	Q тр п, Вт	Q ПР, Вт	фк	Q ну, Вт	Q секції Вт	Кіл-ть секцій, п	Кіл-ть приладів	Q прил., Вт	Q заг., Вт	Типорозмір
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
233	2670	16	59 44	15	39 30	2,4	52 41	1,2	156,0 121,2	2798,4	0,68	195	132,6	5	1	663	663	Calidor Super
234	1500	18	57 42	15	44 35	0,8	59 46	2,8	200,4 156,8	1411,4	0,76	195	148,2	6	2	889	1778	Calidor Super
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

235	1730	18	57 42	15	44 35	0,8	59 46	3	212,2 166,0	1644,7	0,76	195	148,2	6	2	889	1778	Calidor Super
236	535	18	57 42	15	44 35	0,8	59 46	2	153,2 120,0	430,5	0,76	195	148,2	3	1	445	445	Calidor Super
237	535	18	57 42	15	41 32	0,8	56 43	2	144,8 111,6	438,9	0,71	195	138,5	4	1	554	554	Calidor Super
238	2290	18	57 42	15	43 34	0,8	57 44	3,4	228,2 176,8	2224,9	0,72	195	140,4	3	3	421	1264	Calidor Super
239	2170	18	57 42	15	43 34	1,6	57 44	2	182,8 142,4	2137,6	0,72	195	140,4	4	1	562	562	Calidor Super
240	10240	18	57 42	15	43 34	1,6	57 44	6,6	445,0 344,8	10459,5	0,72	195	140,4	5	10	702	7020	Calidor Super
241	3620	18	57 42	15	43 34	1,6	57 44	6,6	445,0 344,8	3442,3	0,72	195	140,4	6	3	842	2527	Calidor Super
242	1080	18	57 42	15	43 34	1,6	57 44	7,2	479,2 371,2	719,6	0,72	195	140,4	3	2	421	842	Calidor Super
243	605	18	57 42	15	43 34	0,8	57 44	3,4	228,2 176,8	438,8	0,72	195	140,4	3	1	421	421	Calidor Super
244	1170	18	57 42	15	41 32	0,8	56 43	3,2	212,0 163,2	1052,6	0,71	195	138,5	4	2	554	1108	Calidor Super
245	580	18	57 42	15	41 32	0,8	56 43	2,6	178,4 137,4	456,9	0,71	195	138,5	3	1	415	415	Calidor Super
246	390	22	53 38	15	41 31	0,8	53 42	3	191,8 150,8	242,1	0,7	195	136,5	3	2	410	819	Calidor Super
247	1150	18	57 42	15	41 32	1,6	56 43	7,2	468,8 360,8	804,2	0,71	195	138,5	3	1	415	415	Calidor Super
248	580	18	57 42	15	41 32	1,6	56 43	7,4	480,0 369,4	190,1	0,71	195	138,5	5	1	692	692	Calidor Super

Додаток Б

Таблиця 3.2

Зміна параметрів повітря для холодного періоду року

Точка	T	φ	d	I
Н	-31	84	0,2	-30,8
П	16	2	0,2	16,7
В	23	16	2,9	30,5
У	24,1	18	3,4	33

Таблиця 3.3

Зміна параметрів повітря для перехідного періоду року

Точка	T	φ	d	I
Н	10	84	6,5	26,5
П	16	57	6,5	32,6
В	23	43	7,6	42,5
У	24,7	40	7,8	44,8

Таблиця 3.4

Зміна параметрів повітря для теплого періоду року

Точка	t	φ	d	I
Н	26,2	49	11,2	54,9
П	26,7	48	11,2	55,5
В	28,2	46	11,8	58,5
У	29,6	43	12	60,5

