

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

**Факультет інженерних систем і екології
Кафедра теплогазопостачання і вентиляції**

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

Дослідження повітророзподільника ежекційного соплового для ефективної подачі
повітря над робочою зоною

Ригарович Олександр Дмитрович

(прізвище, ім'я та по батькові студента повністю)

Київ 2023р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет інженерних систем і екології

Кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

„___” _____ 20__ р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

**ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

Дослідження повітророзподільника ежекційного соплового для ефективної подачі
повітря над робочою зоною

(назва)

Виконав студент групи ТВ-6н

Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія

Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

Ригарович Олександр Дмитрович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник Мілейковський В.О.

(прізвище та ініціали)

професор, доктор наук

(вчене звання, науковий ступінь)

Ідентичність підтверджую

Київ 2023р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: інженерних систем і екології

Кафедра: теплогазопостачання і вентиляції

Освітній рівень: «магістр за ОПП/ОНП»

Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія

Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан факультету

„___” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

**ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Ригарович Олександр Дмитрович

(прізвище, ім'я та по батькові студента)

1. Тема роботи Дослідження повітророзподільника ежекційного соплового для ефективної подачі повітря над робочою зоною.

затверджена наказом ректора КНУБА №___ від „___” _____ 20__ р.

2. Керівник роботи

Мілейковський Віктор Олександрович, доктор наук, професор

(прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання студентом роботи до захисту _____

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Розділ 1. Літературний огляд. Сучасний стан повітророзподілення.

Розділ 2. Математичне моделювання тангенціальних соплових випусків повітря.

Розділ 3. Опалення та вентиляція котеджу з зимовим садом у селі Крюковщина Київської області.

5. Графічний матеріал за розділами

Розділ 2. _____

Розділ 3. _____

7. Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. Літературний огляд. Сучасний стан повітророзподілення.	
Розділ 2. Математичне моделювання тангенціальних соплових випусків повітря.	
Розділ 3. Опалення та вентиляція котеджу з зимовим садом у селі Крюковщина Київської області.	
Остаточне оформлення роботи	
Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	
Попередній захист роботи на кафедрі	

8. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
		Дата	Підпис

9. Дата видачі завдання _____

Зав. кафедри _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕЗЮМЕ (summary) до атестаційної випускної роботи студента:				Ригарович Олександр Дмитрович	
Заклад вищої освіти	Київський національний університет будівництва і архітектури				
Тема АРМ	Дослідження повітророзподільника ежекційного соплового для ефективної подачі повітря над робочою зоною				
	Study of an ejection nozzle air distributor for effective air supply over the working area				
Освітній ступень	Магістр за науковою програмою навчання				
Факультет	Факультет інженерних систем та екології				
Кафедра	Теплогазопостачання та вентиляції				
Спеціальність	Будівництво та цивільна інженерія				
Спеціалізація	Теплогазопостачання та вентиляції				
Керівник	Мілейковський В.О., доктор наук, професор.				
Обсяг роботи:	Пояснювальна записка				Креслень формату А3(4)
	сторінок	розділів	таблиць	рисунків	
	117	3	27	17	
Розділ 1. Літературний огляд. Сучасний стан повітророзподілення.	В першому розділі аналізуються роботи в яких порівнюються різні види вентиляції з точки зору енергоефективності, забезпеченню комфортних умов та якості повітря. Кожен вид вентиляції має свої переваги та недоліки. Проте в розглянутих роботах стверджують, що саме витісняюча має високу якість повітря, через те що припливне повітря повністю заміщує забруднене. Також були розглянуті роботи з дослідження повітророзподільників. Правильно вибраний повітророзподільник забезпечує рівномірний розподіл повітря по приміщенню та запобігає утворенню зон затримки повітря, що може спричинити неприємні запахи та дискомфорт.				
Розділ 2. Математичне моделювання тангенціальних соплових випусків повітря.	В другому розділі виконано математичне моделювання повітророзподільника, який створює струмину, яка настає на опуклу циліндричну поверхню. Часто при вентиляції виникає проблема узгодження затухання швидкості та температури. Традиційні повітророзподільники не вирішують задачу, адже в них затухання температури завжди інтенсивніше за затухання швидкості. Існують повітророзподільники які дозволяють отримувати різні співвідношення затухання температури та швидкості. В них струмини настають на опуклу поверхню. Затухання струмин обумовлено ефектом Коанда. При настиланні на опуклу поверхню через брак можливості				

