

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

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри

(підпис) Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ” _____ 2023 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Вентиляція і кондиціонування повітря офісного комплексу по вул.
Набережно-Хрещатицькій в м. Києві»

Виконав: студент IV курсу, групи ТП - 91

Камишний Богдан Михайлович
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник доцент, к.т.н. Михайло БОЖЕНКО
(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Сергій КАШТАНОВ
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Рецензент директор ТОВ «Інжиніринг Дизайн» Тетяна МІЩЕНКО
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

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

Студент _____
(підпис)

Керівник _____
(підпис)

Київ – 2023 року

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

Інститут Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра Теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту
Камишному Богдану Михайловичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту «Вентиляція і кондиціонування повітря офісного комплексу по вул. Набережно-Хрещатицькій в м. Києві»

керівник проекту Боженко Михайло Федорович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту 1) Кількість поверхів в будівлі – 5, приміщень – 57.

2) Світлопрозорі конструкції – одноствулкові та триствулкові на першому-четвертому поверхах; круглі, трапецієподібні та арочні – на п'ятому поверсі.

3) Загальна кількість людей у приміщеннях – 180 (100 чоловіків і 80 жінок).

4) Загальна кількість комп'ютерів – 180 шт., потужність кожного з них – 400 Вт. Загальна кількість електричних ламп (LED) – 810 шт.

5) Система вентиляції – припливно-витяжна з утилізацією теплоти вентиляційних викидів в холодний період року.

6) Система кондиціонування повітря – місцево-центральна.

4. Зміст пояснювальної записки : 1) Розрахувати надходження теплоти та вологи до приміщень.

2) Система вентиляції:

2.1) Розрахувати повітрообмін приміщень.

2.2) Розрахувати та вибрати обладнання припливно-витяжної установки (повітряні фільтри, утилізатор теплоти вентиляційних викидів; повітрянагрівач;

повітроохолоджувач; припливний та витяжний вентилятори на основі аеродинамічних розрахунків повітропроводів).

3) Система кондиціонування повітря: 3.1) Вибрати фанкойли для приміщень.

3.2) Розробити схему холодопостачання фанкойлів та виконати її розрахунки.

4) Розробити заходи з охорони праці.

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

1) Схеми систем припливної та витяжної вентиляції – 1 арк.

2) Розташування обладнання на першому та п'ятому поверхах (плани, розрізи) - 2 арк.

4) Креслення загального вигляду припливно-витяжної камери – 1 арк.

6. Консультанти розділів проекту*

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

7. Дата видачі завдання 22.05.23 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розрахунки надходжень потоків теплоти та вологи до приміщень	26.05.2023 р.	
2	Розрахунки повітрообміну	29.05.2023 р.	
3	Розрахунки та вибір обладнання системи МВ:		
	- регенеративний утилізатори теплоти;	01.06.2023 р.	
	- повітроохолоджувач;	03.06.2023 р.	
	- повітронагрівач;	05. 06.2023 р.	
	- вентилятори припливний та витяжний	07.06.2023 р.	
4	Розрахунки системи КП:		
	- вибір фанкойлів;	09.06.2023 р.	
	- холодопостачання фанкойлів	10.06.2023 р.	
5	Охорона праці	12.06.2023 р.	
6	Графічна частина:		
	- схеми припливно-витяжної системи механічної вентиляції	11.06.2023 р.	
	- розташування обладнання (плани, розрізи);	13.06.2023 р.	
	- припливно- витяжна камера	14.06.2023 р.	
7	Оформлення пояснювальної записки	16.06.2023 р.	

Студент

(підпис)

Богдан КАМИШНИЙ
(ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проекту

(підпис)

Михайло БОЖЕНКО
(ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: «Вентиляція і кондиціонування повітря офісного комплексу по вул. Набережно-Хрещатицькій в м. Києві»

Київ – 2023 року

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Вентиляція і кондиціонування повітря офісного комплексу по вул. Набережно-Хрещатицькій в м. Києві»: пояснювальна записка на 77 с., 20 рис., 18 табл., 21 бібліографічних найменувань; 4 кресленики ф. А1.

Метою цього проєкту є забезпечення оптимальних умов повітря всередині офісної будівлі протягом теплих і холодних сезонів шляхом встановлення відповідного санітарно-технічного обладнання. А також прагнення створити комфортну і здорову робочу атмосферу, де співробітники зможуть працювати на повну потужність, мінімізуючи вплив несприятливих умов для їхнього самопочуття та продуктивності.

Для досягнення поставленої мети в проєкті використовувались методики теплових і аеродинамічних розрахунків.

У проєкті були отримані результати розрахунків, оцінку надходження тепла і вологості до приміщень під час теплового періоду року.

На основі результатів розрахунків повітрообміну приміщень було обрано відповідне обладнання для системи вентиляції. Це обладнання включає фільтри для очищення повітря, повітроохолоджувачі та повітронагрівачі для контролю температури, рекуператори для енергоефективного відновлення тепла, а також припливні і витяжні вентилятори для забезпечення оптимального потоку повітря. Крім того, були обрані фанкойли і чіллер для системи кондиціонування повітря, які забезпечують охолодження та регулювання температури повітря.

На кресленнях наведені схеми систем припливної та витяжної вентиляції, компоновка обладнання систем вентиляції та кондиціонування на першому та п'ятому поверхах, а також креслення загального вигляду обраної припливно-витяжної установки.

Ключові слова: повітря, вентиляція, кондиціонування, нагрівання, охолодження, вентилятор, повітрообмін, температура.

ANNOTATION

Diploma project of the first (bachelor) level of higher education on the topic: "Ventilation and air conditioning of the office complex on St. Naberezhno-Khreshchatytskyi in the city of Kyiv": explanatory note on 77 pages, 20 figures, 18 tables, 21 bibliographic titles; 4 draftsmen f. A1.

The purpose of this project is to ensure optimal air conditions inside the office building during warm and cold seasons by installing appropriate sanitary and technical equipment. As well as the desire to create a comfortable and healthy working environment where employees can work at full capacity, minimizing the impact of adverse conditions on their well-being and productivity.

To achieve the goal, the project used methods of thermal and aerodynamic calculations.

In the project, the results of calculations, an assessment of heat and humidity entering the premises during the warm period of the year were obtained.

Appropriate equipment for the ventilation system was selected based on the results of calculations of the air exchange of the premises. This equipment includes filters for air purification, air coolers and air heaters for temperature control, recuperators for energy-efficient heat recovery, and supply and exhaust fans for optimal air flow. In addition, fan coils and a chiller were selected for the air conditioning system, which provide cooling and air temperature regulation.

The drawings show diagrams of supply and exhaust ventilation systems, layout of ventilation and air conditioning equipment on the first and fifth floors, as well as drawings of the general view of the selected supply and exhaust installation.

Key words: air, ventilation, conditioning, heating, cooling, fan, air exchange, temperature.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	8
Вступ.....	10
1 Характеристика будівлі, для якої розробляються системи вентиляції та кондиціонування повітря.....	12
2 Потоки теплоти та вологи, що надходять до приміщення офісного комплексу.....	14
2.1 Надходження потоків теплоти від сонячної радіації.....	14
2.2 Потоки теплоти, що надходять від людей.....	18
2.3 Надходження потоків теплоти від обладнання.....	19
2.4 Загальне надходження потоків теплоти до приміщень будівлі.....	20
2.5 Надходження потоків вологи до приміщень.....	21
2.6 Висновки за розділом 2.....	22
3 Система припливно-витяжної механічної вентиляції.....	23
3.1 Розрахунки повітрообміну приміщень.....	23
3.2 Вибір і опис припливно-витяжної установки.....	25
3.3 Розрахунки та вибір обладнання системи вентиляції.....	27
3.4 Висновки за розділом 3.....	52
4 Система кондиціонування повітря офісного комплексу.....	53
4.1 Опис схеми.....	53
4.2 Розрахунки та вибір обладнання системи кондиціонування.....	54
4.3 Висновки за розділом 4.....	62
5 Охорона праці.....	63
5.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання.....	64
5.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.....	67
5.3 Пожежна безпека та профілактика.....	70
5.4 Висновки за розділом 5.....	72
Висновки.....	73
Перелік посилань.....	74

					ТП 91 29 05 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Камишний			Системи вентиляції та кондиювання офісного комплексу. Пояснювальна записка	Стадія	Аркуш	Аркушів
Керівник		Боженко				ДПБ	6	77
П.контр						КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ІАТЕ, кафедра ТАЕ		
Н.контр		Рачинський						
Зав. каф.		Черноусенко						

Додатки

Додаток А Список наукових праць.....	76
Додаток Б Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність.....	77

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

Q – тепловий потік;
 k – коефіцієнт теплопередачі;
 F – площа поверхні;
 Δt – температурний перепад;
 t – температура;
 a – ширина;
 l – довжина;
 d – діаметр;
 V – об'єм;
 n – кількість;
 N – електрична потужність;
 η – коефіцієнт;
 L – витрата;
 W – потік вологи;
 m – кратність повітрообміну;
 ΔP – опір;
 Z – втрати тиску на місцеві опори;
 R – питомі втрати тиску;
 ρ – густина;
 m – масова витрата;
 c – теплоємність;
 ν – кінематична в'язкість;
 ω – швидкість;
 ϕ – відносна вологість;
 d – вологовміст;
 Re – число Рейнольдса;
 h – питома ентальпія;
 R – питомі втрати тиску;
 $I_{кз}$ – струм короткого замикання.

Індекси

Нижні:

p – рекуператор;
 a – акумуляція;

мах – максимальний;
 ср – середня;
i – *i*-й елемент;
 л – люди;
 ч – чоловік;
 ж – жінка;
 п – припливне;
 в – внутрішнє;
 н – зовнішнє;
 к – повітронагрівач;
 по – повітроохолоджувач;
 ш – шумоглушник;
 ф – фанкойл;
 з – холодопродуктивність чілера;
 тр – труби;
 а – аеродинамічний;
 v – гідравлічний;
 д – дійсна;
 прот – протитечійна;
 екв – еквівалентний;
 м – менша;
 б – більша.

Верхні:

i – *i*-й елемент;
 зх – захід;
 сх – схід;
 д – дійсна.

Скорочення

ДБН – Державні будівельні норми;
 НПАОП – нормативно-правові акти з охорони праці;
 ДСН – державні санітарні норми;
 ДСТУ – державні стандарти України.

ВСТУП

Вентиляція відіграє важливу роль у створенні здорового та комфортного середовища всередині приміщень. Вона забезпечує обмін повітря, що дозволяє видалити надлишки теплоти, вологості та шкідливих речовин, створюючи оптимальні санітарно-гігієнічні умови. Крім того, вентиляційна система створює приємну атмосферу для знаходження людей, допомагаючи їм почуватися комфортно. Вона також забезпечує необхідні умови для зберігання продуктів та товарів, а також довговічність устаткування та будівельних конструкцій [1].

Однією з основних функцій вентиляції є постачання свіжого повітря та видалення забрудненого повітря. Вентиляційна система забезпечує надходження достатньої кількості свіжого повітря, необхідного для забезпечення здоров'я та комфорту користувачів приміщень. Водночас, вона відповідає за видалення шкідливих речовин, запахів, вологості та надлишків теплоти з приміщення, забезпечуючи оптимальну якість повітря. Ми розуміємо важливість цих завдань і зосереджуємося на розробці та впровадженні ефективних вентиляційних систем, що забезпечують здорове та свіже повітря всередині будівель, сприяючи комфортному та продуктивному середовищу для людей [1].

У припливно-витяжній системі вентиляції повітря проходить через фільтр, де його очищають від забруднень, після чого воно подається до рекуператора. У рекуператорі відбувається передача тепла від витяжного повітря до подачі, що дозволяє підігріти повітря до бажаної температури. Наступним етапом є проходження повітря через повітронагрівач, де його додатково нагрівають до кімнатної температури перед поступанням до приміщення. Подача повітря здійснюється за допомогою вентилятора через повітропроводи, а розподілення в приміщенні забезпечується за допомогою дифузорів [1].

У літній період, система також включає повітроохолоджувач, де повітря охолоджується до кімнатної температури після проходження через рекуператор. Витягнуте повітря видаляється з приміщення через вентилятор та повітропроводи [1].

Цей комплексний процес забезпечує ефективну обробку повітря і забезпечує комфортні температурні умови в приміщенні, забезпечуючи свіжий та очищений повітря для користувачів [1].

Кондиціонування повітря відіграє ключову роль у підтриманні оптимальних умов у приміщенні. Це включає контроль температури, вологості, швидкості руху повітря та чистоти, з метою забезпечення комфортного самопочуття людей і відповідності вимогам технологічного процесу [1].

Кондиціонування повітря у приміщеннях відіграє важливу роль у забезпеченні

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оптимальних умов для людей і відповідності різноманітним вимогам. Це охоплює створення і підтримку нормованих параметрів повітряного середовища, а також створення спеціальних кліматичних умов відповідно до технологічних потреб приміщення [1].

Кондиціювання повітря є особливо важливим для забезпечення комфорту та здоров'я в промислових приміщеннях, де дотримання гігієнічних умов має вирішальне значення. Також це необхідно для створення оптимального середовища в житлових, громадських, адміністративних та багатофункціональних будівлях [1].

Для забезпечення комфортних умов для людей в приміщенні, необхідно регулювати склад повітряного середовища шляхом видалення надлишків вологи, газів та тепла, а також очищення повітря від пилу. З метою досягнення цих цілей використовуються системи вентиляції та кондиціювання. Ці системи забезпечують подачу свіжого, передчищеного повітря у приміщення, що розраховано на задоволення потреб людей та створення здорового та приємного середовища [1].

Основною метою даного бакалаврського дипломного проекту є проведення розрахунків і вибір необхідного обладнання для системи механічної системи вентиляції та кондиціонування повітря в офісному комплексі, що знаходиться в місті Києві. Розрахунки включають надходжень теплоти та вологи до приміщень, а також розрахунок та вибір відповідного обладнання для забезпечення ефективної роботи системи. Основна мета полягає у створенні комфортного та здорового повітряного середовища для користувачів будівлі [1].

1 ХАРАКТЕРИСТИКА БУДІВЛІ, ДЛЯ ЯКОЇ РОЗРОБЛЯЮТЬСЯ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Офісна будівля - це будівля, спеціально призначена для комерційного використання, в якій розміщуються офісні приміщення для здійснення бізнес-діяльності.

У дипломному проекті приводиться проектування системи вентиляції та кондиціонування повітря для офісної будівлі, що розташована у місті Києві.

Будівля складається з:

- 5 поверхів, загальна площа яких дорівнює 1316,7 м²;
- підвального приміщення, площа якого становить 216,5 м².

Загальна кількість приміщень на поверхах – 57, туди входять:

- холи;
- коридори;
- ліфтові холи;
- сходові клітини;
- габаритні офісні приміщення;
- санвузлові кімнати (окремі для жінок та чоловіків);
- кімнати для поверхових електрощитових.

Максимальна кількість персоналу, яка може працювати в офісних приміщеннях по всіх поверхах, становить 180 людей. Це число включає в себе робочі місця на кожному поверсі, припустимі зони для руху і відпочинку, а також необхідні простори для обслуговування. Офісні приміщення можуть бути організовані таким чином, щоб забезпечити максимальну продуктивність та комфорт працівників, що сприяє успішній діяльності компаній в цілому.

Система вентиляції, що працює в даній будівлі, являє собою припливно-витяжну систему (air handling unit AQ092), яка забезпечує постачання свіжого повітря в приміщення та рекуперацією тепла з витяжного повітря в холодний період року. Вона складається з вентиляційних каналів, вентиляторів, фільтрів, регулювальних клапанів та інших компонентів. Система контролюється автоматично та може бути налаштована відповідно до потреб користувачів будівлі.

У даній будівлі система кондиціонування повітря «чіллер-фанкойл», яка забезпечує комфортні умови для роботи, згідно з [2]. Свіже повітря підігрівається (охолоджується) у припливно-витяжній установці до температури 20 градусів Цельсія. Для підтримання комфортної температури в офісних приміщеннях, від плюс 22 градусів до мінус 2 градусів Цельсія (температури навколишнього середовища), запроектовані місцеві доводчики (фанкойли).

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У приміщеннях для забезпечення комфортних умов для людей необхідно забезпечити належну вентиляцію, тобто постійну подачу свіжого повітря та відведення відпрацьованого повітря. Для цього використовують повітропроводи та стельові дифузори, які розміщуються за підвісною стелею. Це дозволяє рівномірно розподіляти свіже повітря по всьому приміщенню, що забезпечує комфортні умови для перебування людей [2].

Одночасно з подачею свіжого повітря необхідно відводити відпрацьоване повітря з приміщення. Ця процедура є аналогічною, тільки в зворотному напрямку.

Зовнішній вигляд будівлі наведений на рис. 1.1

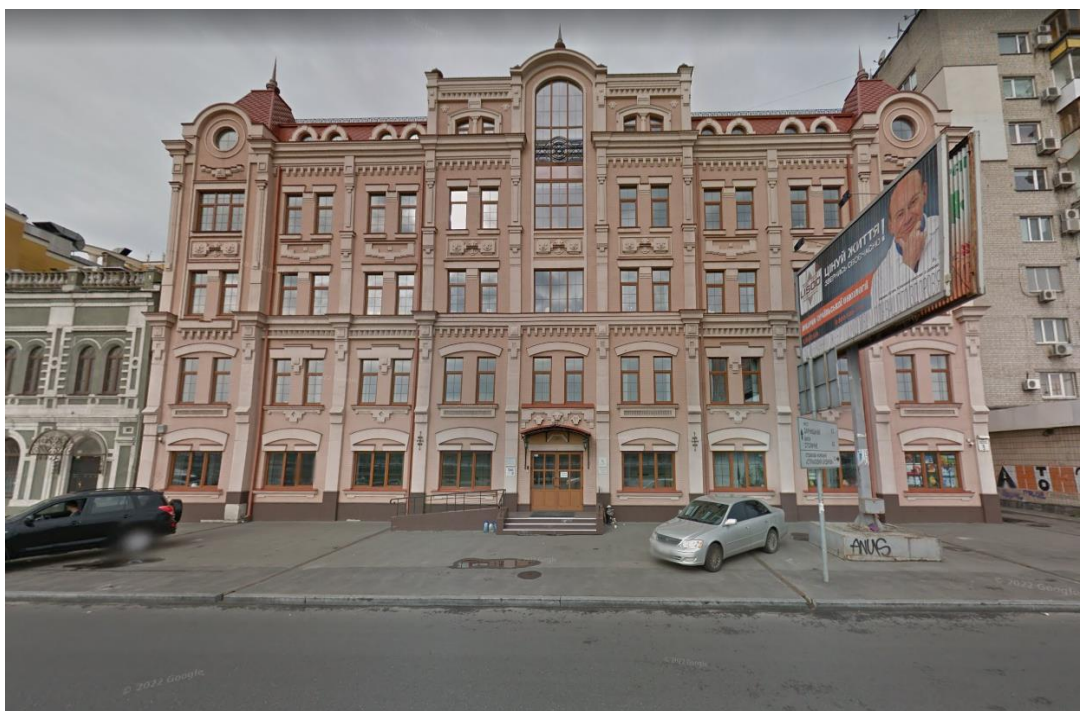


Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд офісної будівлі

2 ПОТОКИ ТЕПЛОТИ ТА ВОЛОГИ, ЩО НАДХОДЯТЬ ДО ПРИМІЩЕНЬ ОФІСНОГО КОМПЛЕКСУ

2.1 Надходження потоків теплоти від сонячної радіації

Основним джерелом тепла, яке забезпечує комфортну температуру в приміщенні, є сонячна радіація, яка, в основному, проникає в середину приміщення через вікна, світлопрохідні двері та інші відкриті отвори, і може бути ефективно використана для природного опалення і освітлення приміщення.