Таблиця 3.5

Розрахункова частина повітряного балансу приміщення глядацької зали

Період року	Внутрішня температура	Повітрообміни за шкідливістю, кг/год								Кратність, К
		По явному теплу	По повному теплу	За вологою	За CO ₂	Нормований		Розрахунковий		
						G, кг/год	L, м ³ /год	G, кг/год	L, м ³ /год	
Теплий	28,2	24372	24284	24471	8208	9371	8000	24471	20 427	9,6
Перехідний	23	11319	11230	11636	8 291	9536	8000	11636	9762	4,6
Холодний	23	7078	7193	7111	8 291	9536	8000	9633	8082	3,8

Таблиця 3.6

Організаційно-конструкторська частина повітряного балансу приміщення

Приплив				Всього	Витяжка				Всього, кг/год
Загальнообмінний					Загальнообмінна				
Механічний					Механічна				
G, кг/год	L, м³/год	t	г		G, кг/год	L, м³/год	t	г	
24 047	20 427	26,7	1,18	24 047	24 047	20 624	29,6	1,17	24 047
11 918	9762	16,0	1,22	11 918	11 918	10 056	24,7	1,19	11 918
9 866	8082	16,0	1,22	9 866	9 866	8 308	24,1	1,19	9 866

Таблиця 3.7

Розрахунок повітрообмінів за кратністю

№	Приміщення	t _в	Кратність		Об'єм	Приплив	Витяжка
			Приплив	Витяжка			
1	2	3	4	5	7	8	9
101	Вестибюль	16	2	0	144	288	0
102	Гардероб	16	0	2	88	0	176
103	Фойє	16	2	0	692	1384	0
105	Склад декорацій	16	0	1	113	0	113
106	Артистична (чоловіча)	20	2	3	47	94	141
107	Артистична (жіноча)	20	2	3	47	94	141
108	Комора	16	0	1	47	0	47
109	Санвузол	16	0	200	47	0	150
110	Санвузол	16	0	200	47	0	150
113	Вестибюль з гардероб.	16	2	2	112	224	224
115	Вестибюль офісних приміщень	18	2	1,5	89	178	134
116	Комора	16	0	1	52	0	52
118	Офіс	18	2	1,5	52	104	78
117	Офіс	18	2	1,5	47	94	71
120	Операційна зала пошти	18	1,5	1,5	43	65	65
121	Приміщення працівників пошти	18	1,5	1,5	52	78	78
122	Кімната оформлення документів	18	1,5	1,5	45	68	68
123	Комора	16	2	2	27	55	55
124	Комора	16	0	1	12	0	12

1	2	3	4	5	7	8	9
125	Санвузол	16	0	50	5	0	50
126	Санвузол	16	0	50	5	0	50
130	Санвузол жіночий	16	0	100	12	0	100
131	Санвузол чоловічий	16	0	100	12	0	100
132	Офіс	18	2	1,5	22	44	33
133	Офіс	18	2	1,5	52	104	78
233	Венткамера	16	0	1	114	0	114
234	Гурткова	18	2	3	94	188	282
235	Гурткова	18	2	3	143	286	429
236	Гурткова	18	2	3	43	86	129
237	Методкабінет	18	1	0	43	43	0
238	Бібліотека (читацька зала)	18	3	2	145	435	290
240	Хол	16	2	0	690	1380	0
241	Лекційна зала	18	3	2	145	435	290
242	Офіс	18	2	1,5	89	178	133
243	Офіс	18	2	1,5	52	104	78
244	Офіс	18	2	1,5	97	194	146
245	Офіс	18	2	1,5	46	92	69
246	Офіс	18	2	1,5	46	92	69
247	Офіс	18	2	1,5	42	84	63
248	Офіс	18	2	1,5	42	84	63
249	Перемоткова	18	2	2	26	52	52
250	Кінопроекційна	18	2	2	49	98	98
251	Комора	16	0	1	25	0	25