	<p>підтікання повітря виникає розрідження, що є третьою силою яка крім сил інерції та гравітації визначає розвиток струмини, стабілізує її та інтенсифікує підтікання повітря з вільного боку. Саме ця сила дозволяє змінювати співвідношення між затуханням швидкості та температури Така струмина має властивість швидко затухати. Проведено дробовий факторний експеримент ДФЕ⁵⁻¹ для режимів опалення та охолодження та визначено залежність її параметрів від геометричних характеристик повітророзподільного пристрою.</p>
<p><i>Розділ 3. Опалення та вентиляція котеджу з зимовим садом у селі Крюковщина Київської області</i></p>	<p>В третьому розділі розроблені системи опалення та вентиляції котеджу з зимовим садом у селі Крюковщина Київської області.</p>
<p><i>Висновки по роботі:</i></p>	<p>У результаті аналізу літературних джерел виявлено, що витісняюча вентиляція забезпечує найкращу якість повітря в робочій зоні. Однак вона не завжди може бути реалізована. При неможливості реалізації найвища ефективність досягається при подачі повітря якомога ближче до робочої зони. Для такої схеми організації повітря ефективно використовувати повітророзподільники зі струминами що швидко затухають, особливо повітророзподільники зі взаємодією струмин що насталяються на опуклу поверхню. Математичне моделювання утвореної струмини дозволило визначити залежність її параметрів від геометричних характеристик повітророзподільного пристрою. Такий підхід дозволяє отримати широкий діапазон затухання швидкостей і температур, що робить це рішення придатним для широкого спектру задач.</p>
<p>Ключові слова: витісняюча вентиляція, повітрообмін, якість повітря в приміщенні, розподіл повітря, чисельне моделювання. Keywords: displacement ventilation, air exchange, indoor air quality, air distribution, numerical simulation,</p>	

Керівник _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

„___” _____ 20__ р.

Зміст

ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1. Літературний огляд. Сучасний стан повітророзподілення.....	12
РОЗДІЛ 2. Математичне моделювання тангенціальних соплових випусків повітря.....	31
2.1. Проведення експерименту.....	35
2.1.1. Фактори експерименту.....	35
2.1.2. Безрозмірні параметри для режиму охолодження	37
2.1.3. Безрозмірні параметри для режиму опалення:	38
2.2. Матриця планування	40
2.3. Аналіз поведінки струмини.....	54
2.4. Апроксимація даних.....	58
РОЗДІЛ 3. Опалення та вентиляція котеджу з зимовим садом у селі Крюковщина Київської області.....	74
3.1. Характеристика об'єкту будівництва та географічний пункт будівництва	75
3.2. Розрахунок системи опалення.....	76
3.2.1. Розрахунок тепловтрат	76
3.2.2. Розрахунок надходжень теплоти.....	77
3.2.3. Тепловтрати і надходження шкідливостей в зимовому саду	84
3.3. Обґрунтування вибору конструктивних рішень, обладнання та параметрів роботи системи опалення.....	85
3.3.1. Опалювальні прилади.....	87
3.3.2. Запірна та регулююча арматура	87
3.3.3. Трубопроводи системи опалення та їх прокладання	87
3.3.4. Вибір джерела теплової енергії	88
3.4. Розрахунок системи вентиляції та кондиціонування повітря	88
3.4.1. Принципові рішення вентиляції і кондиціонування повітря	88
3.4.2. Розрахунок повітрообміну приміщень котеджу.....	89
3.4.3. Підбір повітророзподільників	99

3.4.4. Пуск, наладка і експлуатація систем вентиляції і кондиціонування	100
3.4.5. Аеродинамічний розрахунок повітропроводів	104
3.4.6. Підбір обладнання систем вентиляції і кондиціонування повітря	108
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	110

ВСТУП

У сучасному світі проблема якості повітря в приміщеннях стає все більш актуальною, особливо з огляду на зростання кількості людей, що працюють та проводять час у закритих приміщеннях. Повітря, яке ми вдихаємо, може містити різноманітні шкідливі речовини, такі як токсичні гази, пил та інші забруднюючі речовини, що можуть викликати різні захворювання. Тому важливо забезпечити не тільки належний рівень якості повітря в приміщенні, але й забезпечити ефективну систему вентиляції, яка дозволить постійно оновлювати повітря та зменшувати його забруднення.