Будівля, яку ми розглядаємо, має 5 поверхів. На кожному поверсі різна кількість вікон (та дверей із склопакетом) і не завжди вони мають однакову поверхню засклення.

План одного з поверхів будівлі наведений на рис. 2.1.

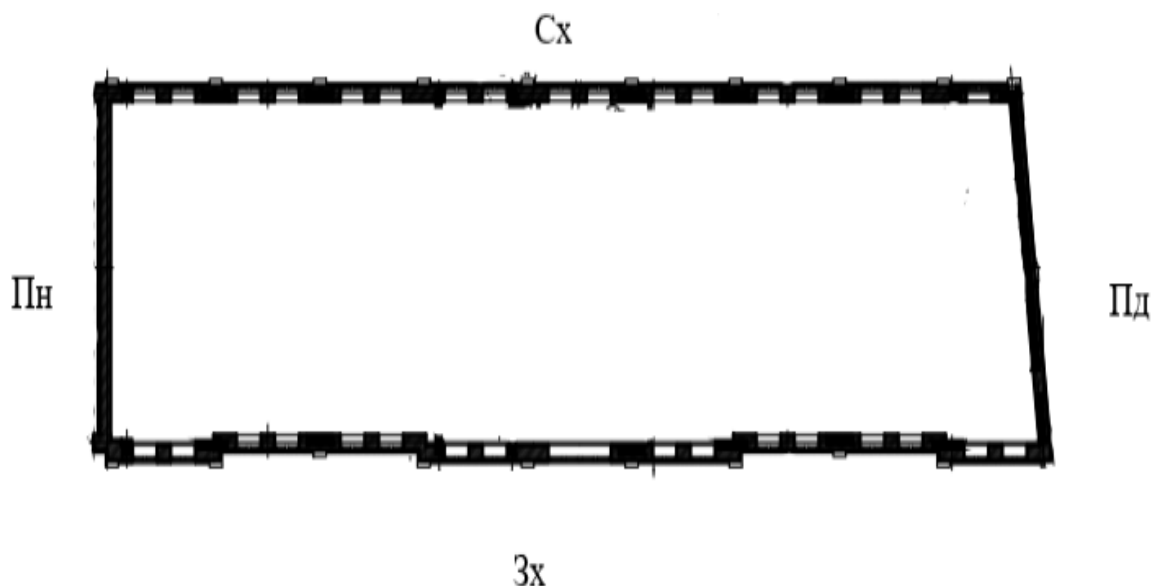


Рисунок 2.1 - Схематичне зображення плану будівлі, орієнтовану за сторонами світу

Світлопрозорі конструкції в будівлі – це однокамерні, в пластикових рамах, склопакети. Розміри і кількість, вікон для західного і східного фасаду (на північному і південному вікон немає), знаходяться в табл. 2.1 та 2.2.

Площу вікон, m^2 , на кожному з поверхів я визначив за формулою

$$F_i = a h n . \quad (2.1)$$

Формула (2.2) [3] визначає тепловий потік (кВт) через світлові отвори, що надходять в приміщення від сонячної радіації, приймаючи що максимальна кількість сонячної радіації буде припадати на одну сторону (західний фасад будівлі), має вигляд

Таблиця 2.1 – Розміри і кількість вікон для західного фасаду.

Поверх	Тип вікна	Ширина a , мм	Висота h , мм	Кількість n , шт	Площа вікон F , м ²
перший	Тристулкове	2350	1580	8	31,245
	Дверне	670	1150	2	
другий	Двостулкове	920	1960	18	32,457
третій	Двостулкове	920	1960	16	37,710
	Тристулкове	2260	11960	1	
четвертий	Тристулкове	2350	1580	2	36,613
	Двостулкове	920	1960	12	
	Тристулкове	2260	11960	1	
п`ятий	Кругле	790	790	2	19,666
	Трапецієподібне	710	1260	4	
	Арочне (більше)	2260	4000	1	
	Арочне (мавританське)	790	1350	8	

Таблиця 2.2 – Розміри і кількість вікон для східного фасаду.

Поверх	Тип вікна	Ширина, мм	Висота, мм	Кількість, шт	Площа вікон, м ²
перший	Двостулкове	920	1550	16	24,58
	Дверне	920	1770	1	
другий	Двостулкове	920	1960	17	30,654
третій	Двостулкове	920	1960	17	30,654
четвертий	Двостулкове	920	1960	17	30,654
п`ятий	Трапецієподібне	710	1260	6	13,975
	Арочне (мавританське)	790	1350	10	

$$Q_{c.p} = qF\beta_{c.z}K_zK_a \cdot 10^{-3}, \quad (2.2)$$

де q – густина теплового потоку сонячної радіації Вт/м²;

F – площа світлових поверхів на поверсі, м²;

$\beta_{c.z}$ – коефіцієнт теплопропускання сонячнозахисних пристроїв, який визначається за таблицями;

K_3 – коефіцієнт, який залежить від типу засклення і приймається 1,0; 0,9; 0,8 відповідно для одинарного, подвійного і потрійного засклення;

K_a – коефіцієнт, яким враховують акумуляцію теплоти внутрішніми огорожувальними конструкціями приміщення.

Знаходжу всі коефіцієнти, які вказані вище, до формули (2.2):

1 В нашій будівлі наявні внутрішні сонцезахисні пристрої – вертикальні тканинні жалюзі, згідно [3], у яких коефіцієнт теплопропускання становить $\beta_{с.з} = 0,3$;

2 Пропускання світла через засклення приймаю $K_3 = 0,9$ для однокамерних склопакетів, згідно з [4];

3 Згідно з [3], наявні внутрішні сонцезахисні пристрої (вертикальні тканинні жалюзі), тому приймаємо коефіцієнт акумуляції теплоти внутрішніми огорожувальними конструкціями приміщення $K_a = 1$.

Застосую формулу для вертикального засклення світлових отворів, для обчислення густини потоку сонячної радіації, яка надходить в приміщення, Вт/м² [3]

$$q' = (q_{в.п} + q_{в.р})K_1'K_2', \quad (2.3)$$

$$q'' = q_{в.р}K_1''K_2'', \quad (2.4)$$

де q' - густина теплового потоку сонячної радіації, що надходить до приміщень через опромінені світлопрозорі конструкції західного фасаду для розрахункового періоду, Вт/м²;

q'' - густина теплового потоку сонячної радіації, що надходить до приміщень фасаду через неопромінені світлопрозорі конструкції східного фасаду для розрахункового періоду, Вт/м²;

$q_{в.п}$ та $q_{в.р}$ – відповідно густина потоку прямої та розсіяваної сонячної радіації, Вт/м²;

K_1 – коефіцієнт, яким ураховують затемнення засклення світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери;

K_2 – коефіцієнт, який враховує забрудненість скла.

Примітка до формул (2.2) та (2.3): одним штрихом позначено коефіцієнти для світлових отворів, які опромінюються в розрахункову годину сонце, тоді як двома штрихами – для світлових отворів, які знаходяться в розрахункову годину у тіні.

Згідно з джерелом [5], оскільки об'єкт знаходиться біля дороги, для двокамерних склопакетів, які мають металеві рами, коефіцієнт, що враховує затемнення та забруднення світлових отворів атмосферними чинниками, для опромінених огорожень $K_1' = 0,54$, а для неопромінених $K_1'' = 1,26$.

Вміст у повітряному середовищі офісних приміщень частинок пилу незначний, тому коефіцієнт, яким ураховують забруднення скла, має значення $K'_2 = K''_2 = 0,95$.

Відповідно до [6], з урахуванням географічної широти міста, де розміщений об'єкт (м. Київ) з координатами $50^{\circ}24'$ пн.ш, значення густини потоків прямої та розсіяної сонячної радіації для вікон, орієнтованих на захід, складають $q^{zx}_{в.п} = 519 \text{ Вт/м}^2$ та $q^{zx}_{в.р} = 132 \text{ Вт/м}^2$. Тоді для східного фасаду будівлі, буде тільки розсіявана сонячна радіація, згідно з [6], яка буде дорівнювати $q^{cx}_{в.р} = 48 \text{ Вт/м}^2$.

Тож розраховую густини потоків сонячної радіації для різних орієнтацій вікон відповідно до сторін світу (для західного та східного фасаду), за формулами (2.2) та (2.3)

$$q'_{zx} = (519 + 132) \cdot 0,54 \cdot 0,95 = 333,963 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q''_{cx} = 48 \cdot 1,26 \cdot 0,95 = 57,456 \text{ Вт/м}^2.$$

Загальна площа засклення для першого поверху будівлі західного фасаду складає $F_1^{zx} = 31,245 \text{ м}^2$, а для східного фасаду – $F_1^{cx} = 24,580 \text{ м}^2$ (див. табл. 2.1, 2.2). Тож розраховую надходження теплоти від сонячної радіації для першого поверху (для західного та східного фасадів) за формулою (2.1)

$$Q_1^{zx} = 333,963 \cdot 31,245 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 2,817 \text{ кВт};$$

$$Q_1^{cx} = 57,456 \cdot 24,580 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 1,271 \text{ кВт}.$$

Додам ці величини, щоб отримати повне значення для першого поверху, за формулою (2.5)

$$\sum Q_1^{повне} = Q_1^{zx} + Q_1^{cx}, \quad (2.5)$$

Тоді отримаємо

$$\sum Q_1^{повне} = 2,817 + 1,271 = 4,088 \text{ кВт}.$$

Ми отримали повне надходження теплоти від сонячної радіації для першого поверху.

Надходження потоків теплоти сонячної радіації до приміщень офісного комплексу інших поверхів виконані за наведеною вище методикою, результати розрахунків наведені у табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Потоки теплоти сонячної радіації, що надходять до приміщень офісного комплексу

Поверх	Площа засклення, м ²		Потік теплоти, кВт		
	опромінена	неопромінена	для опромінених СК	для неопромінених СК	сумарний
перший	31,245	24,580	2,817	1,271	4,088
другий	32,457	30,654	2,926	1,585	4,511
третій	37,710	30,654	3,400	1,585	4,985
четвертий	36,613	30,654	3,301	1,585	4,886
п'ятий	19,666	13,975	1,773	0,722	2,495
Загальний потік теплоти для будівлі					20,968

2.2 Потоки теплоти, що надходять від людей

Для визначення надходження теплоти від людей у приміщенні, згідно [1] застосовується формула (2.6), яка описує кількість тепла, що виділяється людьми в кВт. Формула дозволяє розрахувати це значення, враховуючи різні фактори, які можуть впливати на виділення тепла [3].

$$Q_{\text{л}} = q \cdot n_{\text{ч}} + 0,85 \cdot q \cdot n_{\text{ж}}, \quad (2.6)$$

де q – повний тепловий потік, що виділяється одним дорослим чоловіком, Вт/особу;

$n_{\text{ч}}$ – кількість осіб чоловічої статі у приміщенні, осіб;

$n_{\text{ж}}$ – кількість осіб жіночої статі у приміщенні, осіб;

Згідно з технічними умовами експлуатації приміщення, для забезпечення комфортних умов людей, температура повинна бути на рівні 22 градуси Цельсія. За допомогою формули (2.6), яку можна застосувати до даної ситуації, було розраховано, що один дорослий чоловік, який виконує легку роботу згідно з [2], виділяє $q = 148,6$ Вт теплоти. Це значення є важливим для розрахунків систем вентиляції та кондиціонування повітря в приміщенні, оскільки дозволяє оцінити загальну теплову потужність, яка виділяється від людей.

В офісній будівлі на п'яти поверхах знаходиться різна кількість людей, так як на деяких поверхах різна площа офісних приміщень. Загальна кількість людей в приміщеннях всієї будівлі – 180 осіб.

Тож, на першому та п'ятому поверсі знаходиться по 30 осіб (по 20 чоловіків та по 10 жінок на одному поверсі). Знайду для цих поверхів кількість теплоти яка надходить від людей за формулою (2.6)

$$Q_{\text{л}}^1 = Q_{\text{л}}^5 = 148,6 \cdot 20 + 0,85 \cdot 148,6 \cdot 10 = 4235 \text{ Вт} = 4,235 \text{ кВт};$$

На другому, третьому та четвертому поверсі знаходиться по 40 осіб: 20 чоловіків та 20 жінок на поверхх. Проводжу аналогічні розрахунки, тільки з іншою кількістю людей, за методикою наведеною вище.

$$Q_{\text{л}}^2 = Q_{\text{л}}^3 = Q_{\text{л}}^4 = 148,6 \cdot 20 + 0,85 \cdot 148,6 \cdot 20 = 5498 \text{ Вт} = 5,498 \text{ кВт}.$$

Потрібно знайти значення, яке буде загальним для всіх поверхів. Тож просто додаю знайдені значення для кожного поверху, отримаю

$$Q_{\text{л}}^{1-5} = Q_{\text{л}}^1 + Q_{\text{л}}^2 + Q_{\text{л}}^3 + Q_{\text{л}}^4 + Q_{\text{л}}^5; \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{л}}^{1-5} = 4,235 + 5,498 + 5,498 + 5,498 + 4,235 = 24,964 \text{ кВт}.$$

2.3 Надходження потоків теплоти від обладнання

Якщо у приміщенні, яке призначене для офісу, є технічна частина, яка складається з комп'ютерів, то кількість комп'ютерів відрізняється залежно від поверху: на першому та п'ятому поверху є по 30 комп'ютерів, а на другому, третьому та четвертому - по 40 комп'ютерів. Кожен комп'ютер має середню електричну потужність 400 Вт. У такому випадку, згідно з [3], можна використовувати формулу для визначення надходження теплоти від обладнання, в кіловатах (кВт)

$$Q_{\text{т}} = \eta_{\text{т}} \cdot N_{\text{т}}, \quad (2.8)$$

де $\eta_{\text{т}}$ – коефіцієнт, який враховує частину енергії, що випромінюється обладнанням і перетворюється в тепло, яке потім передається навколишньому повітрю під час його роботи;

$N_{\text{т}}$ – сумарна електрична потужність обладнання, що встановлено в приміщенні, Вт.

Відповідно до технічних даних, кожен комп'ютер в приміщенні має значення $\eta_{\text{т}} = 0,4$.

Тоді розраховую, за формулою (2.8), для кожного поверху кількість теплоти від обладнання:

- для першого та п'ятого поверхів

$$Q_{\text{т}}^1 = Q_{\text{т}}^5 = 0,4 \cdot 9000 = 3,6 \text{ кВт};$$

- для другого – четвертого поверхів

$$Q_r^2 = Q_r^3 = Q_r^4 = 0,4 \cdot 12000 = 4,8 \text{ кВт.}$$

Сумарне надходження потоків теплоти від обладнання (комп'ютерів) для всіх поверхів, кВт, буде дорівнювати

$$Q_r^{1-5} = Q_r^1 + Q_r^2 + Q_r^3 + Q_r^4 + Q_r^5 ; \quad (2.9)$$

$$Q_r^{1-5} = 3,6 + 4,8 + 4,8 + 4,8 + 3,6 = 21,6 \text{ кВт.}$$

Формула для визначення потоків теплоти, яка надходить від електричного освітлення, виражена у кВт

$$Q_{e.o} = \eta_{e.o} \cdot N_{e.o} , \quad (2.10)$$

де $\eta_{e.o}$ – коефіцієнт відображає частину енергії, яка перетворюється на тепло і передається навколишньому повітрю під час роботи електричного освітлення.

$N_{e.o}$ – електрична потужність світильників, вимірювана у кВт.

У нашій будівлі п'ять поверхів, загальна кількість ламп (LED) для одного поверху становить 162 шт. Тоді згідно з [7], електрична потужність світильників для кожного поверху має бути (взявши потужність однієї лампи 0,010 кВт) $N_{e.o} = 1,620$ кВт.

Тож, для світловипромінюючої діодної лампи (LED), коефіцієнт $\eta_{e.o}$ буде дорівнювати 0,95 [3]

$$Q_{e.o}^1 = 0,95 \cdot 1,620 = 1,539 \text{ кВт.}$$

Тоді, знаходимо значення для всіх поверхів, воно буде розраховано як

$$Q_{e.o}^{1-5} = 5 \cdot 1,620 = 7,695 \text{ кВт.}$$

Загальне отримання потоків теплоти від електричного устаткування, кВт, буде дорівнювати

$$Q_{e.o} = Q_r^{1-5} + Q_{e.o}^{1-5} ; \quad (2.11)$$

$$Q_{e.o} = 21,6 + 7,695 = 29,295 \text{ кВт.}$$

2.4 Загальне надходження потоків теплоти до приміщень будівлі

Для того, щоби визначити сумарний потік теплоти, що надходить до приміщень офісного комплексу, необхідно просумувати потоки теплоти, що надходять від окремих джерел, які були визначені вище:

- від сонячної радіації $Q_{c.p} = 20,968$ кВт;
- від людей $Q_{л} = 24,964$ кВт;
- від комп'ютерів $Q_{т} = 21,6$ кВт;

- від електричного освітлення $Q_{e.o} = 29,295$ кВт.

Таким чином, загальний потік теплоти, що надходить до приміщень, кВт, становитиме

$$\Sigma Q = Q_{c.p} + Q_{л} + Q_{т} + Q_{e.o}; \quad (2.12)$$

$$\Sigma Q = 20,968 + 24,964 + 21,6 + 29,295 = 96,827 \text{ кВт.}$$

2.5 Надходження потоків вологи до приміщень

Розрахунок потоків вологи, яку виділяють люди, кг/с, здійснюється за формулою

$$W_{л} = \frac{(g \cdot n_{ч} + 0,85 \cdot g \cdot n_{ж}) \cdot 10^{-3}}{3600}, \quad (2.13)$$

де g – потік вологи, яку виділяє дорослий чоловік, г/год;

У відповідності з умовами експлуатації приміщення, при температурі 22 градуси Цельсія та при виконанні людьми легкої роботи, згідно з [3], один дорослий чоловік виділяє в приміщенні потік вологи $g = 91$ г/год.

Тож, на першому та п'ятому поверсі знаходиться по 30 осіб (по 20 чоловіків та по 10 жінок на одному поверсі). Знайду для цих поверхів кількість вологи яка надходить від людей за формулою (2.13)

$$W_{л}^1 = W_{л}^5 = \frac{(91 \cdot 20 + 0,85 \cdot 91 \cdot 10) \cdot 10^{-3}}{3600} = 0,00072 \text{ кг/с.}$$

На другому, третьому та четвертому поверсі знаходиться по 40 осіб, 20 чоловіків та 20 жінок на поверх. Проводжу аналогічні розрахунки, тільки з іншою кількістю людей, за методикою наведеною вище

$$W_{л}^2 = W_{л}^3 = W_{л}^4 = \frac{(91 \cdot 20 + 0,85 \cdot 91 \cdot 20) \cdot 10^{-3}}{3600} = 0,00094 \text{ кг/с.}$$

Потрібно знайти значення, яке буде загальним для всіх поверхів. Тож просто додаю знайдені значення для кожного поверху, отримаю потік вологи, кг/с

$$W_{л}^{1-5} = W_{л}^1 + W_{л}^2 + W_{л}^3 + W_{л}^4 + W_{л}^5; \quad (2.14)$$

$$W_{л}^{1-5} = 0,00072 + 0,00094 + 0,00094 + 0,00094 + 0,00072 = 0,00425 \text{ кг/с.}$$

2.6 Висновки за розділом 2

В даному розділі були визначені надходження теплоти та вологи до приміщень на всіх поверххах.