Таблиця 3.8

Визначення КМО для П1

Ділянка	КМО	Умови вибору	ξ	Кількість	$\sum \xi$
1	2	3	4	5	6
4АПР	Грати 4АПР	P=15Па		1	
1	Коліно 90°		1,2	1	1,2
	Трійник на відгалуження		0,78	1	0,78
					1,98
2	Коліно 90°		1,27	1	1,27
					1,97
3	Коліно 90°		1,2	1	1,2
	Трійник на прохід		3,1	1	3,1
					4,3
4	Трійник на відгалуження		0,85	1	0,85
5	Коліно 90°		1,302	1	1,302
	Раптове розширення		0,25	1	0,5
					1,802
6	Грати АМР				
	Трійник на прохід		1	1	1

Таблиця 3.9

Аеродинамічний розрахунок припливної П1

№	L, м/год	Довжина l, м	Розмір перерізу		F, м	d _{скв} , мм	v, м/с	$\Delta P_{тр}$, Па	$\Sigma \xi$	P _{дин} , Па	Z, Па	$\Delta P_{діл}$, Па	$\Sigma P_{діл}$, Па
			A, мм	B, мм									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Основний напрямок системи П1													
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6	–	–		–	15	15
0-1	2553	5,81	800	400	0,320	533	2,2	1	1,98	3	6	8	23
1-2	6118	4,9	1200	500	0,600	706	2,8	2	3,1	5	15	17	40
2-3	9177	4,9	1400	600	0,840	840	3,0	2	3,1	6	17	26	66
3-4	12236	3,91	1400	800	1,120	1018	3,0	1	1,27	6	7	8	74
4-5	20424	14,4	1400	800	1,120	1018	5,1	0	2,54	15	39	39	113
Додаткові ділянки системи П1													
Наявний тиск $\Delta P_{діл}$, 0,1 = 17 Па													
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6					15	15
6-1	2553	1	800	400	0,320	533	2,2	0	1,302	3	4	4	19
												Нев'язка	16,96
							Діафрагма 275x675						2,77
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6	0	0	1	0	15	32
7-2	2553	1	800	400	0,320	533	2,2	0	1,302	3	4	4	36
												нев'язка	10,50
							Діафрагма 177x577						3,90
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6	0	0	1	0	15	26
8-3	2553	1	800	400	0,320	533	2,2	0	1,302	3	4	4	29
												нев'язка	55,54
							Діафрагма 177x577						3,30

Таблиця 3.10

Визначення КМО для В1

Номер ділянки	Найменування опору	Кількість	Умови вибору	КМО	Сума КМО
1	2	3	4	5	6
В1					
0	4АПР	1	15 Па		
1-2	Трійник на прохід	1	$L_o/L_c=0,5; F_{п}/F_c=0,62$	0,2	0,2
				$\Sigma \xi$	0,2
2-3	Трійник на відгалуження	1	$F_{п}+F_0>F_c; V_0 = 2,29;$ $V_c = 4,69; V_0/V_c=0,5$	0,1	0,1
					0,1
3-4					0
Додаткові ділянки системи В1					
2-7	4АПН	1		1,4	1,4
	Трійник на відгалуження	1	$F_{п}+F_0>F_c; V_0 = 2,29;$ $V_c = 4,69; V_0/V_c=0,5$	0,1	0,1
				$\square \square$	1,5

Таблиця 3.11

Аеродинамічний розрахунок системи В1

№	L, м/год	Довжи на l, м	d мм	F, м	d _{екв} , мм	v, м/с	Re		$\Delta P_{тр}$, Па	$\Sigma \xi$	R _{дін} , Па	Z, Па	$\Delta P_{діл}$, Па	$\Sigma R_{діл}$, Па
Основного напрямку системи В1														
4АПР	2553	0	0	0,000	0	0,0	0	0,000	0	0,0	0	0	15	15
0-1	2553	1,5	630	0,312	630	2,3	94902	0,019	0	0,5	3	2	2	17
1-2	5106	3,5	800	0,502	800	2,8	149470	0,017	0	2	5	10	10	27
2-3	10212	3,5	1120	0,985	1120	2,9	213529	0,016	0	0,6	5	3	3	30
3-4	20427	0,6	1250	1,227	1250	4,6	382700	0,014	0	0	13	0	0	30
Додаткові ділянки системи В1														
4АПР	2253	0		0,000	0								15	15
1-5	2253	1,5	630	0,312	630	2,0	83750	0,019	0,1	0,53	2	1	1	16
Нев'язка														1,79
4АПР	2253	0		0,000	0								15	15
2-6	2253	1,5	630	0,312	630	2,0	83750	0,019	0,1	1,50	2	4	4	19
Нев'язка														
							Діафрагма d420			5				2,257
4АПР	2253	0		0,000	0								15	15
7-2	2253	1,5	630	0,312	630	2,0	83750	0,019	0,1	1,50	2	4	4	19
Нев'язка														
							Діафрагма d426			5				2,21