Один з ключових аспектів ефективної системи вентиляції є правильна організація повітрообміну. Існують різноманітні методи, кожен з яких має свої переваги та недоліки, і вибір методу залежить від конкретних умов та потреб приміщення. Однак, окрім правильної організації повітрообміну, важливо також вибрати правильний тип повітророзподільника. Повітророзподільники є ключовим елементом в системі вентиляції, оскільки вони розподіляють повітря в приміщенні, забезпечують оптимальний рівень концентрації шкідливих речовин та створюють комфортний мікроклімат. Різні типи повітророзподільників мають різні параметри та особливості, такі як швидкість вихідного потоку повітря, інтенсивність затухання струмини, рівномірність розподілу повітря тощо. Вибір правильного типу повітророзподільника залежить від розмірів приміщення, кількості та розташування людей та обладнання в ньому.

На етапі проектування системи вентиляції зазвичай зосереджується на ефективності вентиляції та враховується велика кількість параметрів. Однак розбіжності між проектом і практикою часто виникають в основному через те, що умови експлуатації не відповідають умовам проектування. Тому важливо запроектувати систему достатньо гнучкою, щоб вона могла ефективно працювати при різних умовах.

Існує багато типів повітророзподільників та видів організації повітрообміну. Проте дуже мала кількість розподільників може бути достатньо гнучкою щоб використовувати їх при різних умовах експлуатації. На кафедрі

теплогазопостачання був розроблений повітророзподільник ежекційний сопловий з диском ПЕС-Д. Постає завдання дослідити утворення струмини.

Мета і задачі дослідження

Метою атестаційної магістерської роботи є наукове обґрунтування й розробка ефективних систем повітророзподілення, які забезпечують нормативні параметри повітряного середовища та енергозбереження у вентиляційних системах.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати математичне моделювання струмини, яка настається на опуклу циліндричну поверхню, визначити залежність її параметрів від геометричних характеристик повітророзподільного пристрою.

Об'єкт дослідження – системи припливної вентиляції зі змінною витратою для підтримання нормативних параметрів мікроклімату, яка працює в режимах охолодження та нагріву.

Предмет дослідження – компактні повітророзподільники, які формують струмини, що інтенсивно затухають, для забезпечення ефективної організації повітрообміну в приміщенні.

Методи дослідження – математичне моделювання руху повітря, обміну теплоти та втрат тиску на підставі інтегральних рівнянь аеродинаміки та чисельні дослідження руху повітря за допомогою k- ϵ моделі турбулентного руху.

**РОЗДІЛ 1. Літературний огляд. Сучасний стан
повітророзподілення.**

Більшу частину дня людина проводить в приміщеннях. Для підтримання її комфорту, здоров'я та працездатності потрібно забезпечувати нормативні параметри мікроклімату. Система вентиляції вважається вирішальною для підтримання високої якості внутрішнього повітря. Крім того актуальним є забезпечення енергоефективності системи. Зі збільшенням цін на енергоносії та піклуванням про навколишнє середовище люди стали більше приділяти цьому увагу. Для розв'язання цих проблем було проведено багато досліджень, які спрямовані на вдосконалення систем вентиляції та забезпечення енергоефективності їхньої роботи.

Одним з визначальних чинників ефективної роботи вентиляції є спосіб організації повітрообміну. Тому багато робіт присвячено саме порівнянню організації повітрообміну.

Традиційний і найбільш використовуваний спосіб розподілу повітря в житлових приміщеннях - змішувальна вентиляція. Змішувальні вентиляційні системи подають кондиціоноване повітря з високою швидкістю через припливний дифузор (зазвичай на рівні стелі) і рециркулюють його через зворотний дифузор (рис.1). В результаті повітря переміщується по всьому об'єму приміщення, не допускаючи температурного розшарування. Ці системи забезпечують рівномірну температуру та концентрацію забруднювачів у всьому об'ємі. Цей тип систем може ефективно працювати в приміщеннях з максимальною висотою 2,4 метри. У просторі висотою понад 2,4 метра незайнятий об'єм під стелею також буде кондиціонуватись, що призведе до втрати енергії.