Надходження теплоти від сонячної радіації становить 20,968 кВт.

Надходження потоку теплоти від людей, які перебувають в офісі буде 24,964 кВт.

Надходження потоку теплоти від обладнання: від комп'ютерів буде 21,6 кВт; від електричного освітлення – 29,295 кВт.

При проведенні розрахунків було встановлено, що волога, яка надходить в приміщення від людей, складає $W_{\text{л}} = 0,00425$ кг/с.

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 СИСТЕМА ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ МЕХАНІЧНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Для підтримання нормованих за санітарними нормами параметрів повітря в приміщеннях офісного комплексу передбачена система припливно-витяжної механічної вентиляції з рекуперацією теплоти витяжного повітря.

Найперше, з чого я розпочинаю розробки, це визначаю повітрообмін приміщень.

3.1 Розрахунки повітрообміну приміщень

Розрахувати повітрообмін – означає визначити витрати припливного повітря, яке необхідно подати до приміщень для забезпечення необхідних нормативних параметрів.

Згідно з ДБН ОВК [2] витрату припливного повітря для приміщень при влаштуванні в них систем вентиляції та кондиціонування повітря рекомендовано визначати наступними способами:

- за надлишками потоків «явної теплоти»;
- за масою шкідливих речовин, що виділяються;
- за надлишками вологи;
- за надлишками потоків повної теплоти;
- за нормованою кратністю повітрообміну;
- за нормованою витратою припливного повітря.

Для розрахунку повітрообміну приміщень на поверхах буду визначати витрату повітря за нормативною кратністю повітрообміну.

Спосіб за нормативною кратністю повітрообміну передбачає заміну повітря в приміщенні певну кількість разів за годину згідно з нормами та вимогами державних та міжнародних стандартів

$$V = mV_v, \quad (3.1)$$

де m – нормативна кратність, згідно з [8], 1/год;

V_v – внутрішній об'єм приміщення для якого ми розраховуємо витрату повітря, m^3 .

В нашій будівлі стелі знаходяться на рівні 3 м, помноживши площу приміщення на висоту стелі отримаємо внутрішній об'єм приміщення, вимірюється в m^3 , формула (3.2)

$$V_v = h \cdot F_n, \quad (3.2)$$

де h – висота приміщення, для всіх приміщень вона однакова, м;

F_n – площа приміщення, яке розглядається, m^2 .

Результати розрахунків для кожного поверху будуть наведені в табл. 3.1

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків витрати повітря для поверхів

Номер приміщення	Назва приміщення	Внутрішній об'єм $V_{в}, \text{м}^3$	Кратність повітрообміну $m, 1/\text{год}$	Витрата повітря $V, \text{м}^3/\text{год}$
1	2	3	4	5
Перший поверх				
101	Хол	21,69	1	21,69
102	Сходовая клітина	40,83	-	-
103	Хол	55,41	1	55,41
104	Ліфтовий хол	11,25	0,5	5,625
105	Коридор	9,69	-	-
106	Санвузол	8,82	-	50
107	Санвузол	8,82	-	50
108	ПРУ, поверхова електрощитова	20,07	0,5	10,035
109	Офісні приміщення	301,89	3	905,67
110	Офісні приміщення	231,6	3	694,8
111	Сходовая клітина 2	46,62	-	-
112	Тамбур	9,33	-	-
113	Приміщення охорони	43,41	1	43,41
Всього для першого поверху				1836,64
Другий поверх				
201	Хол	19,44	1	19,44
202	Сходовая клітина	43,08	-	-
203	Хол	40,56	1	40,56
204	Ліфтовий хол	9,9	0,5	4,95
205	Коридор	9,69	-	-
206	Санвузол	8,82	-	50
207	Санвузол	8,82	-	50
208	Поверхова електрощитова	20,07	0,5	10,035
209	Офісні приміщення	301,89	3	905,67
210	Офісні приміщення	294,93	3	884,79
211	Сходовая клітина 2	46,62	-	-
Всього для другого поверху				1965,45
Третій поверх				
301	Хол	19,44	1	19,44
302	Сходовая клітина	43,08	-	-
303	Хол	40,56	1	40,56
304	Ліфтовий хол	9,9	0,5	4,95
305	Коридор	9,69	-	-

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5
306	Санвузол	8,82	-	50
307	Санвузол	8,82	-	50
308	Поверхова електрощитова	20,07	0,5	10,035
309	Офісні приміщення	301,89	3	905,67
310	Офісні приміщення	294,93	3	884,79
311	Сходова клітина 2	46,62	-	-
Всього для третього поверху				1965,45
Четвертий поверх				
401	Хол	19,44	1	19,44
402	Сходова клітина	43,08	-	-
403	Хол	40,56	1	40,56
404	Ліфтовий хол	9,9	0,5	4,95
405	Коридор	9,69	-	-
406	Санвузол	8,82	-	50
407	Санвузол	8,82	-	50
408	Поверхова електрощитова	20,07	0,5	10,035
409	Офісні приміщення	301,89	3	905,67
410	Офісні приміщення	294,93	3	884,79
411	Сходова клітина 2	46,62	-	-
Всього для четвертого поверху				1965,45
П'ятий поверх				
501	Хол	20,43	1	20,43
502	Сходова клітина	45,12	-	-
503	Хол	40,56	1	40,56
504	Ліфтовий хол	9,9	0,5	4,95
505	Коридор	9,69	-	-
506	Санвузол	8,82	-	50
507	Санвузол	8,82	-	50
508	Поверхова електрощитова	20,07	0,5	10,035
509	Офісні приміщення	263,34	3	790,02
510	Офісні приміщення	255,48	3	766,44
511	Сходова клітина 2	46,89	-	-
Всього для п'ятого поверху				1732,44
Витрата повітря для всіх поверхів				9465,41

3.2 Вибір і опис припливно-витяжної установки

За отриманою загальною витратою повітря (див. табл. 3.1) для будівлі офісного комплексу обираю припливно-витяжну установку (air handling unit AQ092 [9]), загальний вигляд якої наведений на рис. 3.1.



1 - дампер-актуатор, 2 - припливний вентилятор, 3 - гігроскопічна теплова рекупераційна система, 4 - секція звукоізоляції, 5 - заслінка (клапан) 3 класу відповідно до UNI EN 1751:2003, 6 - прохід для повітря, 7 - секція фільтрів, 8 - панель з низькою пропускнуою здатністю, 9 - нагрівна (та охолоджуюча) секція з вбудованими контролерами, 10 - панель вбудованих контролерів, 11 – витяжний вентилятор

Рисунок 3.1 - Загальний вигляд припливно-витяжної установки

Зовнішнє повітря, яке містить шкідливі домішки та запахи, засмічує не тільки повітря приміщення, а й може викликати нездужання та алергічні реакції, забирається припливним вентилятором в припливно витяжну установку. Повітря в припливно-витяжній установці проходить через ряд фільтрів, які затримують пил, бруд, волосся та інші забруднюючі речовини. Потім повітря проходить через рекуператор, де його температура та вологість регулюються залежно від умов в приміщенні [3].

Рекуператор забезпечує зворотний обмін тепла між зовнішнім та витяжним повітрям. Таким чином, тепло, що втрачається при витяжці повітря, передається на вхідне повітря. Це дозволяє економити енергію та знижувати витрати на опалення та кондиціонування [3].

Після проходження секції з рекуператором, повітря, додатково підігрівається (або охолоджується) в нагрівній секції. Далі за повітропроводами потрапляє в дифузори, які розміщені в приміщеннях на всіх п'яти поверхах будівлі, для рівномірного розподілення повітря в приміщенні. Установка також може мати вбудовану систему управління, яка автоматично регулює параметри повітря, забезпечуючи комфортні умови для користувачів [3].

Через використання системи витяжних повітропроводів та решіток, що розташовані у підшивній стелі, повітря видаляється з кожного поверху приміщення. Зворотний потік повітря забирається витяжним вентилятором, також проходить через рекуператор, де його температура знижується, а вологість збільшується, щоб зменшити витрати на кондиціонування повітря. При цьому звук вентиляторів може бути досить високим, тому установка оснащена спеціальними секціями зі звукоізоляцією для зменшення рівня шуму. Потім витяжне повітря проходить через фільтри та викидається з приміщення в атмосферу [3].

3.3 Розрахунки та вибір обладнання системи вентиляції

3.3.1 Повітряні фільтри

Повітряні фільтри - це пристрої, які встановлюються в системі вентиляції з метою очищення повітря від шкідливих речовин та забруднень, що можуть міститись у ньому. Фільтри дозволяють забезпечити більш чисте повітря в приміщенні, зменшити ризик захворювань та подовжити термін служби обладнання [3].

Існує кілька типів повітряних фільтрів для систем вентиляції, зокрема [3]:

- 1) Механічні фільтри: фільтрують повітря, пропускаючи його через матеріал з сітки або мікрофібри, що затримує тверді частинки та забруднення.
- 2) Електростатичні фільтри: використовують електростатичний заряд, щоб затримати тверді частинки та іонообмінні фільтри, що притягують та затримують дрібніші частинки.
- 3) Активні вугільні фільтри: використовуються для зменшення запахів та газів, забезпечуючи ефективну фільтрацію повітря.
- 4) Ультрафіолетові фільтри: використовують ультрафіолетове світло для знищення бактерій та інших мікробів у повітрі.

Крім цього, можуть використовуватись комбіновані фільтри, що поєднують у собі кілька видів фільтрації, забезпечуючи більш повну та ефективну очистку повітря.

Для нашої будівлі в припливно-витяжній установці використовуємо електрофільтр класу G4. Його переваги та характеристики:

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- має ефективність фільтрації на рівні 90-95%. Це означає, що він може утримувати більшість великих частинок пилу, пухирців, волосся та інших забруднюючих речовин розміром більше 10 мікрон;

- використовують електростатичні заряди для уловлення та утримання забруднень;

- повітропродуктивність: 10500 м³/год;

- втрати тиску: до 170 Па.

На рис. 3.2 зображений вигляд фільтру який використовується в нашій припливно-витяжній установці.

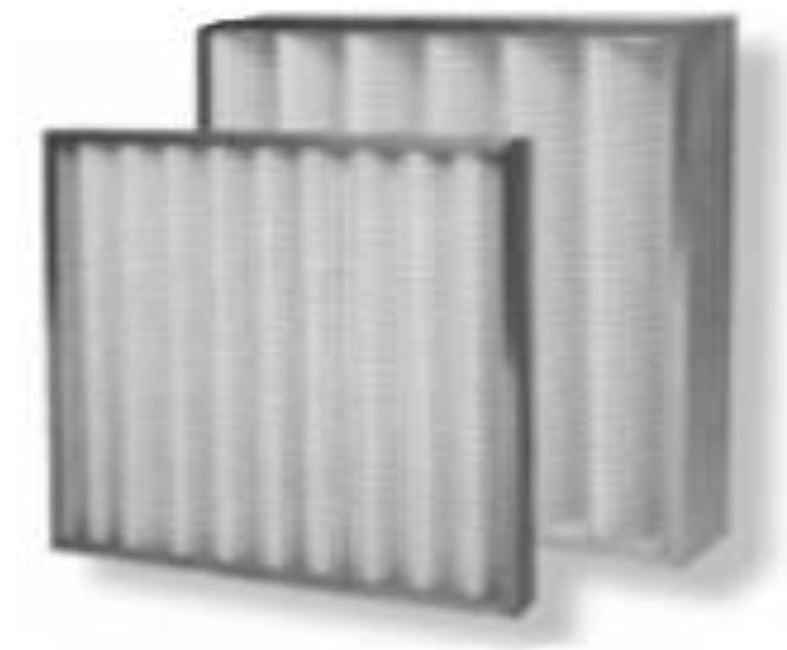


Рисунок 3.2 – Зображення електрофільтру класу G4

3.3.2 Рекуперація теплоти

Рекуперація тепла для вентиляційних систем є ефективним способом зменшення споживання енергії та зниження витрат на опалення та охолодження приміщень [3].

Вентиляційні системи можуть використовувати рекуперацію тепла для забирання тепла з витяжного повітря та передачі його до свіжого повітря, що надходить в будівлю. Це дозволяє зменшити тепловтрати та знизити витрати на опалення в зимовий період, а також знизити навантаження на системи охолодження влітку [10].

Існує кілька типів рекуперації тепла для вентиляційних систем, залежно від того, як тепло передається з витяжного повітря до свіжого повітря.

Основні типи рекуперації тепла для вентиляційних систем [10]:

Теплообмінники з контромом (Cross-flow heat exchangers) - це рекуператори, що використовуються для передачі тепла з витяжного повітря на свіже повітря, що надходить в приміщення. Вони мають перехресну конструкцію, яка дозволяє ефективно передавати тепло між потоками повітря. Такі рекуператори можуть бути зроблені з різних матеріалів, включаючи метал, пластик і кераміку.

Теплообмінники з пластинчастими лопатками (Plate heat exchangers) - це рекуператори, що складаються з набору пластин, які мають вирізи для створення каналів, через які проходять витяжне та свіже повітря. Пластини мають високу поверхню для передачі тепла між потоками повітря. Такі рекуператори зазвичай мають високу ефективність і можуть забезпечувати велику кількість передачі тепла.

Роторні теплообмінники (Rotary heat exchangers) - це рекуператори, що використовуються для передачі тепла з витяжного повітря на свіже повітря за допомогою обертового ротора. Ротор складається з матеріалу з високою теплопровідністю, який обертається між потоками повітря. Такі рекуператори можуть бути ефективними при великих об'ємах повітря, але вони можуть бути менш ефективними в умовах з високою вологістю або забрудненістю повітря.

В обраній припливно-витяжній установці для утилізації теплоти витяжного повітря обираю роторний рекуператор.

Розраховую температуру припливного повітря на виході з рекуператора, за допомогою методики [10], яка в подальшому буде використана для вибору повітрянагрівача.

Розраховую масові витрати повітря, що входять та забираються з нашої системи (ПВУ) в кг/с [10]

$$L_i = \frac{V_i \cdot \rho_i}{3600}, \quad (3.3)$$

де V_i – об'ємні витрати повітря, що входять (припливні) та забираються (витяжні), м³/год;

ρ_i – густина повітря, кг/м³.

Густини повітря розраховуємо тільки у залежності від температур за формулою [10]

$$\rho_i = \frac{353}{273 + t_i}, \quad (3.4)$$

де t_i – температури припливного та повітря, що витягується з приміщень, °С.

Тоді розраховуємо густини за формулою (3.4):

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- припливного при температурі $t_n = - 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (це розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення для м. Києва) [3]

$$\rho_n = \frac{353}{273 + (-22)} = 1,406 \text{ кг/м}^3;$$

- видаляемого при температурі $t_b = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\rho_b = \frac{353}{273 + 22} = 1,196 \text{ кг/м}^3.$$

В даній установці задана об'ємна витрата припливного та витяжного повітря (з першого і до п'ятого поверху). Ці витрати відповідно дорівнюють: $V_n = 9465 \text{ м}^3/\text{год}$; $V_b = 8965 \text{ м}^3/\text{год}$.

Тоді, для формули (3.3) підставляємо всі значення, які визначили вище. Отримаємо масові витрати повітря:

- припливного

$$L_n = \frac{9465 \cdot 1,406}{3600} = 3,697 \text{ кг/с};$$

- ВИТЯЖНОГО

$$L_b = \frac{8965 \cdot 1,196}{3600} = 2,979 \text{ кг/с}.$$

Далі я розраховую швидкість потоку повітря, який видається, в зоні фронтального перерізу рекуператора, виражену в $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ [10]

$$(\rho g_\phi)_b = \frac{L_b}{f_b}, \quad (3.5)$$

де f_b – це площа фронтального перерізу за витяжним повітрям.

Ця площа (за характеристиками рекуператора) буде дорівнювати $f_b = 0,635 \text{ м}^2$.

Тож визначаю за формулою (3.5)

$$(\rho g_\phi)_b = \frac{2,979}{0,635} = 4,686 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2.$$

Далі я розраховую співвідношення водяних еквівалентів між витяжним та припливним повітрям

$$\omega = \frac{c_n \cdot L_n}{c_b \cdot L_b}, \quad (3.6)$$

де c_n та c_b – це теплоємність припливного та витяжного потоків повітря відповідно, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Вони будуть однаковими, тому в формулі (3.6) їх сенсу враховувати немає.

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді за формулою (3.6)

$$\omega = \frac{3,697}{2,979} = 1,240.$$

Наступним кроком буде визначення кількості одиниць теплового потоку, які переносяться витяжним повітрям

$$N_B = 10,95 \cdot (\rho q_\phi)_B^{-0,45}; \quad (3.7)$$

$$N_B = 10,95 \cdot (4,686)^{-0,45} = 5,5.$$

На основу вище розрахованих значень N_B і ω , поданих на рис. 3.3, я розраховую коефіцієнт температурної ефективності використання тепла для потоку припливного повітря, яке підігрівається [10].