Додаток В

Таблиця 3.12

Підбір повітророзподільників для нерозрахункових приміщень

№	Найменування приміщення	v_0 , м/с	L_0 , м ³ /год			Кіл-ть ПР, шт.	м/с	ПР пристрій	Типорозмір АхВ (d)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
102	Гардероб	3	176	0,016	0,019	1	2,57	AMP	200x150
105	Склад декорацій	3	113	0,010	0,014	1	2,24	AMP	150x150
106	Артистична (чоловіча)	3	141	0,013	0,014	1	2,80	AMP	150x150
107	Артистична (жіноча)	3	141	0,013	0,019	1	2,06	AMP	200x150
108	Комора	3	47	0,004	0,009	1	1,45	AMP	100x150
109	Санвузол	3	150	0,014	0,019	1	2,19	AMP	200x150
110	Санвузол	3	150	0,014	0,019	1	2,19	AMP	200x150
113	Вестибюль із гардеробом	3	224	0,021	0,024	1	2,59	AMP	200x200
115	Вестибюль	3	134	0,012	0,014	1	2,66	AMP	150x150
116	Комора	3	52	0,005	0,009	1	1,60	AMP	100x150
118	Офіс	3	78	0,007	0,009	1	2,41	AMP	100x150
117	Контора	3	71	0,007	0,009	1	2,19	AMP	100x150
120	Операційна зала пошти	3	65	0,006	0,009	1	2,01	AMP	100x150

Продовження таблиці 3.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
121	Прим. працівників пошти	3	78	0,007	0,009	1	2,41	AMP	100x150
122	Кімната оформл. документів	3	68	0,006	0,009	1	2,10	AMP	100x150
123	Комора	3	12	0,001	0,009	1	0,37	AMP	100x150
124	Санвузол	3	50	0,005	0,009	1	1,54	AMP	100x150
125	Санвузол	3	50	0,005	0,009	1	1,54	AMP	100x150
130	Санвузол	3	100	0,009	0,014	1	1,98	AMP	150x150
131	Санвузол	3	100	0,009	0,014	1	1,98	AMP	150x150
132	Офіс	3	33	0,003	0,009	1	1,02	AMP	100x150
133	Офіс	3	78	0,007	0,009	1	2,41	AMP	100x150
233	Венткамера	3	114	0,011	0,014	1	2,26	AMP	150x150
234	Гурткова	3	282	0,026	0,031	1	2,53	AMP	200x250
235	Гурткова	3	429	0,040	0,031	2	1,92	AMP	200x250
236	Гурткова	3	129	0,012	0,014	1	2,56	AMP	150x150
238	Читацька зала	3	290	0,027	0,031	1	2,60	AMP	200x250
241	Лекційна зала	3	290	0,027	0,031	1	2,60	AMP	200x250
242	Офіс	3	133	0,012	0,014	1	2,64	AMP	150x150
243	Офіс	3	78	0,007	0,014	1	1,55	AMP	150x150
244	Офіс	3	146	0,014	0,014	1	2,90	AMP	150x150
245	Офіс	3	69	0,006	0,009	1	2,13	AMP	100x150
246	Офіс	3	69	0,006	0,009	1	2,13	AMP	100x150
247	Офіс	3	63	0,006	0,009	1	1,94	AMP	100x150
248	Офіс	3	63	0,006	0,009	1	1,94	AMP	100x150
249	Перемоткова	3	52	0,005	0,009	1	1,60	AMP	100x150
250	Кінопроекційна	3	98	0,009	0,014	1	1,94	AMP	150x150
251	Комора	3	25	0,002	0,009	1	0,77	AMP	100x150
101	Вестибюль	3	288	0,027	0,019	2	2,11	AMP	200x150