Витісняюча вентиляція – це система розподілу повітря, яка створює комфортне середовище в приміщенні за рахунок низької швидкості (0,1-0,2 м/с) та прохолодного повітря (на 2-6 °С нижче кімнатної температури, на низькому рівні в приміщенні, де працюють люди (рис. 2).

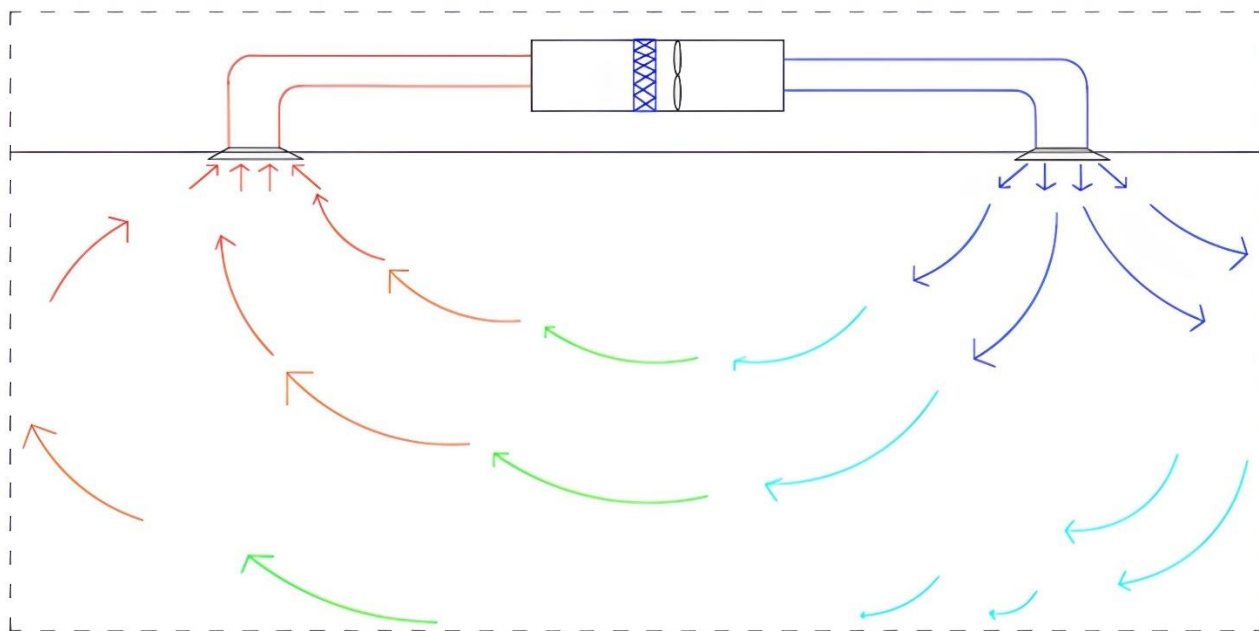


Рис. 1.1. Схема змішувальної вентиляції.