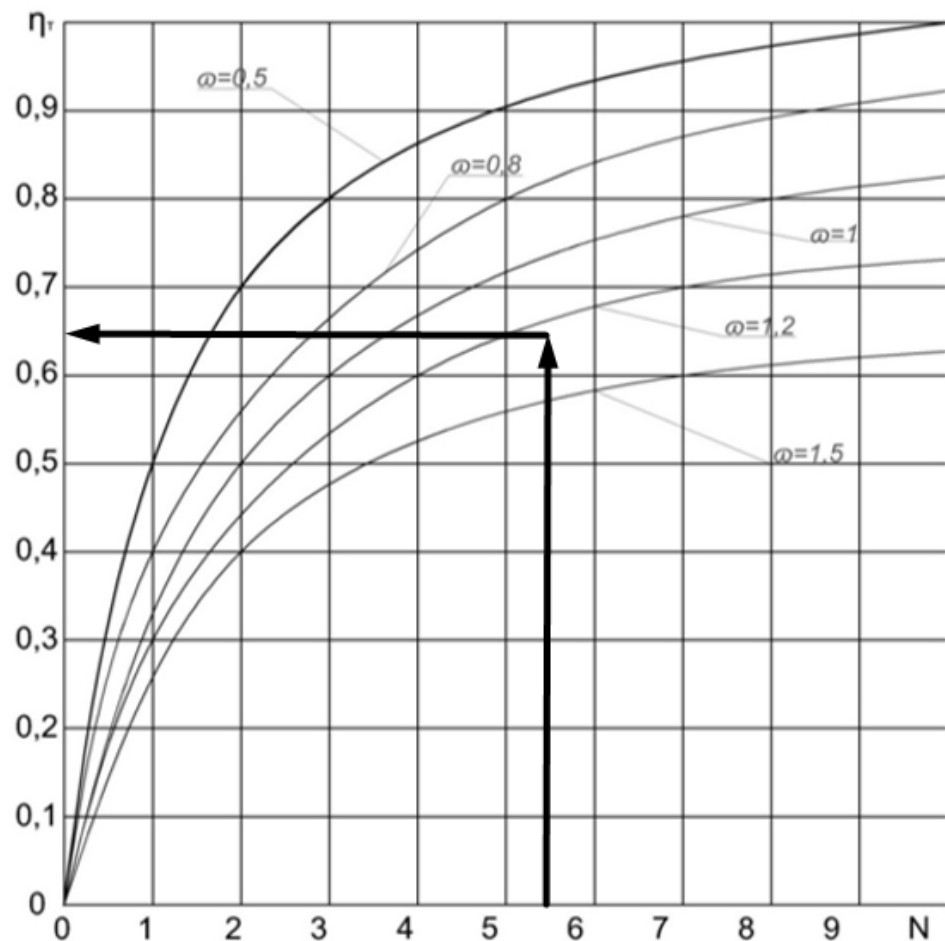


Рисунок 3.3 – Графік для визначення коефіцієнта температурної ефективності за потоком повітря, що нагрівається

Наш коефіцієнт, буде дорівнювати

$$\eta_{th} = 0,65.$$

Визначаю температуру повітря в кінці рекуперації (точка Р в $h - d$ -діаграмі), °С

$$t_p = t_n + \eta_{th}(t_b - t_n); \quad (3.8)$$

$$t_p = -22 + 0,65 \cdot (22 - (-22)) = 6,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Процес рекуперації навколишнього повітря і витяжного зображено на рис. 3.4. Також з діаграми $h - d$ знаходжу параметри в цих двох точках: $h_n = -20,879$ кДж/кг; $d_n = 0,5$ г/кг с.п.; $h_p = 21,704$ кДж/кг; $d_p = 6$ г/кг с.п.

Теплову потужність рекуператора, кВт, визначаю за формулою [10]

$$Q_p = L_n(h_p - h_n); \quad (3.9)$$

$$Q_p = 3,697 (21,7 + 20,9) = 157,5 \text{ кВт}.$$

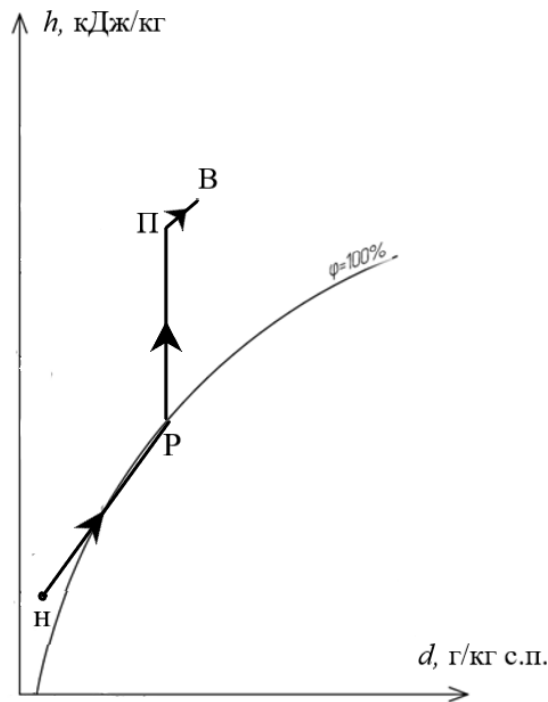


Рисунок 3.4 – Зображення процесів нагрівання повітря в ПБУ в $h - d$ діаграмі
(НР – в рекуператорі; РП – в повітрянагрівачі)

Згідно з [9], зовнішній вигляд обраного рекуператора наведений на рис. 3.5, а його основні характеристики – в табл. 3.2.



Рисунок 3.5 - Зовнішній вигляд роторного рекуператора

Таблиця 3.2 – Основні розрахункові та паспортні характеристики роторного рекуператора

Найменування параметра	Одиниця	Значення параметра
Матеріал	-	Al
Ефективність за припливним повітрям	%	65
Теплова потужність	кВт	157,5
Опір	Па	170
Модель	-	RECOVERY WHEEL SENSIBLE HEAT TYPE AQ092
Припливне повітря		
Витрата	м ³ /год	9465
Температура на вході	°C	-22
Температура на виході	°C	6,6
Відносна вологість на вході	%	83
Відносна вологість на виході	%	100
Витяжне повітря		
Витрата	м ³ /год	8965
Температура на вході	°C	22
Відносна вологість на вході	%	50
Температура на виході	°C	- 7,7
Відносна вологість на виході	%	100

3.3.4 Повітронагрівач для холодного періоду

Повітронагрівач - це пристрій, призначений для обігріву повітря (в холодний період року), що подається до приміщення. Він використовується в системах вентиляції для забезпечення комфортної температури в приміщенні [3].

Існують різні типи повітронагрівачів, які відрізняються за конструкцією та принципом дії. Основні типи повітронагрівачів для вентиляційних систем [3]:

- 1) Електричні повітронагрівачі - вони складаються зі спіралей, які нагріваються електричним струмом. Підходять для невеликих приміщень або для тимчасового обігріву.
- 2) Водяні повітронагрівачі - вони мають теплообмінник, через який проходить гаряча вода. Вода нагріває повітря, що проходить через теплообмінник. Водяні повітронагрівачі можуть бути підключені до центральної системи опалення.
- 3) Газові повітронагрівачі - вони використовують газ як джерело енергії для нагріву повітря. Газові повітронагрівачі є ефективними і призначені для обігріву великих приміщень.
- 4) Теплові помпи - вони використовують енергію з навколишнього середовища для нагріву повітря. Теплові помпи є економічними та ефективними.

Вибір конкретного типу повітронагрівача залежить від потреб обігріву та умов використання.

Тож, для розрахунку повітронагрівача потрібно зобразити процес в повітронагрівачі на $h - d$ діаграмі (див. рис. 3.5) та знайти необхідну потужність.

З діаграми визначаємо невідомі параметри точок:

На діаграмі точка П – це точка, яка характеризує параметри припливного повітря до приміщення. Так як, ми приймаємо що повітря у повітронагрівачі повинно нагріватися до 20 °С, а вологовміст точки Р (точка закінчення рекуперації) та П однакові, то знаходимо невідомі параметри, а саме: $h_p = 35,3$ кДж/кг; $d_p = d_p = 6$ г/кг с.п.

Після знаходження параметрів точки П, знаходжу параметри точки В. Це точка параметрів повітря в приміщенні, її відомі параметри це температура 22 °С та відносна вологість 50%, це комфортні умови в приміщенні. Тож знаходимо з діаграми невідомі параметри: $h_v = 43,3$ кДж/кг; $d_v = 8,35$ г/кг с.п.

Знаходжу необхідну потужність повітронагрівача за формулою [3]

$$Q_k = L_n(h_n - h_p); \quad (3.9)$$

$$Q_k = 3,697(35,3 - 21,7) = 50,3 \text{ кВт.}$$

Переходимо до розрахунків з вибору повітрянагрівача.

В першому наближенні беру температуру теплоносія на вході в повітрянагрівач $t_{\text{пр}} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$, на виході $t_{\text{пов}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає паспортним характеристикам установки [9].

Далі, за методикою [3], визначаю дійсну масову швидкість у фронтальному перерізі калорифера

$$(\rho g)_{\text{пв}}^{\text{л}} = \frac{L_{\text{н}}}{f_{\text{л}}}, \quad (3.10)$$

де $f_{\text{л}}$ - площа фронтального перерізу за рухом повітря, м^2 , беру $f_{\text{л}} = 1,03 \text{ м}^2$.

$$(\rho g)_{\text{пв}}^{\text{л}} = \frac{3,697}{1,03 \cdot 1} = 3,589 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2.$$

Розраховуємо масову витрату води, яка проходить через повітрянагрівач, кг/с

$$m_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{пов}})}, \quad (3.11)$$

де $c_{\text{в}}$ – теплоємність води, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$t_{\text{пр}}$ і $t_{\text{пов}}$ – температура прямої і поворотної мережевої води, $^{\circ}\text{C}$;

Теплоємність води приймаємо $4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, тоді за формулою (3.11)

$$m_{\text{в}} = \frac{50,3 \cdot 10^3}{4187 \cdot (80 - 60)} = 0,6 \text{ кг/с}.$$

Знаходимо швидкість води в трубках повітрянагрівача, м/с

$$\nu_{\text{в}} = \frac{m_{\text{в}}}{f_{\text{т}} \cdot \rho_{\text{в}}}, \quad (3.12)$$

де $f_{\text{т}}$ - площа живого перерізу по теплоносію, м^2 , беру $f_{\text{т}} = 0,001845 \text{ м}^2$;

$\rho_{\text{в}}$ – густина води, кг/м^3 .

Знаходжу густину води, яка наведена вище, за її середньою температурою [11]

$$t_{\text{в}} = (t_{\text{пр}} + t_{\text{пов}}) / 2 ; \quad (3.13)$$

$$t_{\text{в}} = (80 + 60) / 2 = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Згідно з [11], густина води становить $\rho_{\text{в}} = 977,8 \text{ кг/м}^3$.

Тоді за формулою (3.13), розраховую швидкість води

$$\nu_{\text{в}} = \frac{0,6}{0,001845 \cdot 977,8} = 0,333 \text{ м/с}.$$

Розраховую коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k = a \cdot (\rho g)_{\text{пв}}^{\text{л}} \cdot \nu_{\text{в}}^r, \quad (3.15)$$

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де a, n, r – постійні коефіцієнти, які для обраного повітрянагрівача дорівнюють відповідно 22,4, 0,53, 0,115 [3]

Розраховую за формулою (3.15) коефіцієнт теплопередачі

$$k = 22,4 \cdot 3,589^{0,53} \cdot 0,333^{0,115} = 38,863 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Далі, розраховую середній температурний напір в повітрянагрівачі, °С

$$\Delta t = \Delta t_{\text{прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (3.16)$$

де $\Delta t_{\text{прот}}$ – середній температурний напір при протитечійному русі теплоносіїв, °С;
 $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на перехресну течію.

Поправку на перехресну течію приймаю 0,97 [11]. Щоб визначити середній температурний напір протитечійної схеми руху теплоносія, зображено на рисунку 3.6, потрібно визначити більшу та меншу різницю температур, °С

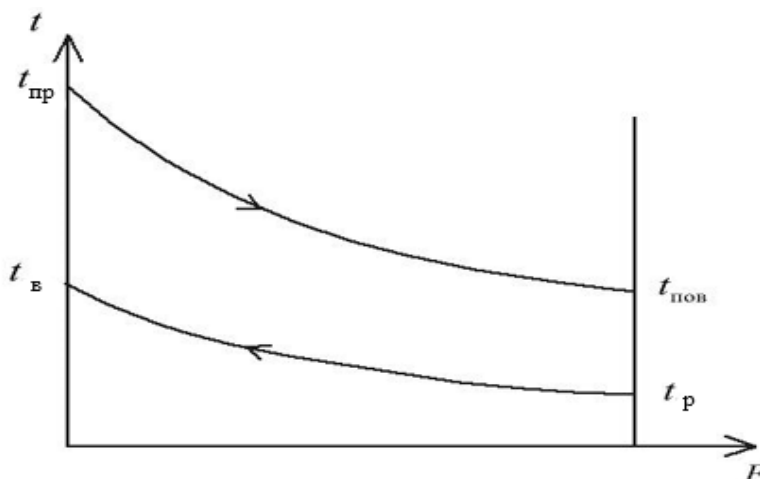


Рисунок 3.6 – Графік зміни температур теплоносіїв при протитечійному русі

$$\Delta t_6 = t_{\text{пр}} - t_{\text{п}}; \quad (3.17)$$

$$\Delta t_6 = 80 - 22 = 58 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{пов}} - t_{\text{р}}; \quad (3.18)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 60 - 6,6 = 53,4 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Так як $\Delta t_6 / \Delta t_{\text{м}} < 2$ то середній температурний напір для протитечійної схеми руху теплоносіїв визначаю як [11]

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_{\text{м}}}{2}; \quad (3.19)$$

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{58 + 53,4}{2} = 55,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тоді, за формулою (3.16)

$$\Delta t = 55,7 \cdot 0,97 = 54,029 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Необхідна площа поверхні нагрівання повітрянагрівача, м^2

$$F = \frac{Q_{\kappa}}{k \cdot \Delta t}; \quad (3.20)$$

$$F = \frac{50,3 \cdot 10^3}{38,863 \cdot 54,029} = 23,97 \text{ м}^2.$$

Обраховую запас дійсної поверхні нагрівання відносно теоретичної, %

$$\delta F = \frac{F_{\partial} - F}{F_{\partial}} \cdot 100 \quad (3.21)$$

де F_{∂} – дійсна площа теплопередавальної поверхні, яка становить 27,2 м^2 .

$$\delta F = \frac{27,2 - 23,7}{27,2} \cdot 100 = 11,876 \text{ } \%$$

Згідно з рекомендаціями [3], запас дійсної поверхні нагрівання по відношенню до теоретично необхідної повинен лежати в межах 10 – 20 %, а розрахована величина задовольняє умовам вибору.

Далі розраховую аеродинамічний опір повітрянагрівача, Па

$$\Delta P_a = b \cdot \psi \cdot (\rho v)_{\text{не}}^m, \quad (3.22)$$

де b, m – постійні коефіцієнти, які дорівнюють відповідно 12,7, 1,96 [3];
 ψ – це коефіцієнт, яким враховується відхилення середньої температури повітря що нагрівається $t_{\text{ср}}^{\partial}$ від величини $t_{\text{ср}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, розраховується за формулою (3.24).

Розрахую температуру відхилення

$$t_{\text{ср}}^{\partial} = (t_p + t_{\text{ср}}) / 2; \quad (3.23)$$

$$t_{\text{ср}}^{\partial} = (6,6 + 20) / 2 = 13,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Далі розраховується за формулою (3.24)

$$\psi = 0,94 + 0,003 \cdot t_{\text{ср}}^{\partial}; \quad (3.24)$$

$$\psi = 0,94 + 0,003 \cdot 13,3 = 0,979.$$

Тож, за формулою (3.22) розраховую аеродинамічний опір

$$\Delta P_a = 12,7 \cdot 0,979 \cdot 3,589^{1,96} = 152,386 \text{ Па}.$$

Останню величину, яку будемо розраховувати це гідравлічний опір повітронагрівача, кПа [3]

$$\Delta P_v = B v_v^2 \quad (3.25)$$

де B – це коефіцієнт, який залежить від типу теплообмінника, беру 14,6, згідно з [3].

Отже розраховую гідравлічний опір, за формулою (3.24)

$$\Delta P_v = 11 \cdot 0,333^2 = 1,62 \text{ кПа.}$$

Згідно з [9], основні характеристики вибраного повітронагрівача будуть наведені в таблиці 3.3, а зовнішній вигляд – на рис. 3.7.

Таблиця 3.3 – Основні характеристики повітронагрівача

Найменування параметра	Одиниця	Значення параметра
Теплоносій	-	Вода
Матеріал теплообмінника	-	Труби – «Cu» Ребра – «Al»
Теплова потужність	кВт	50,3
Масова швидкість повітря	(кг·с) / м ²	3,589
Сторона повітря		
Витрата	м ³ /год	9465
Температура на вході	°C	6,6
Температура на виході	°C	20
Втрата тиску	Па	152,386
Сторона води		
Витрата	кг/год	2160
Температура на вході	°C	80
Температура на виході	°C	60
Втрата тиску	кПа	1,62



Рисунок 3.7 – Зовнішній вигляд повітронагрівача

3.3.5 Повітроохолоджувач для теплого періоду

Повітроохолоджувач - це пристрій, що використовується в системах кондиціонування для охолодження повітря перед тим, як воно буде поступати в приміщення. Це дозволяє знизити температуру повітря в приміщенні та підвищити комфортність перебування людей.

Існує декілька типів повітроохолоджувачів, а саме [3]:

- 1) Рекуперативний повітроохолоджувач - цей пристрій використовує теплообмінник для передачі тепла з вихідного повітря в припливне повітря. Це дозволяє економити енергію та знижувати витрати на опалення.
- 2) Адсорбційний повітроохолоджувач - цей пристрій використовує адсорбенти для видалення вологості з повітря та охолодження його. Це дозволяє знижувати вологість та температуру повітря в приміщенні.
- 3) Водяний повітроохолоджувач - цей пристрій використовує воду для охолодження повітря. Повітря проходить через спеціальні водяні матеріали, які охолоджують його перед тим, як воно поступає в приміщення.
- 4) Конденсаційний повітроохолоджувач - цей пристрій використовує холодильний компресор для охолодження повітря. Повітря проходить через спеціальний теплообмінник, де воно охолоджується до точки роси, що призводить до конденсації вологи. Вода, яка утворюється при конденсації, збирається та відводиться з приміщення.
- 5) Фреоновий повітроохолоджувач - цей пристрій використовує фреон для охолодження припливного повітря.

В обраній припливно-витяжній установці повітроохолоджувач використовують для теплого періоду року, тож зараз на рисунку 3.8 буде зображення процесу охолодження повітря в $h - d$ діаграмі.

Точка Н – це точка, параметри якої характеризують навколишнє повітря в теплий період року, що надходить до нашої ПВУ ззовні. Згідно з [3], параметри цієї точки нам відомі, а саме для Києва в найжаркішу добу із забезпеченістю 0,95 температура буде дорівнювати $t_{н1} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$. Але у відповідності з рекомендаціями [3] для населених пунктів з кількістю мешканців більше як 100 тис. людей цю температуру можна брати на $2 - 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ більшу, а тому приймаю температуру навколишнього повітря, $^{\circ}\text{C}$

$$t_n = t_{н1} + 2; \quad (3.26)$$

$$t_n = 28 + 2 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

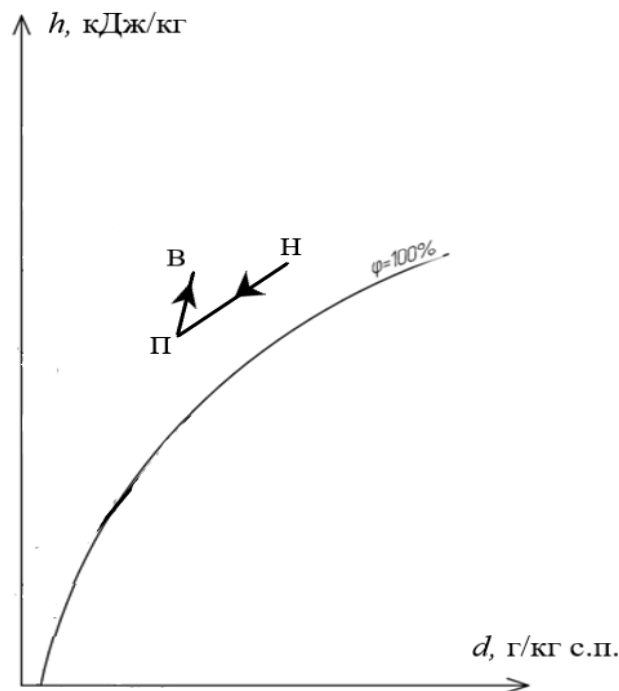


Рисунок 3.8 – Зображення процесів охолодження повітря в ПВУ в $h-d$ діаграмі (НП – охолодження в повітроохолоджувачі; ПВ – процес природного нагрівання в приміщенні, який характеризується кутовим коефіцієнтом променя процесу)

Також, для точки Н, згідно [3], у нас є відносна вологість, яка дорівнює $\varphi_H = 69\%$. Наносимо цю точку в $h-d$ діаграмі та знаходимо інші параметри, які знадобляться в подальших розрахунках: $h_H = 78$ кДж/кг; $d_H = 18,75$ г/кг с.п.