Продовження таблиці 3.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
103	Фойє	3	1384	0,1281	0,039	4	2,46	AMP	250x250
106	Артистична (чол.)	3	94	0,0087	0,014	1	1,87	AMP	150x150
107	Артистична (жін.)	3	94	0,0087	0,014	1	1,87	AMP	150x150
114	Вестибюль із гардеробом	3	221	0,0205	0,024	1	2,56	AMP	200x200
115	Офіс	3	178	0,0165	0,018	1	2,75	AMP	200x150
118	Офіс	3	104	0,0096	0,014	1	2,06	AMP	150x150
120	Операційна зала пошти	3	94	0,0087	0,009	1	2,90	AMP	150x150
121	Прим. працівників пошти	3	65	0,0060	0,014	1	1,29	AMP	150x150
122	Кімната оформл. документів	3	78	0,0072	0,014	1	1,55	AMP	150x150
132	Офіс	3	68	0,0063	0,014	1	1,35	AMP	150x150
133	Офіс	3	55	0,0051	0,014	1	1,09	AMP	150x150
234	Гурткова	3	44	0,0041	0,009	1	1,36	AMP	150x100
235	Гурткова	3	104	0,0096	0,009	2	1,60	AMP	100x150
236	Гурткова	3	188	0,017	0,018	1	2,90	AMP	200x150
237	Метод кабінет	3	286	0,026	0,031	1	2,56	AMP	250x200
238	Бібліотека	3	86	0,008	0,014	1	1,71	AMP	150x150
240	Хол	3	1380	0,128	0,039	4	2,46	AMP	250x250
241	Лекційна зала	3	435	0,040	0,024	2	2,52	AMP	200x200
242	Офіс	3	178	0,016	0,018	1	2,75	AMP	150x200
243	Офіс	3	104	0,010	0,018	1	1,60	AMP	150x200
244	Офіс	3	194	0,018	0,018	1	2,99	AMP	150x201
245	Офіс	3	92	0,009	0,018	1	1,42	AMP	150x202
246	Офіс	3	92	0,009	0,018	1	1,42	AMP	150x203
247	Офіс	3	84	0,008	0,018	1	1,30	AMP	150x204
248	Офіс	3	84	0,008	0,018	1	1,30	AMP	150x205
249	Перемоткова	3	52	0,005	0,009	1	1,60	AMP	150x100
250	Кінопроекційна	3	98	0,009	0,009	1	3,02	AMP	150x100

Підбір обладнання для вентиляційної установки зали

Рід	Прит.	Тип	VS
Приплив	20451 м³/год	Комплект	VS-120-RH/FS
		Типорозмір	120
Вага агрегату (+/- 10%) *	702 кг	SFP	0,25 Вт/м³/год

Опціональні блоки становлять інтегральну частину базового агрегату

(*) N_{et} weight of AHU, включаючи опційне обладнання без controls.

Розмір обладнання

Позначення розміру	W	H	Hf	L	LS	LF	Lt	h _{xw}
Розмір	1891	1012	40	2221	1097	731	4050	832x1751

Припливна частина

Фільтр

Назва	VS 120 B.FLT F5	Тип	EU5
Падіння тиску	113 Па		

Водяний нагрівач

Назва	VS 120 WCL 2	Вміст гліколю	0 %
Падіння тиску	113 Па	Падіння тиску т/носія	17,94 кПа
Швидкість повітря	3 м/с	Температура т/носія перед	75 °C
Вхід пов. зима	-31 °C	Температура т/носія за	65 °C
Вихід пов. зима	16 °C	Витрата теплоносія	6,97 м³/г
Вхід пов. літо	26 °C	Спож. потужність	202,67 кВт
Вихід пов. літо	28,2 °C	Тип колектору	R 1 1/4"