Переходимо до точки В. Точка В – це параметри внутрішнього повітря, які ми повинні тримати в сталості, а саме: $t_B = 22$ °С; $\varphi_B = 50\%$ [3]. Наносимо дану точку на $h-d$ діаграму та знаходимо інші параметри, а саме: $h_B = 43,315$ кДж/кг; $d_B = 8,35$ г/кг с.п.

Для знаходження точки П, яка характеризує кінцеву температуру охолодження навколишнього повітря беру її значення $t_P = 19$ °С (на 3 °С менше за температуру внутрішнього повітря), ми розраховуємо кутовий коефіцієнт променю процесу, який буде проводити з точки В. Одразу розраховуємо, так як всі величини у нас знайдені

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}; \quad (3.27)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{96,828}{0,00425} = 22801 \text{ кДж/кг.}$$

Через точку В проводимо лінію, яка відповідає нахилу кутового коефіцієнта променю процесу, згідно з [3]. На перетині з лінією t_P знаходиться наша шукана точка П. Знаходжу її параметри: $\varphi_P = 57,5\%$; $h_P = 39$ кДж/кг; $d_P = 8$ г/кг с.п.

Густина навколишнього повітря для теплого періоду року розраховую за формулою (3.4)

$$\rho_n = \frac{353}{273+30} = 1,165 \text{ кг/м}^3.$$

Тоді, для формули (3.3) підставляємо всі значення, які визначили вище. Отримаємо масову витрату навколишнього повітря:

$$L_n = \frac{9465 \cdot 1,165}{3600} = 3,063 \text{ кг/с.}$$

Знаходжу необхідну охолоджуючу потужність повітроохолоджувача за формулою [3]

$$Q_n = L_n (h_n - h_n); \quad (3.28)$$

$$Q_n = 3,063 \cdot (78 - 39) = 119,6 \text{ кВт.}$$

Згідно з [9], за отриманою охолоджуючою потужністю обираю типовий повітронагрівач, розрахункові характеристики якого наведені в табл. 3.4, а його загальний вигляд – на рис. 3.9.

Таблиця 3.4 – Основні характеристики повітроохолоджувача

Найменування параметра	Одиниця	Значення параметра
Теплоносій	-	Вода
Матеріал трубок і ребер	-	Труби – «Cu» Ребра – «Al»
Охолоджуюча потужність	кВт	120
Масова швидкість повітря	(кг·с) / м ²	2,97
Повітряний потік		
Об'ємна витрата	м ³ /год	9465
Температура на вході	°С	30
Відносна вологість на вході	%	69
Температура на виході	°С	19
Відносна вологість на виході	%	60
Втрата тиску	Па	204
Потік охолоджуючої води		
Витрата	кг/год	20550
Температура на вході	°С	12
Температура на виході	°С	7
Втрата тиску	кПа	40



Рисунок 3.9 - Зовнішній вигляд повітроохолоджувача ПБУ

3.3.5 Припливно – витяжні вентиляційні агрегати

Вентилятор для системи вентиляції - це пристрій, що забезпечує примусову циркуляцію повітря в системі вентиляції. Вони зазвичай використовуються для забезпечення достатнього рівня вентиляції та контролю температури, вологості та якості повітря в приміщенні [3].

Вентилятори для систем вентиляції мають вентиляторні колеса з лопатями, які створюють потік повітря. Вони можуть мати різну форму, розмір та потужність, залежно від потреб системи вентиляції. Деякі вентилятори можуть бути установлені прямо в вентиляційному каналі, тоді як інші можуть бути встановлені в системах ПБУ [3].

У обраній припливно- витяжній установці встановлені два вентилятори: припливний і витяжний.

При виборі вентиляторів для систем вентиляції потрібно враховувати об'ємну витрату повітря та повний тиск, який визначається за допомогою формули, що базується на опорі мережі повітропроводів, Па

$$\Delta P_m = \Sigma(R \cdot l + Z), \quad (3.29)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя на розрахованій ділянці мережі, Па/м;

l – довжина ділянки повітропроводу, м;

Z – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па.

Для розрахунку втрат тиску на тертя та місцеві опори за методикою [3], необхідно на схемі визначити ділянки і обрати магістраль, для якої проводитимуться розрахунки.

Далі визначаю питомі втрати тиску на тертя для сталевих повітропроводів за формулою, Па

$$R = \lambda \cdot \frac{\rho_{\text{пв}} \cdot v_{\text{пв}}^2}{2} \cdot \frac{1}{d_{\text{екв}}}, \quad (3.30)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя;

$d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр повітропроводу, м (для прямокутних повітропроводів $d_{\text{екв}} = (2a \cdot b / (a+b))$).

Для визначення коефіцієнта опору тертя при числі Рейнольдса більше 2300, використовується формула Альштуля [11]

$$\lambda = 0,11 \left[\left(\frac{k_{\text{екв}}}{d_{\text{екв}}} \right) + \left(\frac{68}{\text{Re}} \right) \right]^{0.25}, \quad (3.31)$$

де $k_{\text{екв}}$ – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок повітропроводів, м (для сталевих повітропроводів $k_{\text{екв}} = 0,0001$ м);

Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса визначаю за формулою [11]

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{пв}} \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (3.32)$$

де ν – кінематична в'язкість повітря, $\text{м}^2/\text{с}$ (згідно з [11] $\nu = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$).

А також, визначаю втрати тиску на місцеві опори за формулою, Па

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho_{\text{пв}} \cdot v_{\text{пв}}^2}{2}, \quad (3.33)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці.

3.3.5.1 Припливний вентилятор

Вибір цього вентилятора здійснюється за повітропродуктивністю (подачею), яка визначена в розрахунках повітрообміну і для обраної ПВУ складає $10500 \text{ м}^3/\text{год}$, а також повному тиску, що визначається за втратами тиску в системі припливних повітропроводів.

Схема припливної системи будівлі офісного комплексу наведена на рис. 3.10.

На цій схемі позначаю ділянки магістралі, і як приклад, наведу розрахунок для ділянки 1.

Згідно з розрахунками повітрообміну витрата повітря через один дифузор складає $231 \text{ м}^3/\text{год}$.

На ділянці 1 розташований один дифузор, тоді $V_1 = 231 \text{ м}^3/\text{год}$.

Приймаю швидкість повітря на ділянці $v_1 = 2 \text{ м/с}$, тоді з рівняння суцільності переріз повітропровода ділянки, м^2 [3]

$$f_1 = \frac{V_1}{3600 \cdot v_1}, \quad (3.34)$$

$$f_1 = \frac{231}{3600 \cdot 2} = 0,032 \text{ м}^2.$$

Згідно довідкових таблиць [6] обираю повітропровід круглого поперечного перерізу діаметром 200 мм, дійсна площа перерізу дорівнює $f_{д1}=0,0314 \text{ м}^2$.

Далі розраховую дійсну швидкість

$$v_1^д = \frac{V_1}{3600 \cdot f_{д1}}; \quad (3.35)$$

$$v_1^д = \frac{231}{3600 \cdot 0,0314} = 2,04 \text{ м/с}.$$

Розраховую число Рейнольдса за формулою (3.32)

$$Re = \frac{2,04 \cdot 0,2}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 25544,1.$$

Коефіцієнт опору тертя при нашому числі Рейнольдса визначаю за формулою (3.31)

$$\lambda = 0,11 \left[\left(\frac{0,0001}{0,2} \right) + \left(\frac{68}{25544,1} \right) \right]^{0,25} = 0,026.$$

Питомі втрати тиску розраховую за формулою (3.30)

$$R = 0,026 \cdot \frac{1,165 \cdot 2,04^2}{2} \cdot \frac{1}{0,2} = 0,317 \text{ Па/м}.$$

Визначаю втрати тиску на місцеві опори за формулою (3.33), але перед тим як розрахувати, потрібно визначити коефіцієнти місцевих опорів. Вони будуть дорівнювати для даної ділянки: один дифузор $\xi_д=1$; один трійник $\xi_{тр}=0,25$; один поворот $\xi_{пов}=0,6$. Їхня сума для 1 ділянки: $\Sigma \xi = 1,85$ [3].

Тоді розраховую за формулою (3.33)

$$Z = 1,85 \cdot \frac{1,165 \cdot 2,04^2}{2} = 4,5 \text{ Па}.$$

Сумарні втрати тиску на ділянці згідно з формулою (3.29) становлять

$$\Delta P_1 = 0,317 \cdot 6,76 + 4,5 = 6,644 \text{ Па}.$$

Результати розрахунків для інших ділянок магістралі зведені до табл. 3.5.

Таблиця 3.5 - Результати аеродинамічного розрахунку припливної системи вентиляції

Номер ділянки	Витрата повітря, V , $\text{м}^3/\text{год}$	Довжина ділянок ℓ , м	Швидкість повітря	Розміри повітропроводів		Втрати тиску на тертя, Па		Швидкісний напір $\rho v^2/2$, Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \zeta$	Втрати тиску на місцеві опори Z , Па	Загальна втрата тиску на ділянці $(R\ell + Z)$, Па	Сумарні втрати тиску на ділянці від початку мережі ΔP_m
				Круглих d , мм	Прямокутних $a \times b$, мм	На 1м довжини, R	На всій ділянці, $R\ell$					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	231	6,76	2,04	200	-	0,31	2,14	2,43	1,85	4,50	6,64	6,64
2	462	14,76	2,56	-	250x200	0,42	6,17	3,83	2,46	9,44	15,62	22,26
3	924	8,5	2,56	-	500x200	0,30	2,59	3,83	1,1	4,22	6,82	29,08
4	1386	8,5	3,08	-	500x250	0,35	2,97	5,52	0,41	2,26	5,24	34,32
5	1386	0,8	3,66	-	700x150	0,69	0,55	7,83	0,41	3,21	3,77	38,09
6	1848	4	3,42	-	600x250	0,39	1,57	6,82	0,25	1,70	3,28	41,37
7	1848	3,3	2,13	-	600x400	0,11	0,38	2,66	0,25	0,66	1,04	42,41
8	3696	3,3	4,27	-	600x400	0,40	1,32	10,65	0,25	2,66	3,99	46,4
9	5544	3,3	5,13	-	600x500	0,47	1,57	15,34	0,25	3,83	5,41	51,81
10	7392	3,3	5,70	-	600x600	0,51	1,70	18,95	0,25	4,73	6,43	58,24
11	9471	3,3	7,01	-	750x500	0,75	2,49	28,66	0,25	7,16	9,65	67,89
12	9471	10,3	6,77	-	500x750	0,75	7,77	28,66	1,8	51,6	59,4	127,3
13	9471	24,2	5,53	-	950x500	0,43	10,58	17,86	3,7	66,11	76,70	204

Нижче наведені результати розрахунків коефіцієнтів місцевих опорів на розрахункових ділянках магістралі, які представлені в табл. 3.6

Таблиця 3.6 – Розрахунок коефіцієнтів місцевих опорів ділянок

№ ділянки	Коефіцієнти місцевих опорів					
	ξ_1	ξ_2	ξ_3	ξ_4	ξ_5	$\Sigma \xi$
1	1	0,6	0,25	-	-	1,85
2	-	3x0,6	2x0,25	0,16	-	2,46
3	-	0,6	2x0,25	-	-	1,1
4	-	-	0,25	0,16	-	0,41
5	-	-	0,25	0,16	-	0,41
6	-	-	0,25	-	-	0,25
7	-	-	0,25	-	-	0,25
8	-	-	0,25	-	-	0,25
9	-	-	0,25	-	-	0,25
10	-	-	0,25	-	-	0,25
11	-	-	0,25	-	-	0,25
12	-	3x0,6	-	-	-	1,8
13	-	4x0,6	-	-	1,3	3,7

Примітки до таблиці 3.6

- 1) ξ_1 – припливний дифузор
- 2) ξ_2 – відвід на 90 °
- 3) ξ_3 – трійник
- 4) ξ_4 – конфузор
- 5) ξ_5 – повітрозабірний пристрій

Повний тиск вентилятора, Па, визначаю за формулою [3]

$$H_v = 1,1 \cdot \Delta P_m + \Delta P_f + \Delta P_p + \Delta P_{\text{пн}} + \Delta P_{\text{по}} + \Delta P_{\text{ш}}, \quad (3.34)$$

де ΔP_m – сумарний опір мережі повітропроводів, дорівнює 253 Па (див. табл. 3.4); ΔP_f – опір фільтра, дорівнює 170 Па (див. технічні характеристики підрозділ 3.3.1); ΔP_p – опір рекуператора, дорівнює 170 Па (див. табл.); $\Delta P_{\text{пн}}$ – повітронагрівача, дорівнює 152,386 Па (див. табл. 3.3); $\Delta P_{\text{по}}$ – повітроохолоджувача, дорівнює 204 Па (див. табл. 3.4); $\Delta P_{\text{ш}}$ – шумоглушника, дорівнює 150 Па.

$$H_{\text{в}} = 1,1 \cdot 204 + 170 + 170 + 152,386 + 204 + 150 = 1070,8 \text{ Па.}$$

Згідно з [9], за результатами розрахунків обираю припливний радіальний вентилятор, характеристики якого наведені в табл. 3.7, а також зовнішній вигляд його можна побачити на рисунку 3.11

Таблиця 3.7 – Основні технічні дані припливного вентилятора

Найменування параметра	Одиниця	Значення
Модель	-	TLZ 280 R
Витрата припливного повітря	м ³ /год	10500
Частота обертання колеса	об/хв	1722
Повний тиск	Па	1100
Потужність на подолання опорів	кВт	4,29
ККД	%	63,2
Тип двигуна	-	Електричний
Електричний захист	-	IP55
Встановлена потужність електричного двигуна	кВт	5,5
Електроживлення	В/-Гц	400/3/50
Повний рівень звукової сили	дБ	81,9

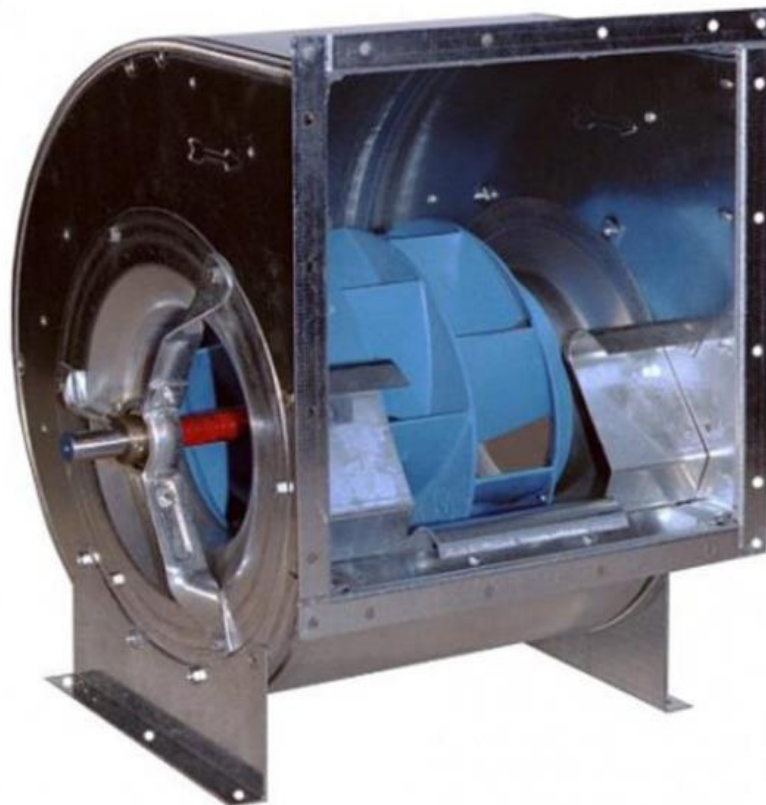


Рисунок 3.11 - Зовнішній вигляд припливного вентилятора

3.3.5.2 Витяжний вентилятор

Витяжний вентилятор в обраній припливно-витяжній установці призначений для видалення повітря з приміщень офісного комплексу та подавання його на рекуперативний утилізатор. Надалі витяжне повітря видаляється в довкілля.

Завдання розрахунку полягає у виборі типу вентилятора та приводу до нього при обчисленні раніше витрати витяжного повітря та розрахованою величиною втрат тиску в витяжній системі повітропроводів.

Для визначення втрат тиску складаю схему повітропроводів витяжної системи (див. рис. 3.12), нумерую ділянки магістралі для яких спочатку визначаю коефіцієнти місцевих опорів (табл. 3.8), а за методикою [3], що використовувалася в розрахунках припливної системи, визначаю втрати тиску (див. табл. 3.9).

Таблиця 3.8 – Розрахунок коефіцієнтів місцевих опорів ділянок

№ ділянки	Коефіцієнти місцевих опорів					
	ξ_1	ξ_2	ξ_3	ξ_4	ξ_5	$\Sigma \xi$
1	1	0,6	0,25	-	-	1,85
2	-	-	2x0,25	0,16	-	0,66
3	-	3x0,6	0,25	-	-	2,05
4	-	0,6	0,25	-	-	0,85
5	-	-	0,25	-	-	0,25
6	-	-	0,25	-	-	0,25
7	-	-	0,25	-	-	0,25
8	-	-	0,25	-	-	0,25
9	-	-	0,25	-	-	0,25
10	-	-	0,25	-	-	0,25
11	-	3x0,6	-	-	-	1,8

Примітки до таблиці 3.8

- 1) ξ_1 – витяжний дифузор
- 2) ξ_2 – відвід на 90 °
- 3) ξ_3 – трійник
- 4) ξ_4 – конфузор
- 5) ξ_5 – повітрязабірний пристрій

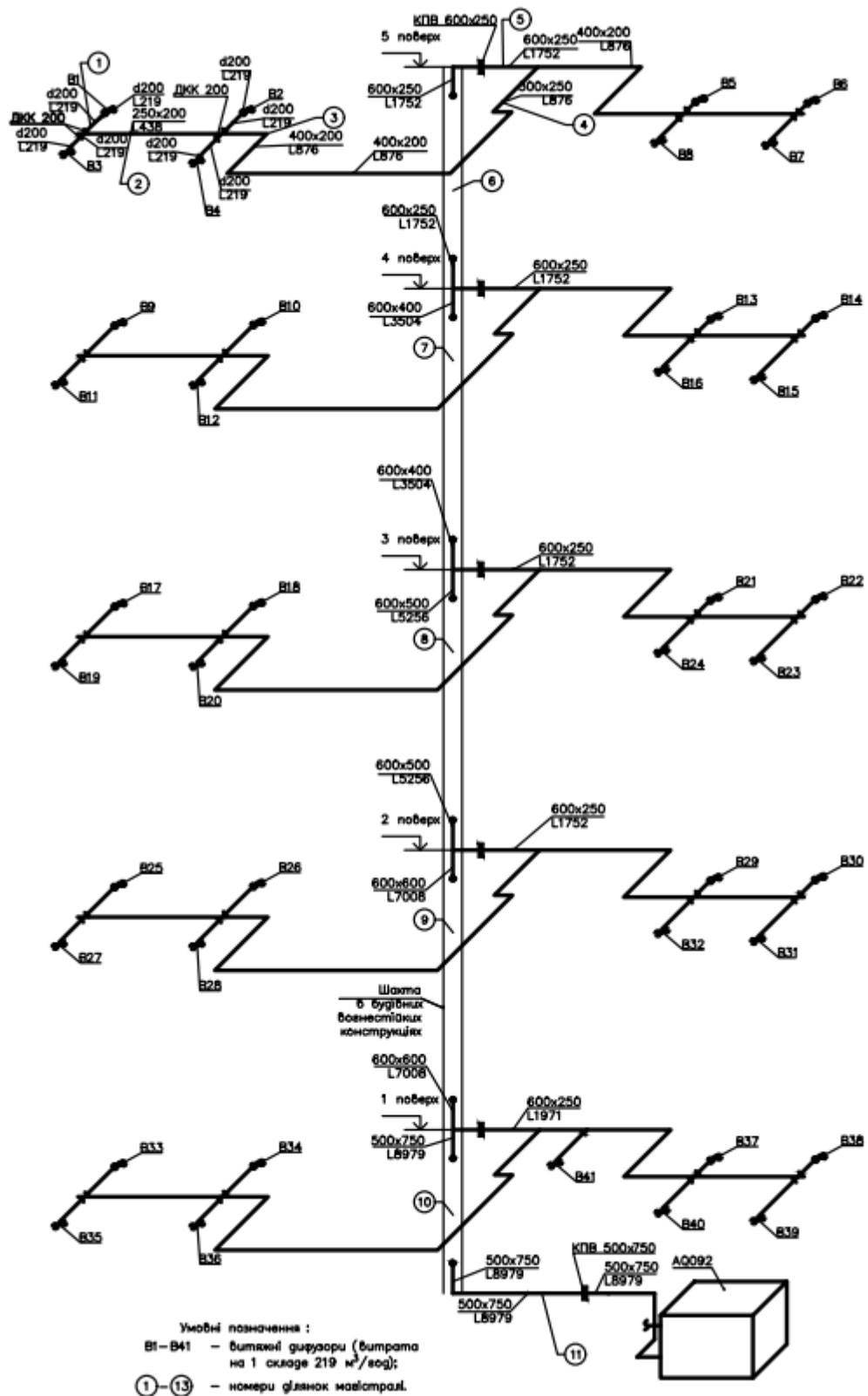


Рисунок 3.12 – Розрахункова схема витяжних повітропроводів системи вентиляції

Таблиця 3.9 - Результати аеродинамічного розрахунку витяжної системи вентиляції

Номер ділянки	Витрата повітря, V , $\text{м}^3/\text{год}$	Довжина ділянок ℓ , м	Швидкість повітря	Розміри повітропроводів		Втрати тиску на тертя, Па		Швидкісний напір $\rho v^2/2$, Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \xi$	Втрати тиску на місцеві опори Z , Па	Загальна втрата тиску на ділянці $(R\ell + Z)$, Па	Сумарні втрати тиску на ділянці від початку мережі ΔP_m
				Круглих d , мм	Прямокутних $a \times b$, мм	На 1м довжини, R	На всій ділянці, $R\ell$					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	219	2,05	1,93	200	-	0,29	0,60	2,24	1,85	4,15	4,75	4,75
2	438	5,5	2,43	-	250x200	0,38	2,12	3,54	0,66	2,33	4,46	9,22
3	876	11,9	3,04	-	400x200	0,46	5,48	5,53	2,05	11,35	16,83	26,05
4	876	7	3,24	-	300x250	0,50	3,52	6,30	0,85	5,35	8,87	34,93
5	1752	3,6	3,24	-	600x250	0,36	1,31	6,30	0,25	1,57	2,88	37,82
6	1752	3,3	3,24	-	600x250	0,36	1,20	6,30	0,25	1,57	2,77	40,60
7	3504	3,3	4,05	-	600x400	0,37	1,22	9,84	0,25	2,46	3,68	44,28
8	5256	3,3	4,86	-	600x500	0,44	1,46	14,17	0,25	3,54	5,00	49,29
9	7008	3,3	5,40	-	600x600	0,47	1,57	17,50	0,25	4,37	5,94	55,24
10	8979	3,3	6,65	-	500x750	0,69	2,30	26,47	0,25	6,62	8,92	64,16
11	8979	10,3	6,65	-	500x750	0,69	7,18	26,47	1,8	47,65	54,84	119

Повний тиск вентилятора, Па, визначаю за формулою [3]

$$H_v = 1,1 \cdot \Delta P_m + \Delta P_f + \Delta P_p, \quad (3.35)$$

де ΔP_m – сумарний опір мережі повітропроводів, дорівнює 119 Па (див. табл. 3.8);

ΔP_f – опір фільтра, дорівнює 170 Па (див. технічні характеристики підрозділ 3.3.1);

ΔP_p – опір рекуператора, дорівнює 170 Па (див. табл. 3.2);

$$H_v = 1,1 \cdot 119 + 170 + 170 = 471 \text{ Па.}$$

Згідно з [9], за результатами розрахунків обираю витяжний радіальний вентилятор, характеристики якого наведені в табл. 3.10, а також зовнішній вигляд його можна побачити на рисунку 3.13..

Таблиця 3.10 – Основні технічні дані витяжного вентилятора

Найменування параметра	Одиниця	Значення
Модель	-	TLZ 280 R
Витрата припливного повітря	м ³ /год	9500
Частота обертання колеса	об/хв	1510
Повний тиск	Па	471
Потужність на подолання опорів	кВт	2,99
ККД	%	62,6
Тип двигуна	-	Електричний
Електричний захист	-	IP55
Встановлена потужність електричного двигуна	кВт	4
Електроживлення	В/-Гц	400/3/50
Повний рівень звукової сили	дБ	79,2

3.4 Висновки за розділом 3

У цьому розділі приведено опису системи вентиляції для офісної будівлі.

Також було розраховано повітрообмін приміщень, для всіх поверхів, який становить 9465,41 м³/год.

Було зображено відповідні процеси зміни стану повітря на *h-d* діаграмі.

За попередньо розрахованими величинами, був здійснений підбір реального обладнання, а саме:

- повітряні фільтри класу G4;
- роторний рекуператор;
- повітронагрівач для холодного періоду;
- повітроохолоджувач для теплого періоду;
- припливний та витяжний вентилятори.

4 СИСТЕМА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ОФІСНОГО КОМПЛЕКСУ

4.1 Опис схеми

Згідно з [12], для компенсації надходжень потоків теплоти та вологи до приміщень офісного комплексу у теплий період року в дипломному проєкті розроблено неавтономну місцеву систему кондиціонування повітря (чілер-фанкойл).

Загальна схема такої системи наведена на рис. 4.1.



Рисунок 4.1 – Двотрубна місцева автономна система кондиціонування повітря

Чіллер - це холодильна установка, яка містить компресор, випарник, конденсатор тощо, що використовується для охолодження води, яка надходить на фанкойли. Тепла вода після фанкойлів повертається до чілера і цикл повторюється [12].

Фанкойл - це теплообмінник з оребреною поверхнею, який обдувається повітрям. Вода, що рухається в трубках теплообмінника, охолоджує повітря, яке переміщується вентилятором [12].

Одна з особливостей цієї системи полягає в тому, що вода циркулює через фанкойл, а не повітря, як це відбувається в системах з кондиціонером, що дозволяє знизити вологість повітря в приміщенні та забезпечити більш комфортні умови для людей [12].

Схема чіллер-фанкойл є ефективним рішенням для кондиціонування повітря в окремих приміщеннях будівлі з невеликою кількістю людей, наприклад, в офісах, готелях або медичних закладах. Вона забезпечує ефективне охолодження, а також, при необхідності, і обігрів приміщення, що дозволяє економити енергію [12].

4.2 Розрахунки та вибір обладнання системи кондиціонування

4.2.1 Вибір фанкойлів

Процес зміни стану повітря в фанкойлі за $h-d$ - діаграмою наведений на рис. 4.2.

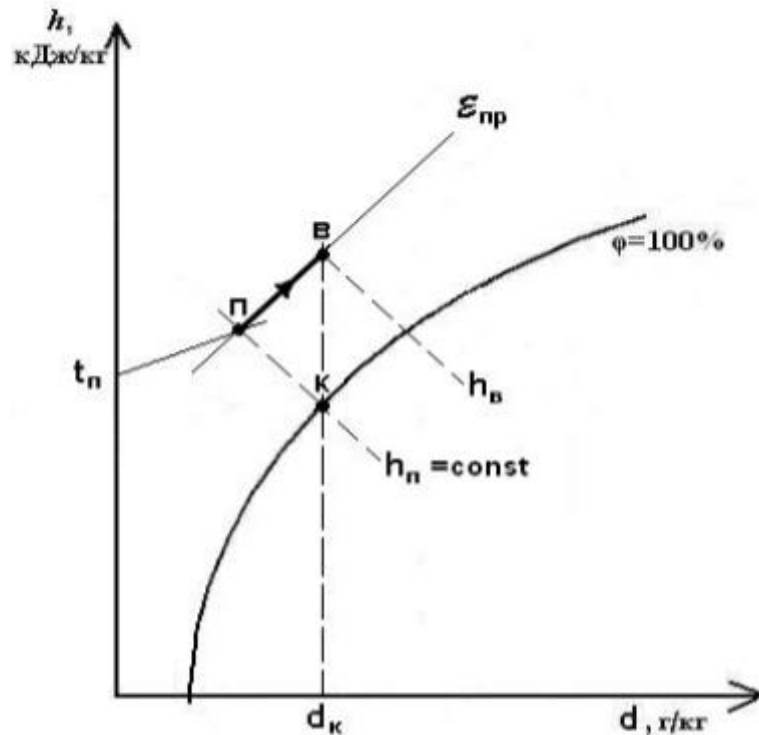


Рисунок 4.2 – Зображення процесу зміни стану повітря в фанкойлі

Згідно з [3], точка В – це параметри внутрішнього повітря, які ми повинні тримати в сталості, а саме: $t_b = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_b = 50\text{ }\%$. Наносимо дану точку на $h-d$ діаграму та знаходимо інші параметри, а саме: $h_b = 43,315\text{ кДж/кг}$; $d_b = 8,35\text{ г/кг с.п.}$

У нас відома температура повітря в точці П ($19\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Згідно з [3], потрібно через точку В провести кутовий коефіцієнт променя процесу, в перетині якого з ізотермою $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ отримаємо точку П і визначимо в ній ентальпію та вологовміст, які складуть відповідно: $h_{\text{п}} = 40,3\text{ кДж/кг}$; $d_{\text{п}} = 8,25\text{ г/кг с.п.}$

Вибір фанкойлів здійснюється за надходженням потоків теплоти до приміщень офісного комплексу, який складає $96,83\text{ кВт}$.

Всі фанкойли розміщують у підшивних стелях 1-5 поверхів, тоді охолоджуюча потужність фанкойлів на кожному поверсі складе $19,37\text{ кВт}$. На визначену величину обирають по 9 фанкойлів на кожному поверсі, характеристики кожного з них наведені в таблиці 4.1

Визначають об'ємну витрату повітря для всіх поверхів, взявши значення суми витрати з таблиці 3.1

$$V_{\phi} = V_{\Sigma} \cdot m, \quad (4.1)$$

де m – кратність циркуляції (беру за практичними рекомендаціями 2 1/год) [3].

$$V_{\phi} = 9465 \cdot 2 = 18930 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Згідно з [9], за отриманою величиною обираю фанкойли у кількості 45 шт (по 9 шт на кожному поверсі) повітропродуктивністю продуктивністю по 420 м³/год кожного (загальна витрата 18930 м³/год).

Зовнішній вигляд фанкойлу моделі ELFOspace IN-H-7 показаний на рисунку 4.3



Рисунок 4.3 – Зовнішній вигляд фанкойлу

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики внутрішнього блоку ELFOspace IN-H-7

Модель			ELFOspace IN-H-7
Потужність	Охолодження	кВт	2,54
	Нагрів	кВт	5,51
Споживана потужність		кВт	0,07
Розміри	Довжина/ширина/глибина	мм	745/215/450
Вага		кг	13,9
Витрата повітря		м ³ /год	432
Рівень звукової потужності		дБа	35-46
Холодоносії		Тип	Вода
Електроживлення			220/1/50

4.2.2 Холодильна установка (чіллер)

Щоб визначити необхідну холодопродуктивність чілера, використовується формула, яка дозволяє провести розрахунки, кВт [3]

$$Q_3 = Q_{\phi} + Q_{\text{по}}, \quad (4.2)$$

Охолоджуюча потужність повітроохолоджувача відома з попереднього розділу і вона складає 119,6 кВт.

Тоді

$$Q_3 = 96,83 + 119,6 = 216,43 \text{ кВт.}$$

Згідно з [9], на основі необхідної холодопродуктивності я обираю чіллер, з огляду на наступні технічні характеристики, які наведені у таблиці 4.2, також надаю зовнішній вигляд чіллера на рисунку 4.4.

Таблиця 4.2 – Основні технічні характеристики зовнішнього блоку

Найменування параметра	Одиниця	Значення
Виробник	-	CLIVET
Модель	-	WSAN-XSC2-90D
Холодильний агент	-	R410A
Клас енергоефективності	-	A
COP	-	3,2
Холодильна потужність	кВт	243
Споживана потужність	кВт	89,4
Напруга	В/-Гц	400/3/50
Габаритні розміри (довжина/висота/ширина)	мм	2850/2220/2228
Вага	кг	2078



Рисунок 4.4 – Зовнішній вигляд холодильної машини (чіллер)

4.2.3 Циркуляційні насоси холодопостачання фанкойлів

Ми проводимо розрахунок гідравлічної системи трубопроводів, щоб визначити, який діаметр трубок нам потрібний для заданого теплового навантаження та які циркуляційні насоси ми повинні вибрати. Ми використовуємо метод питомих втрат тиску для проведення розрахунків [3]. На схемі (дивись далі рисунок 4.5), яку ми використовуємо для розрахунків, ми позначаємо окремі ділянки трубопроводу та вибираємо магістраль, для якої розраховуємо втрати тиску на тертя та місцеві опори.

При русі реальної рідини по трубах має місце опір двох видів [3]:

1) Втрати тиску на тертя, які виникають при русі води по ділянці трубопроводу з постійною витратою та однаковим діаметром, розраховуються за допомогою формули, Па

$$R_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho \cdot l = R \cdot l \quad (4.3)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

d – діаметр трубопроводу, м;

ω – швидкість руху рідини, м/с;

ρ – густина рідини, кг/м³;

l – довжина ділянки трубопроводу, м;

R – питомі втрати тиску, Па/м.

2) Втрати тиску на місцеві опори, визначаються формулою, Па

$$Z = \sum \xi \frac{\omega^2}{2} \rho_v, \quad (4.4)$$

де $\sum \xi$ – сумарний коефіцієнт місцевого опору на даній ділянці трубопроводу;

$\frac{\omega^2}{2} \rho_v$ – динамічний тиск води.

Сумарний коефіцієнт місцевого опору визначають за формулою

$$\sum \xi = \xi_{\phi} + \xi_{\text{поворот}} + \xi_{\text{трийник}} + \xi_{\text{інше}} \quad (4.5)$$

Розрахункова ділянка - це ділянка трубопроводу, де витрата теплоносія залишається незмінною. Розрахункова витрата теплоносія на цій ділянці вимірюється в кг/год і обчислюється за допомогою формули

$$G = \frac{\sum Q_{\phi}}{c \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}})} \cdot 3600, \quad (4.6)$$

де $t_{\text{вх}}$ – температура подавальної води в трубопроводі, °С;

$t_{\text{вих}}$ – температура зворотної води в трубопроводі, °С;

$\Sigma Q_{\text{ф}}$ – сумарна холодопродуктивність фанкойлів на ділянці, кВт;

c – теплоємність рідини (рекомендоване значення 4,19 кДж/(кг·К)) [11].

Для прикладу, розрахую 1 ділянку нашої магістралі.