Вентиляторна секція

Вентилятор				Механічна величина	112
Назва	VS 120/150 DRCT.DR.FAN 1 v.2			Частота	49,4 Гц
Статичний тиск	478	Па		Напруга	400 В
Динамічний тиск	80	Па		Струм	8,2 А
Натиск	50	Па		Потужність	4 кВт
Ефективність	69	%		Споживання електричної потужності	3,92 кВт
Оберти	1423	1/хв		Обороти	1440 1/хв
Потужність на валу	3,487	кВт		Вентиляторна група	VS 120/150 DRCT.DR.PLUG.FAN.A 1 SM 63/4/4 v.2
Двигун	M 4/4P v.2			Перетворювач частоти	VS 21-150 FC 4 v 2 1

Фільтр

Назва	VS 120 B.FLT F5	Тип	EU5
Падіння тиску	113 Па		

Шумоглушник

Назва	VS 120 SLCR	Падіння тиску	33 Па
-------	-------------	---------------	-------

Таблиця шумів

Частота		125 Гц	250 Гц	500 Гц	1000 Гц	2000 Гц	4000 Гц	8000 Гц	Lw дБ(А)
Вхід	дБ	79,4	83,2	81,9	76	69,7	61,2	55,8	82
Вихід	дБ	72,9	71,9	61,1	51,4	43,2	36,2	31,5	65,3
Шум	дБ	75,4	75,8	69,2	63,2	61,1	47,2	39,8	71,4

Звуковий тиск **	дБ (А)	48,3	56,2	55	52,2	51,3	37,2	27,7	60,4
------------------	--------	------	------	----	------	------	------	------	------

(**) Орієнтовні дані про акустичний тиск.

Опції

Впускний/кінцевий пристрій	VS 120 NTK/TRM.ASM	1	Оглядове вічко	VS 00 VIEW.FIND	3
Гнучке з'єднання	VS 120 FLX.CNC 1751x832	1	Козирок	VS 00 6 mod ROOF	1
Повітряний клапан	VS 120 A.DAMP 1751x832	1	Козирок	VS 00 5 mod ROOF	1
Підсвічування	VS 00 INT.LIGHTNG 230 VAC	3			

Припливно-витяжна установка постачається замовнику в упаковках. Установка зібрана у фундаменті.

Автоматика AS-1R

Двопороговий детектор окису вуглецю	VS 10-150 Detector CO	1	Блок клапана	VS 00 3W.VLV 16	1
Плавка вставка запобіжника	VS 21-150 FUSE gG 16A type10x38	1	Датчик тиску	VS 10-150 DFF.PRSS.GG 400 Па	1
HMI Interface Advanced	VS 0 HMI Advanced	1	Датчик тиску	VS 10-150 DFF.PRSS.GG 400 Па	1
Канальний термодатчик	VS 00 TEMP.SNR DUCT	2	Термостат протизаморожуючий	VS 55-150 FROST.THMST 6м	1
Датчик кімнатної температури	VS 00 TEMP.SNR ROOM	1	Capillary grip	VS CPLRY.GRIP.SET 3#	2
Сервопривід повітря. клапана	VS 00 AD.ACTR ON-OFF/S	1			

Щит автоматики VS 21-150 CG ACX36-2 SUP

Підбір обладнання для інших приміщень

Рід	Пріт.	Тип	VS
Приплив	1514 м³/год	Комплект	VS-15-RHT
		Типорозмір	15
Вага агрегату (+/- 10%) *	88 кг	SFP	0,24 кВт/м³/с (EN 13770)

Опціональні блоки становлять інтегральну частину базового агрегату

(*) Net weight of AHU, включаючи опційне обладнання без controls.

Розмір обладнання

Позначення розміру	W	H	L	h _{xw}
Розмір	800	390	758	250x660

Припливна частина

Фільтр

Назва	VS 15 P.FLT G4	Кінцевий перепад тиску	150 Па
Падіння тиску	94 Па	Тип	DEU4
Початковий перепад тиску	37 Па		

Водяний нагрівач

Назва	VS 15 WCL 2	Вміст гліколю	0 %
-------	-------------	---------------	-----

Падіння тиску	32	Па	Падіння тиску т/носія	7,85	кПа
Швидкість повітря	2,16	м/с	Температура т/носія перед	80	°С
Вхід пов. зима	-31	°С	Температура т/носія за	60	°С
Вихід пов. зима	24,1	°С	Витрата теплоносія	1,21	м³/Г
Вхід пов. літо	26,2	°С	Спожив. потужність	28,05	кВт
Вихід пов. літо	26,7	°С	Тип колектору	R 3/4"	
Вигляд гліколю	Етиленовий				

Вентиляторна секція

Вентилятор			Частота	50	Гц
Назва	VS 10-15 DRCT.DR.FAN.LT		Номинальна напруга	1x230	В
Статичний тиск	206	Па	Номинальний струм	2x2,4	А
Динамічний тиск	0	Па	Номинальна потужність	2x0,25	кВт
Тиск	80	Па	Обороти	1750	1/хв
Обороти	1600	1/хв	Вентиляторна група	VS 10-15 DRCT.DR.PLUG.FAN.AS 2 M.LT	
Потужність на валу	2x0,25	кВт	SFPs	0,24кВт/м³/с	
Двигун	VS 10-15 MOTOR 250				

Таблиця шумів

Частота		125 Гц	250 Гц	500 Гц	1000 Гц	2000 Гц	4000 Гц	8000 Гц	Lw дБ(А)
Вхід	дБ	53,6	53	57,4	53,2	50,4	43,5	40,7	58,4
Вихід	дБ	60,1	60,2	61,2	59,9	57,5	56,1	56,2	65,3
Шум	дБ	50,1	46,8	41,5	38,1	37,9	27,1	24,2	45
Звуковий тиск **	дБ (А)	27	31,2	31,3	31,1	32,1	21,1	16,1	38

(**) Орієнтовні дані про акустичний тиск.

Опції

гнучке з'єднання VS 15/21/40 FLX.CNC 660x250 1
гнучке з'єднання VS 15/21/40 FLX.CNC 660x250 1

повітряний клапан VS 15/40 A.DAMP 660x250 1

Рід	Вит.	Тип	VS
		Комплект	VS-15-RVT
Витяжка	1412 м³/год	Типорозмір	15
Вага агрегату (+/- 10%) *	71 кг	SFP	0,20 кВт/м³/с (EN 13770)

Опціональні блоки становлять інтегральну частину базового агрегату
(*) Net weight of AHU, включаючи опційне обладнання без controls.

Розмір обладнання

Позначення розміру	W	H	L	h xw
Розмір	800	390	758	250x660

Витяжна частина

Вентиляторна секція

Вентилятор			Частота	50	Гц
Назва	VS 10-15 DRCT.DR.FAN.LT		Номинальна		
Статичний тиск	80	Па	напруга	1x230	В
Динамічний тиск	0	Па	Номинальний	2x2,4	А
Натиск	80	Па	струм		
Обороти	1600	1/хв	Номинальна	2x0,25	кВт
Потужність на валу	2x0,25	кВт	потужність		
Двигун	VS 10-15 MOTOR 250		Обороти	1750	1/хв

Вентиляторна група VS 10-15
DRCT.DR.PLUG.FAN.AS 2
M.LT

SFP_e 0,2 кВт/
м³/с

Таблиця шумів

Частота		125 Гц	250 Гц	500 Гц	1000 Гц	2000 Гц	4000 Гц	8000 Гц	L _w дБ (A)
Вхід	дБ	55,6	55	59,4	56,2	53,4	49,5	46,7	61,2
Вихід	дБ	60,1	60,2	61,2	59,9	57,5	56,1	56,2	65,3
Оточення	дБ	50,1	46,8	41,5	38,1	37,9	27,1	24,2	45
Звуковий тиск **	дБ (A)	27	31,2	31,3	31,1	32,1	21,1	16,1	38

(**) Орієнтовні дані про акустичний тиск.