На початку, визначимо витрату води за формулою (4.6)

$$G_1 = \frac{2,1}{4,19 \cdot (12 - 7)} \cdot 3600 = 362,5 \text{ кг/год.}$$

Згідно з [3], приймаю швидкість повітря на ділянці $v_1 = 0,2$ м/с, тоді з рівняння сучільності переріз трубопроводу ділянки, м²

$$f_1 = \frac{G_1}{3600 \cdot v_1 \cdot \rho_e}, \quad (4.7)$$

де ρ_v – густина води, приймаю 1000 кг/м³.

$$f_1 = \frac{362,5}{3600 \cdot 0,2 \cdot 1000} = 0,0005 \text{ м}^2.$$

Далі розраховую дійсну швидкість

$$v_1^{\text{д}} = \frac{G_1}{3600 \cdot f_{\text{д1}} \cdot \rho_e}; \quad (4.8)$$

$$v_1^{\text{д}} = \frac{362,5}{3600 \cdot 0,00049 \cdot 1000} = 0,205 \text{ м/с.}$$

Розраховую число Рейнольдса за формулою (3.32)

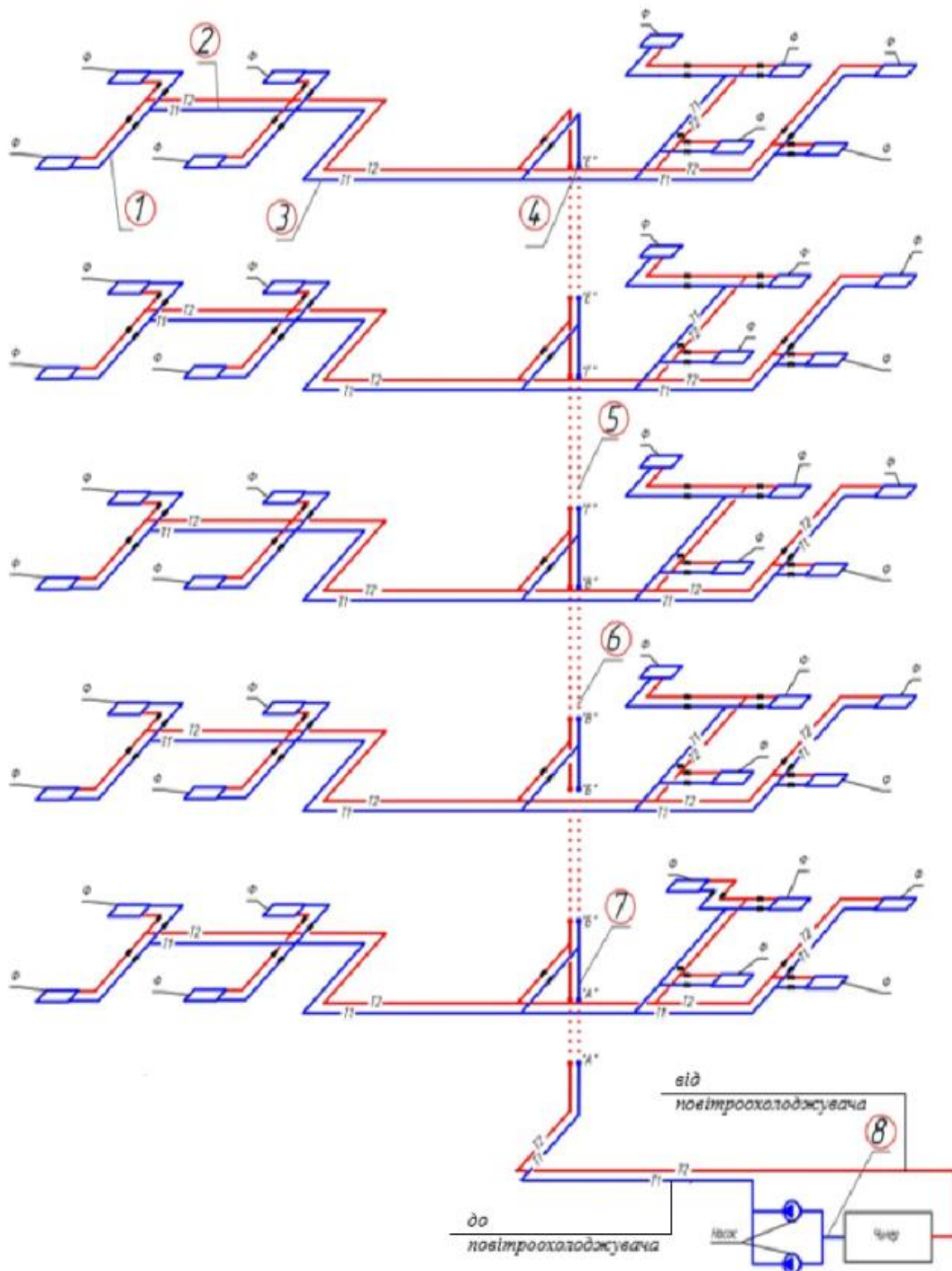
$$\text{Re} = \frac{0,205 \cdot 0,025}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 3207,5.$$

Коефіцієнт опору тертя при нашому числі Рейнольдса визначаю за формулою (3.31)

$$\lambda = 0,11 \left[\left(\frac{0,0001}{0,025} \right) + \left(\frac{68}{3207,5} \right) \right]^{0,25} = 0,043.$$

Питомі втрати тиску розраховую за формулою (3.30)

$$R = 0,043 \cdot \frac{1000 \cdot 0,205^2}{2} \cdot \frac{1}{0,025} = 36,9 \text{ Па/м.}$$



Ф – фанкойли, T1 – подавальний, T2 – поворотний трубопровід системи холодопостачання, 1 – 8 – ділянки мережі трубопроводів

Рисунок 4.5 – Схема трубопроводів холодопостачання фанкойлів

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Лінійні втрати тиску на тертя за формулою (4.3)

$$R \cdot l = 36,9 \cdot 2,3 = 84,9 \text{ Па.}$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- фанкойл $\xi_{\text{ф}} = 2,8$;
- трійник $\xi_{\text{тр}} = 1,8$;
- поворот $\xi_{\text{пов}} = 0,5$.

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для ділянки 1

$$\Sigma \xi_1 = 0,5 + 1,8 + 2,8 = 5,1.$$

Втрати тиску на місцеві опори для ділянки 1 за формулою (4.4)

$$Z = 5,1 \cdot \frac{0,205^2}{2} \cdot 1000 = 107,45 \text{ Па.}$$

Загальні втрати тиску на ділянці розраховуються за формулою

$$\Delta P_1 = Rl + Z; \quad (4.9)$$

$$\Delta P_1 = 84,9 + 107,45 = 192,4 \text{ Па.}$$

Аналогічні розрахунки виконаємо для всіх ділянок магістралей, результати зведемо в табл. 4.6.

Загальна витрата холодоносія, кг/год, визначається за формулою (4.8)

$$G = \frac{216,43}{4,19 \cdot (12 - 7)} \cdot 3600 = 37190,8 \text{ кг/год.}$$

Подача насоса, м³/год

$$V_{\text{н}} = \frac{G}{\rho_{\text{в}}}; \quad (4.12)$$

$$V_{\text{н}} = \frac{37190,8}{1000} = 37,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Згідно з [13] за об'ємною витратою $V_{\text{н}} = 37,2 \text{ м}^3/\text{год}$ та тиском $H = 4443,2 \text{ Па}$ обираю 2 насоси (1 - резервний) з технічними характеристиками наведеними в табл. 4.7. Зовнішній вигляд на рис. 4.6.

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.6 – Результати гідравлічного розрахунку трубопроводів

Номер ділянки	Витрата води, G , кг/год	Довжина ділянки ℓ , м	Швидкість води	Діаметри трубо- проводів d , мм	Втрати на- порутертя, Па		Швидкісний Напір $\rho v^2/2$, Па	Сума коефіцієнтів міс- цевих опорів $\Sigma \xi$	Втрати на- порун місцеві опори Z , Па	Загальна втрата на- порун ділянки ($R\ell + Z$), Па	Сумарні втрати на- порун ділянки від початку мережі
					На 1м дов- жини, R	На всій ділянці, $R\ell$					
1	362,5	2,3	0,20	25	36,9	84,9	21	5,1	107,5	192,4	192,4
2	725,1	5	0,25	32	38,8	194	31,4	1,8	56,5	250,5	442,9
3	1450,3	11,5	0,32	40	45,8	526,6	51,4	4,6	236,6	763,2	1206,1
4	3263,2	3,3	0,46	50	67,1	221,6	106,6	2,3	245,3	467	1673,1
5	6526,4	3,3	0,54	65	65,8	217,2	149,4	1,8	268,9	486,2	2159,3
6	9789,5	3,3	0,54	80	49,8	164,6	146,5	1,8	263,6	428,3	2587,6
7	16313	12	0,57	100	42,5	504,8	166,6	4,6	766,6	1276,5	3864,1
8	16316	25	0,4	125	17,3	434,4	80,4	1,8	144,6	579,1	4443,2

Таблиця 4.7 – Технічні характеристики насосу

Найменування параметра	Одиниці вимірювання	Значення
Виробник	-	Wilo
Тип	-	IL 65/120-3/2
Максимальний робочий тиск	бар	25
Продуктивність	м ³ /год	37,2
Частота обертання	об/хв	2900
ККД	%	62
Напір	м	2,5
Потужність на валу	кВт	0,7
Тип двигуна	-	Електричний
Електричний захист	-	IP55
Електроживлення	В/-/Гц	380/3/50



Рисунок 4.6 – Зовнішній вигляд циркуляційного насосу

4.3 Висновки за розділом 4

У даному розділі наведено розрахунок системи кондиціонування, в якому були використані фанкойли. Вибір фанкойлів здійснювався на сумарного надходження теплоти до будівлі. Враховуючи отримане значення $Q_{\text{ф}} = 96,828$ кВт, було обрано 45 шт. фанкойлів моделі IN-H-7.

Також був підібраний чіллер за величиною холодопродуктивності, яка становить 216,43 кВт моделі WSAN-XSC2-90D

У процесі розробки також було проведено гідравлічний розрахунок, в якому була розроблена схема трубопроводів. Цей розрахунок дозволив визначити необхідні діаметри трубопроводів для заданого теплового навантаження, а також здійснити вибір двох циркуляційних насосів.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це комплексна система заходів, спрямованих на збереження життя та здоров'я працівників під час їхньої трудової діяльності. Вона охоплює широкий спектр правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, лікувально-профілактичних, реабілітаційних та інших заходів. Головна мета цих заходів - захист інтересів всіх працюючих та забезпечення безпечних умов праці, що гарантує їхнє життя та здоров'я. Ураховуючи ризики, пов'язані з різними видами праці, охорона праці виступає як необхідна складова будь-якої сфери діяльності, покликана запобігати нещасним випадкам, професійним захворюванням та забезпечувати оперативне реагування на випадки небезпеки.

Дослідження та виявлення можливих причин виробничих нещасних випадків, професійних захворювань, аварій, вибухів і пожеж, а також розробка відповідних заходів і вимог є важливими для створення безпечних та сприятливих умов праці. Це сприяє створенню комфортних і безпечних умов праці, що має велике значення для продуктивності, безпеки та здоров'я працівників. Розуміння та усунення факторів, що можуть становити ризик, дозволяє забезпечити ефективну організацію робочого середовища, де працівники можуть працювати зі спокоєм і впевненістю, зосереджуючись на своїх обов'язках та досягаючи високих результатів.

Охорона праці розглядається з кількох перспектив, що включають:

1. Як основний принцип трудового права і взаємин між працівниками та роботодавцями. Це означає, що охорона праці визнається як фундаментальний принцип, що лежить в основі всіх трудових правовідносин. Вона гарантує, що працівники мають право на безпечні умови праці та захист свого життя та здоров'я;

2. Як система законодавчих актів та різноманітних заходів, спрямованих на запобігання ризикам і забезпечення безпечних умов праці. Це охоплює соціально-економічні, організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні заходи, а також розробку технічних засобів і методів. Всі ці заходи спрямовані на забезпечення безпечних умов праці та попередження нещасних випадків і професійних захворювань.

Охорона праці виступає як невід'ємна складова сфери праці та виробництва, що підтримує і просуває безпеку, здоров'я та добробут працівників. Вона надає рамки і стандарти, що допомагають побудувати ефективну та стійку систему охорони праці, де працюючі можуть розкрити свій потенціал та досягти успіху у безпечному та здоровому робочому середовищі.

Метою дипломного проекту є розробка системи вентиляції та кондиціонування повітря приміщень офісного комплексу в м. Києві.

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У процесі експлуатації вентиляційної установки можуть виникати ризиковані та потенційно небезпечні фактори, такі як підвищена напруга в електромережі, підвищений рівень шуму і вібрації, недостатнє освітлення та інші. З метою забезпечення безпеки експлуатації технологічного обладнання, а також забезпечення гігієни праці, виробничої санітарії, пожежної безпеки та профілактики, в цьому розділі пропонуються різноманітні технічні рішення та організаційні заходи. Ці заходи спрямовані на зниження ризиків та створення безпечного робочого середовища.

На основі цих рекомендацій можна впровадити заходи, що включають технічні модифікації обладнання, встановлення захисних пристроїв, забезпечення належного освітлення і проведення профілактичних заходів щодо гігієни праці та пожежної безпеки.

5.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання

При роботі в приміщенні з вентиляційною системою, відповідно до проекту, були прийняті такі технічні рішення:

1. Вентиляційне обладнання не має відкритих рухомих частин. Це означає, що всі обертальні елементи обладнання захищені і недоступні для прямого контакту з працівниками. Такий підхід сприяє зниженню ризику травмування та випадкових нещасних випадків під час роботи з вентиляційною системою;
2. Розташування обладнання було заплановане з дотриманням необхідних прохідних зон між будівельними конструкціями з урахуванням потреб у монтажі, ремонті та експлуатації. Це означає, що простір навколо вентиляційного обладнання розрахований таким чином, щоб забезпечити вільний доступ для проведення монтажних, ремонтних та технічних робіт. Це сприяє зручності і безпеці при проведенні робіт з обслуговування та обслуговування вентиляційної системи;
3. Монтаж системи вентиляції виконується згідно з ДБН В.2.5 – 67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» [2] та ДСТУ Б В.2.5-82:2016 «Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом» [14];
4. Теплопостачальні трубопроводи калориферів вентиляційних установок були обернені в утеплену оболонку, яка складається з кількох шарів мінераловатних матеріалів з фенольною основою. Це не лише забезпечує ефективну теплоізоляцію для запобігання втратам тепла, але й унеможливорює опіки персоналу, який перебуває в приміщенні з вентиляційною системою;

5. Управління вентилятором та іншими компонентами вентиляційної системи здійснюється за допомогою пульта керування, який знаходиться у вентиляційній установці;
6. Кабелі, що використовуються для підключення вентиляційної установки до електричної мережі, мають високий рівень ізоляції. При виборі ізоляційного матеріалу було враховано вимогу до співвідношення 1 кОм на 1 В напруги. Таким чином, кабелі вентиляційної установки мають ізоляційний корпус з робочим опором не менше 380 кОм;
7. Регулярна перевірка опору заземлення ланцюга є обов'язковою, з метою забезпечення його ефективності. Норма для опору заземлення не повинна перевищувати 0,1 Ом.
8. Автоматичний вимикач і розетка розташовані на захисній панелі, розташованій на стіні біля вентиляційної установки, для забезпечення зручності й безпеки в експлуатації.
9. Експлуатація вентиляційної установки проводиться в приміщенні, де відсутня підвищена небезпека (з допустимим рівнем вологості та відсутністю струмопровідного пилу).
10. Розташування всіх внутрішніх розводок кабелів живлення забезпечено захисними панелями з метою забезпечення безпеки та виключення доступу до них.
11. Всі внутрішні кабелі мають відповідну ізоляцію для запобігання можливості короткого замикання та інших небезпечних ситуацій.
12. Проведено спеціальний N-провідник таким чином, щоб уникнути можливості його обриву. У N-провіднику заборонено встановлювати запобіжники, вимикачі та інші пристрої, які можуть пошкодити його цілісність. Крім того, провідність N-провідника повинна бути не меншою, ніж 50% провідності фазного проводу.
13. Заплановано виконувати лише сухе прибирання панелей пульта керування, щоб уникнути вологості та можливих коротких замикань.
14. Всі елементи керування й контролю на панелях пульта мають відповідні підписи й номери, що спрощує їх ідентифікацію та використання.
15. Забезпечено заземлення установки за допомогою штепсельної вилки, яка має спеціальний заземлюючий контакт, що допомагає забезпечити безпеку від електричних ризиків.

5.1.1 Електробезпека

Установка має двигуни вентиляторів, які живляться 4-ма провідами, з 54-им розрядом та нейтраллю типу TN-C. Система керування та автоматизації живиться 5-ма проводами, з глухозаземленою нейтраллю та захисним заземленням типу TN-S. Щоб запобігти електротравмам, використовується захисне заземлення типу TN-S-C, що з'єднує нормально не струмоведучі елементи з нейтраллю електромережі через N-провідник. У разі пробоя ізоляції електрообладнання, може відбутися однофазне коротке замикання, при якому спрацює автомат максимального струмового захисту, та пошкоджене обладнання автоматично відключається від електромережі, що допомагає запобігти можливим небезпечним ситуаціям [15].

Згідно з ДСТУ ІЕС 61140:2015 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання» [15] електрообладнання в приміщенні вентиляційної відноситься до ОІ та І класу за електрозахистом.

Проведемо розрахунок вимикаючої здатності електромережі в аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації.

Для цього визначимо струм короткого замикання, що виникає в такому режимі, А

$$I_{кз} = \frac{U_m}{\sqrt{(R_\phi + R_n)^2 + (x_\phi + x_n)^2 + Z_{m/3}}}, \quad (5.1)$$

де U_m – напруга, В;

R_ϕ – активна складова опору фази, Ом;

R_n – активна складова опору нульового проводу, Ом;

x_ϕ – індуктивна складова опору фази, Ом;

x_n – індуктивна складова опору нульового проводу, Ом;

$Z_{m/3}$ – еквівалентний опір трансформатора, Ом.

$$I_{кз} = \frac{380}{\sqrt{(4+4)^2 + (0,5+0,5)^2 + 0,11}} = 46,51 \text{ А.}$$

Обчислимо кратність струму короткого замикання до струму номінального спрацювання

$$k = \frac{I_{кз}}{I_{ном.еф}}; \quad (5.2)$$

$$k = \frac{46,51}{25} = 1,86.$$

Для забезпечення надійної роботи автоматики необхідно враховувати наступну умову та забезпечити її виконання

$$k = 1,86 > 1,4(I_{кз} < 100 \text{ A})$$

Виконаємо розрахунок максимальної напруги на корпусах електрообладнання під час аварійного режиму його роботи. Для цього врахуємо відповідні параметри, В

$$U_{к\max} = I_{кз} \cdot R_{л} \quad (5.3)$$

$$U_{к\max} = 46,51 \cdot 4 = 186,04 \text{ В.}$$

Напруга відповідає відповідній умові

$$U_{к\max} < U_{дон}$$

$$186,04 \text{ В} < 500 \text{ В}$$

Таким чином, відключення електромережі в аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації відповідає вимогам Правил улаштування електроустановок (ПУЕ-2017) щодо забезпечення безпечних умов праці для персоналу.

5.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії

5.2.1 Мікроклімат робочої зони

Згідно ДСН 3.3.6.042-99 [16], під забезпеченням нормативних параметрів мікроклімату в робочій зоні виробничих приміщень розуміється створення оптимального внутрішнього середовища, яке враховує температуру, вологість і швидкість руху повітря. Ці фактори впливають на комфорт та безпеку працівників, тому їх регулюють відповідно до нормативних вимог.

Для приміщень, де використовуються комп'ютеризовані електронні пристрої, необхідно забезпечувати відповідність кліматичних умов таким санітарним нормам, що враховують специфічні вимоги цих пристроїв [16]:

- температура повітря в теплий період року – не більше 23 – 25 °С, у холодний – 22 – 24 °С;
- відносна вологість повітря – 40 – 60%;
- швидкість руху повітря – 0,1м/с.

Згідно з інтенсивністю рухів особи, яка працює з контролером вентиляційної установки, ця робота відноситься до категорії "легка Іб". Для забезпечення оптимальних (допустимих) параметрів мікроклімату в таких умовах, рекомендовані значення наведені у таблиці 5.1 [16].

Таблиця 5.1 – Параметри мікроклімату відповідно до ДСН 3.36042-99

Період року	Оптимальні			Допустимі		
	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V, \text{м/с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V, \text{м/с}$
Теплий	22-24	40-60	0,2	21-28	60 при 27°C	0,3
Холодний	21-23	40-60	0,1	20-24	75	0,2

5.2.2 Виробниче освітлення вентиляційної камери

Враховуючи те, що установка призначена для роботи в закритому приміщенні, в проєкті передбачено використання лише штучного освітлення.

Для створення сприятливих умов для зорової роботи, які запобігають швидкій втомі очей, ризику професійних захворювань та нещасних випадків, а також сприяють підвищенню продуктивності праці, виробниче освітлення повинно задовольняти наступні вимоги [7]:

- Забезпечувати на робочій поверхні достатню освітленість, відповідну характеру зорової роботи та не нижчу за встановлені норми;
- Уникати засліплюючого ефекту як від джерел освітлення, так і від інших предметів, що знаходяться в полі зору;
- Забезпечити рівномірність та стабільність рівня освітленості в усіх виробничих приміщеннях, щоб уникнути частого переадаптування органів зору;
- Уникати виникнення різких і глибоких тіней на робочій поверхні (особливо рухомих);
- Забезпечувати достатній контраст між освітленою поверхнею та деталями для їхнього чіткого розрізнення.