Опції

гнучке з'єднання VS 15/21/40 FLX.CNC 660x250 1 повітряний клапан VS 15/40 A.DAMP 660x250 1
гнучке з'єднання VS 15/21/40 FLX.CNC 660x250 1

Додаток Г

Таблиця 4.1

Розрахунок обсягу води в системі опалення

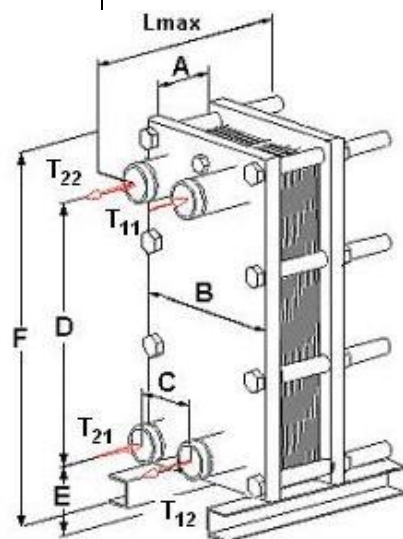
Найменування обладнання	Кількість	Об'єм, л/м	Об'єм, л
Підведення до приладів діаметром 16х2,2 мм, м	40,6	0,095	3,86
Магістралі діаметром 16х2,2 мм, м	88,9	0,095	8,5
Магістралі діаметром 20х2,2, мм, м	91,6	0,158	14,47
Магістралі діаметром 25х3,5 мм, м	172,3	0,243	41,87
Магістралі діаметром 32х4,4, мм, м	78,4	0,401	31,44
Магістралі діаметром 50х6,9, мм, м	30	0,616	18,48
Секції, шт.	482	0,4	192,8
			Σ 308

Таблиця 4.2

Підбір теплообмінника

Тип теплообмінника		XG 10-1 70	
Код Danfoss		004B5035	
PED-категорія	:	PED 97/23/EC Article 3.3	
Пропускна здатність	кВт	75,0	
		Гар. сторона	Холодна сторона
Витрата	л/с	0,290	1,831
Температура на вході	°C	130,0	65,0
Температура на виході	°C	70,0	75,0
Реальна температура T12	°C	66,0	
LMTD	°C	13,6	
Падіння тиску	кПа	1,0	17,5
Швидкість у з'єднаннях	м/с	0,4	2,4
Швидкість у каналах	м/с	0,035	0,217
ФІЗИЧНІ РОЗМІРИ			
Кількість / елемент	:	34	35
Об'єм води	л	1,53	1,57
Макс. робочий тиск	бар	16	16
Макс. робоча температура	°C	150	150
Поверхнєве покриття	%	100,00	
Вся поверхня нагріву	м ²	1,46	
Загальна вага	кг	30,0	
ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ			
Гаряче теплоносіє середовище		вода	

Холодне теплоносіє середовище		вода	
Теплоємність	кДж/кгК	4,213	4,189
Щільність	кг/м ³	960,0	977,8
В'язкість	мNs/м ²	0,287	0,408
Теплопровідність	Вт/мК	0,678	0,663
Re		444	1948



			Пластины:
			Матеріал: Сталь EN 1.4404 (AISI 316 L)
			З'єднання:
			Матеріал: Сталь EN 1.4301 (AISI 304)
			Різьба: G 1"А, довжина 77 мм
			Прокладка: Зовнішня плоска прокладка
			T11 Гаряча сторона вхід
			T12 Гаряча сторона вихід
			T21 Холодна сторона вхід
			T22 Холодна сторона вихід