Щодо освітлення приміщень, існує можливість використання системи загального освітлення або комбінованого освітлення. При штучному освітленні важливо враховувати фактори, які впливають на зорові умови праці, такі як розпізнавання об'єктів, розряд і підрозряд зорових робіт, контрастність об'єкту та система освітлення. Нормативні вимоги до штучного освітлення включають освітленість, показники засліпленості або дискомфорту, а також коефіцієнт пульсації освітленості. Відповідно до ДБН В2.5-28-2018 [7], робота в приміщенні вентиляційної системи відноситься до IV категорії зорових робіт, тому рекомендована освітленість у будь-якій точці такого приміщення повинна бути не менше 300 лк.

У випадку вентиляційної установки вимагається використання загального освітлення. Для забезпечення освітлення рекомендується використовувати газорозрядні

лампи, розташовані рівномірно по стелі приміщення. Таке розташування забезпечить рівномірний розподіл освітлення у всьому приміщенні, щоб у будь-якій його точці освітленість становила не менше 300 лк. Це допоможе створити комфортні умови праці та запобігти надмірному напруженню очей [7].

5.2.3 Захист від виробничих вібрацій

У проекті передбачаються заходи зі захисту від шуму та вібрацій, що створюються опалювально-вентиляційним та компресорно-конденсаторним обладнанням. Ці заходи будуть застосовані як до приміщень, які проектується, так і до вже існуючої навколишньої забудови. ДСН 3.36.037 – 99 [16] містить відповідні вимоги та рекомендації щодо зменшення шуму та вібрацій для забезпечення комфортних умов проживання та роботи.

Вібрації представляють собою коливання механічних тіл або рухи, що зумовлені механічними коливаннями, в межах виробничої системи. Вони можуть бути викликані різними факторами, такими як рух обладнання, машин або інших пружних елементів, і впливають на робочі умови та комфорт працівників.

До заходів з захисту від шуму та вібрацій, що створюються вентиляційним та компресорно-конденсаторним обладнанням, належать [16]:

- Установка припливно-витяжних систем у спеціальному приміщенні зі звукоізоляцією, так званій венткамері;
- Використання спеціальних опор з віброізоляторами під вентиляційне, насосне та холодильне обладнання;
- Розміщення холодильних машин та вентиляційного обладнання на даху, де їх вплив на робоче середовище та навколишні приміщення зводиться до мінімуму;
- Вибір обладнання для припливних систем, систем кондиціонування та витяжних систем з низьким рівнем шуму та обмеженою швидкістю повітря до 6 м/с;
- Обладнання припливних систем, кондиціонерів та витяжних вентиляторів оснащене шумовим захистом у вигляді ізольованих кожухів;
- На всмоктувальних та нагнітальних повітропроводах встановлені шумоглушники, які допомагають знизити рівень шуму;
- Вентилятори з повітропроводами з'єднуються за допомогою гнучких вставок, а насоси і чілери з трубопроводами - за допомогою вібровставок, що дозволяє зменшити передачу вібрацій на будівлю та оточуюче середовище.

Машини та агрегати періодично проходять технічне обслуговування та планово-попереджувальні ремонти згідно з встановленими планами. Це забезпечує своєчасний огляд та виявлення всіх можливих дефектів, які можуть призвести до збільшення рівня

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шуму. У разі виявлення дефектів, вживаються заходи для їх усунення. Цей процес спрямований на забезпечення нормальної та безпечної роботи обладнання та зменшення впливу шуму на робоче середовище [16].

5.3 Пожежна безпека та профілактика

Забезпечення пожежної безпеки здійснюється шляхом використання систем запобігання пожежі, протипожежного захисту і заходів організаційно-технічного характеру. У випадку порушення ізоляції електропроводів та устаткування, виникнення короткого замикання або невідповідного використання електроустановок, існує ризик виникнення пожежі у приміщенні. У такому випадку, елементи вентиляційного обладнання, а саме електроізоляція та теплоізоляція установки, можуть бути пожежонебезпечними матеріалами. Згідно з нормативними документами ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 [17], приміщення класифікується як категорія "Д", а робочі зони, згідно з НПАОП 40.1-1.32-01 «Правила улаштування електроустановок споживачів» [18], мають пожежонебезпечність в класі П-Па. Використання правильних заходів щодо пожежної безпеки є важливим для запобігання пожежам та збереження безпеки в робочому середовищі.

Можливість виникнення пожежі при короткому замиканні в системі електроживлення є реальною. З метою попередження можливості запалення, живлення електричним струмом здійснюється через щиток, який обладнаний автоматичними вимикачами. Якщо струм перевищує допустиме значення (5А), електронна техніка автоматично відключається від загальної електричної мережі. Кабелі електропроводки обладнані негорючою ізоляцією, що додає додатковий рівень захисту від можливого поширення вогню. Згідно вимог ДБН В.2.5-56-2014 «Системи протипожежного захисту» [19], у приміщенні вентиляційної системи передбачена система автоматичної пожежної сигналізації, що сприяє вчасному виявленню та реагуванню на пожежні загрози.

У повітрі приміщення відсутні будь-які небезпечні паро- та газоповітряні суміші, які можуть спричинити вибух. Для забезпечення безпечної евакуації людей з вентиляційного приміщення використовується один основний шлях евакуації. Була розроблена детальна схема шляхів евакуації, яка чітко вказана на стіні неподалік від виходу. Це дозволяє людям швидко та ефективно вийти з приміщення у випадку пожежі, забезпечуючи їхню безпеку.

Заходи щодо забезпечення протипожежної безпеки включають наступні важливі аспекти [19]:

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Теплова ізоляція трубопроводів і повітропроводів здійснюється за допомогою неспалених матеріалів. Це забезпечує запобігання поширенню вогню у разі пожежі і зменшує ризик виникнення пожежних загроз;
- Робота систем вентиляції та кондиціонування повітря автоматизована. Це означає, що їхні функції та параметри контролюються та регулюються автоматично. Крім того, автоматичні щити устаткування мають сигналізацію аварійного режиму, що дозволяє оперативно виявляти та реагувати на будь-які неполадки або відхилення в роботі системи;
- Все устаткування має систему захисного заземлення. Це важливий захисний захід, який дозволяє ефективно розсіювати надлишковий електричний струм у разі потенційно небезпечних ситуацій, таких як коротке замикання або перенапруга. Заземлення зменшує ризик пожежі та можливість ураження електричним струмом, забезпечуючи безпеку для працівників та усіх присутніх у приміщенні;
- Транзитні повітропроводи виконуються з оцинкованої сталі класу щільності "П" і прокладаються в шахтах з межею вогнестійкості EI 45. Це забезпечує високий рівень вогнестійкості і запобігає поширенню вогню через повітряні канали. Після прокладки повітропроводів і трубопроводів місця їхнього проходження через перегородки, стіни та перекриття герметизуються негорючими матеріалами з дотриманням вимог нормативного ступеня вогнестійкості перешкод;
- Вентиляційне устаткування автоматично відключається при пожежі за сигналами датчиків протипожежної автоматики. Це дозволяє швидко припинити подачу повітря і запобігти розповсюдженню вогню через вентиляційну систему;
- При перетинанні протипожежних перешкод, на повітропроводах встановлюються протипожежні клапани з межею вогнестійкості EI 45 та електроприводом. Це запобігає проникненню вогню в інші приміщення через повітряні шляхи та дозволяє контролювати рух повітря у разі пожежі.

Виконання цих заходів максимально підвищує безпеку протипожежного захисту систем вентиляції та зменшує ризик поширення пожежі у приміщенні.

Приміщення, де розташовані кабельні комунікації, обладнано з урахуванням вимог II ступеня вогнестійкості з межею вогнестійкості 0,75 години згідно з ДБН 1.1-7-2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» [20]. Це означає, що матеріали, використовувані для конструкцій приміщення, здатні утримувати поширення вогню із затримкою протягом 0,75 години, що дає більше часу для евакуації людей та дії пожежної служби у разі виникнення пожежі в цьому приміщенні.

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Цей захист відповідає нормам та стандартам безпеки, що гарантує, що кабельні комунікації будуть більш стійкими до вогню, зменшуючи ризик пожежі та максимізуючи захист приміщення та людей, які перебувають у ньому.

Згідно з вимогами, розглянуте приміщення відноситься до категорії "Д" і не потребує установки автоматичних установок пожежогасіння. Проте, відповідно до вимог ДСТУ 3675-98 «Пожежна техніка. Вогнегасники переносні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань» [21], у приміщенні повинен бути наявний один вуглекислотний вогнегасник типу ВВ-8 (1 шт.). Цей вогнегасник забезпечує можливість швидкого та ефективного загасання початкових пожеж, забезпечуючи безпеку приміщення та присутніх осіб.

У вказаному приміщенні забезпечений вільний доступ до виходу для евакуації у разі пожежі. Мінімальний час евакуації, ширина евакуаційних виходів та проходів, а також максимальна віддаленість робочих місць від евакуаційних виходів відповідають вимогам ДБН 1.1-7-2016 [21]. Це означає, що приміщення має відповідну інфраструктуру та параметри, які забезпечують безпечну евакуацію людей у разі пожежі.

5.4 Висновки за розділом 5

У цьому розділі були розглянуті ключові аспекти, пов'язані з системами вентиляції та кондиціонування повітря в громадських об'єктах. Було досліджено технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії, спрямовані на забезпечення безпечних умов праці. Також були розглянуті технічні рішення та організаційні заходи, спрямовані на забезпечення безпеки експлуатації технологічного обладнання вентиляційної камери.

У розділі були прийняті технічні рішення, які відповідають екологічним, санітарно-гігієнічним, будівельним та іншим діючим нормам. Ці рішення забезпечують безпечну експлуатацію будівлі, де люди можуть жити та працювати, зберігаючи своє здоров'я і благополуччя.

ВИСНОВКИ

Даний дипломний проект є конкретним і реальним проектом систем вентиляції та кондиціювання повітря для офісного комплексу у м. Києві. Проект включає широкий спектр теплотехнічних розрахунків і технічних рішень, спрямованих на розробку та впровадження високоефективних інженерних систем для будівлі. Враховуються сучасні норми з енергозбереження, автоматизації та охорони праці, що забезпечує безпеку та ефективну експлуатацію цих інженерних систем.

У даному дипломному проекті було виконано наступний обсяг робіт:

1 Було проведено розрахунки надходження теплоти та вологи до приміщень, які становлять 96,827 кВт для теплоти і 0,00425 кг/с для вологи;

2 Було проведено розрахунок обсягу повітрообміну для приміщень, що обслуговуються системою вентиляції, і він складає 9465,41 м³/год. Також було розраховано обсяг повітрообміну для приміщень, що обслуговуються системою кондиціювання, і він становить 18930 м³/год;

3 Проведений розрахунок дозволив вибрати необхідне основне та допоміжне обладнання для системи вентиляції та кондиціювання повітря офісних приміщень;

4 У розділі, присвяченому охороні праці, висвітлені питання, що є характерними для систем вентиляції та кондиціювання повітря на громадських об'єктах. Детально розглянуті аспекти включають гігієну праці персоналу, зокрема у вентиляційній камері, а також заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях, що можуть виникати під час експлуатації вентиляційного обладнання. Деякі технічні рішення, спрямовані на забезпечення безпечної експлуатації вентиляційного обладнання, також були розглянуті та проаналізовані.

Під час розробки проекту були дотримані вимоги ряду керівних та нормативних документів, включаючи:

- ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. «Будівельна кліматологія»;
- ДБН В. 2.5 – 67: 2013 «Опалення, вентиляція та кондиціювання»;
- ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»;
- ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги»;
- ДСТУ Б В.2.5-82:2016 «Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом»;
- ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Нимич Г.В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г.В.Нимич, В.А.Михайлов, Е.С.Бондарь. – ТОВ «Видавничий будинок Авваност Прим», 2003. – 626 с.
- 2 ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинний від 01-01-2014. – Київ: Мінрегіон України, 2013. – 140 с.
- 3 Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель : навч. посіб. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/30248> (дата звернення: 22.05.2023).
- 4 Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий : Проектирование: Справочник / Г.В.Русланов, М.Я.Розкин, Э.Л.Ямпольский. – К.: Будівельник, 1983. – 272 с.
- 5 ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011 – 11 – 01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.
- 6 ДБН В.2.2-24:2009 Будинки і споруди. Проектування висотних житлових і громадських будинків. – Чинний від 2009-09-01. – Київ: Мінрегіон України, 2009. – 105 с.
- 7 ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. – Чинний від 01-03-2019. – Київ: Мінрегіон України, 2018. – 132 с.
- 8 ДБН В.2.2-28:2010 Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. – Чинний від 10.02.2011. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 27 с.
- 9 Каталог фірми CLIVET. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://clivet.in.ua/> (24.05.2023).
- 10 Боженко М.Ф. Енергозбереження в теплопостачанні : навч. посіб./ М.Ф.Боженко, В.П.Сало. - Київ. : НТУУ «КПІ», 2008. – 268 с.
- 11 Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов / Е.А.Краснощеков и А.С.Сукомел. - 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
- 12 Ананьев В. А. Системы вентиляции и кондиционирования Теория и практика / В. А. Ананьев, А. Н. Балуюев, В. П. Мурашко. – Москва: Евроклимат, 2008. – 504 с.
- 13 Каталог насосів фірми WILO. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [WILO | Prom-nasos.com.ua](http://Prom-nasos.com.ua) | 1 (24.05.2023).
- 14 ДСТУ Б В.2.5-82:2016 Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом. – Чинні від 2017-04-01. – Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2016. – 156 с.

					ТП 91 29 05 ПЗ	Лист
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15 ДСТУ ІЕС 61140:2015 Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання. – Чинні від 2016-01-01. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 31 с.

16 ДСНЗ.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. – Чинні від 1999-12-01. – Київ: Міністерство охорони здоров'я, 1999. – 9 с.

17 ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. – Чинні від 2017-02-01. – Київ: Мінрегіон України, 2016. – 27 с.

18 НПАОП 40.1-1.32-01 Правила улаштування електроустановок споживачів. – Чинні від 2001-06-21. – Київ: Міністерство труда и социальной политики Украины, 2001. – 74 с.

19 ДБН В.2.5-56-2014 Системи протипожежного захисту. – Чинні від 2015-07-01. – Київ: Мінрегіон України, 2015. – 125 с.

20 ДБН 1.1-7-2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. – Чинні від 2017-06-01. – Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2017. – 35 с.

21 ДСТУ 3675-98 Пожежна техніка. Вогнегасники переносні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань. – Чинні від 1999-01-01. – Київ: УкрНДНЦ, 1999. – 58 с.

Додаток А

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Камишного Богдана Михайловича
(прізвище, ім'я, по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер дипломного на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Використання теплоти витяжного повітря для нагрівання припливного в системах вентиляції	Друк	«Світ наукових досліджень. Випуск 13»: матеріали Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Переворськ, Польща, 25-26 жовтня 2022 р.) // ГО “Наукова спільнота”; WSSG w Przeworsku. – Тернопіль. – 256 с., С. 238 – 241.	4 стор.	Боженко М. Ф.
2	Вибір типу повітроохолоджувача в центральних системах кондиціонування повітря	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т. : Матеріали XX Міжнар. наук.- практ. конф. молод. вчених і студ. (присвячена 125-річчю КПІ ім. Ігоря Сікорського та 90-річчю НН ІАТЕ (ТЕФ)), м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2023. – Т. 1. – 256 с., С. 234-235.	2 стор.	Боженко М. Ф.

Автор

Богдан КАМИШНИЙ

Додаток Б

Перевірка дипломного проєкта на академічну доброчесність



Имя пользователя:
Риндюк Дмитро Вікторович

ID проверки:
1015437142

Дата проверки:
05.06.2023 16:15:53 EEST

Тип проверки:
Doc vs Internet + Library

Дата отчета:
05.06.2023 16:17:11 EEST

ID пользователя:
92674

Название файла: Камишний Б.М. ТП-91

Количество страниц: 81 Количество слов: 16175 Количество символов: 116120 Размер файла: 3.18 MB ID файла: 1015097613

14.6%
Совпадения

Наибольшее совпадение: 6.69% с Интернет-источником (https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/48260/1/Altyn_bakalav..

13.5% Источники из Интернета	189	Страница 83
12.1% Источники из Библиотеки	293	Страница 89

0.36% Цитат

Цитаты	5	Страница 90
Ссылки	1	Страница 90

0.57% Исключений

Некоторые источники исключены автоматически (фильтры исключения: количество найденных слов меньш...

0.21% Исключений из Интернета	96	Страница 91
0.44% Исключенного текста из Библиотеки	135	Страница 93

Модификации

Обнаружены модификации текста. Подробная информация доступна в онлайн-отчете.

Замененные символы	129
--------------------	-----

[illegible]

					ТП 91 29 05 001 0В			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Система вентиляції та кондиціонування Компоновка обладнання	Стадія	Аркцш	Аркцшв
Студент		Камишний				Д	П	Б
Керівник		Баженко						1
П.контр.								
Н.контр.		Барабаш						
Зав. каф.		Черноусенко						
						КПІ ім. Ізгоря Сікорського НН ІАТЕ, Кафедра ТАЕ		

[illegible]

					ТП 91 29 05 001 ВЗ			
Зм. Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Припливно-витяжна установка. Креслення загального вигляду	Стадія	Аркш	Аркшів	
Студент	Камишний				Д	П	Б	1
Керівник	Боженко							
П.контр.								
Н.контр.	Барабаш							
Зав. каф.	Черноусенко							

Зм.	Арк.	№ док-м	Підпис	Дата	Припливно-втяжна установка. Креслення загального вигляду	ІІІ 21 27 05 001 05		
Студент	Камишний					Стадія	Арк-ш	Арк-шів
Керівник	Боженко					Д	П	Б
П.контр.								1
Н.контр.	Барабаш					КПІ ім. Ігоря Сікорського		
Зав. каф.	Черноусенко					ННІАТЕ, Кафедра ТАЕ		

Студент	Камишний			Припливно-витяжна установка. Креслення загального вигляду	Стадія	Аркцш	Аркцшів	
Керівник	Боженко				Д	П	Б	1
П.контр.					КПІ ім. Ігоря Сікорського ННІАТЕ, Кафедра ТАЕ			
Н.контр.	Барабаш							
Зав. каф.	Черноусенко							

Керівник	Боженко			Приближно-виглядна установка. Креслення загального вигляду	Д	П	Б		1
П.контр.					КПІ ім. Ігоря Сікорського ННІАТЕ, Кафедра ТАЕ				
Н.контр.	Барабаш								
Зав. каф.	Черноусенко								

П.контр.	Барабаш	установка.	КПІ ім. Ізгоря Сікорського ННІАТЕ, Кафедра ТАЕ
Н.контр.	Барабаш	Креслення загального вигляду	
Зав. каф.	Черноусенко		

Н.контр.	Барабаш			Креслення загального вигляду	КПІ ІМ. Ігоря Сікорського НН ІАТЕ, Кафедра ТАЕ
Заб. каф.	Черноусенко				

Зав. каф.	Черноусенко			КРЕПЛЕНИЯ ЗАГЛУБЛЕННОГО ОБЪЕКТА	НИИ АТЭ, Кафедра АТЭ
-----------	-------------	--	--	---------------------------------	----------------------

Формат А4

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

[illegible]

				ТП 91 29 05		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Камишний			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Боженко					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ІАТЕ, Каф. ТАЕ	
Н.контр.	Рачинський					
Зав.каф.	Черноусенко					