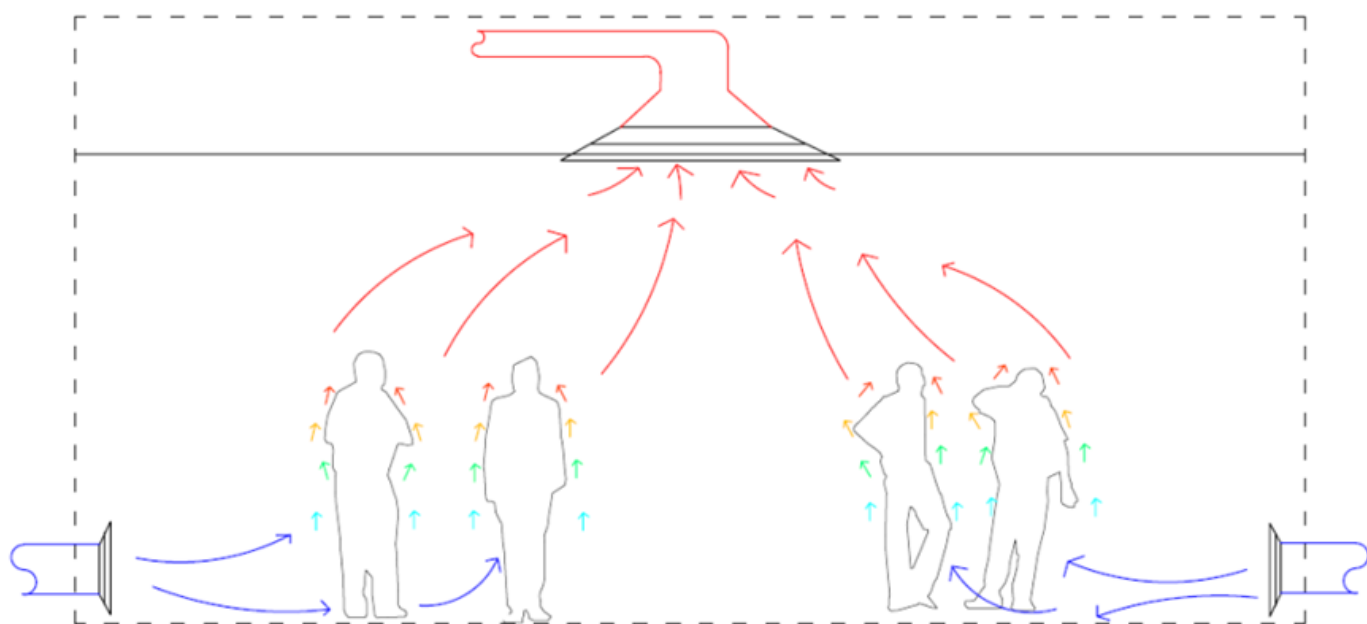


Рис. 1.2. Схема витісняючої вентиляції.

На відміну від змішувальної вентиляції, витісневі вентиляційні системи подають кондиціоноване повітря на низькому рівні та використовують внутрішнє надходження тепла (люди, освітлення, обладнання тощо) для генерації сил плавучості та створення теплового шлейфу для переміщення повітря на більш високі рівні в зайнятому просторі. (режим охолодження). Ця система створює

температурне розшарування через різну висоту простору. На температурну стратифікацію в цих системах безпосередньо впливають наступні фактори:

- норми і температура припливного повітря;
- навантаження охолодження та задана температура;
- види та місця внутрішнього надходження тепла;
- висота стелі і розташування дифузорів.

Незважаючи на те, що витіснені системи вентиляції подають повітря при вищих температурах, критичним фактором, який визначатиме будь-яку потенційну економію енергії, є різниця температур між повітрям, що подається, і повітрям, що повертається. Різниця температур припливного/зворотного повітря витісненої вентиляції повинна бути нижчою, ніж у змішаних системах вентиляції, щоб досягти економії енергії. Конструкція повинна бути ретельно реалізована таким чином, щоб запобігти будь-якому потенційному протягу вздовж підлоги, який спричинить дискомфорт для мешканців. Велика проблема конструкції витісненої вентиляції полягає в забезпеченні великої кількості об'ємного повітряного потоку через дифузори, не викликаючи дискомфорту. Щоб уникнути протягів, повітря, що подається, має подаватися з низькою швидкістю та рівномірно розподілятися по підлозі.

Основні переваги витіснених систем вентиляції такі:

- більш комфортне середовище з точки зору якості повітря та теплового комфорту (у комерційному та промисловому застосуванні покращений комфорт мешканців призводить до підвищення продуктивності середовища);
- потенційна економія енергії за рахунок подачі повітря з меншою швидкістю та вищими температурами (холодильна установка працює з вищою ефективністю, зменшуючи споживану енергію та забезпечуючи економію енергії на 15-20 % залежно від місцевого клімату та типу будівлі);
- потенційне використання вільного охолодження (вища температура подачі призводить до більш тривалих періодів вільного охолодження);
- вища ефективність вентиляції в порівнянні зі змішувальними системами вентиляції.

Основними недоліками витісних систем вентиляції є:

- Для витісненої вентиляції потрібні більші дифузори
- Обмеження максимальної потужності охолодження (119 Вт/м^2) для забезпечення теплового комфорту

Вищі температури припливного повітря призводять до зниження потужності осушення. Розподіл забруднюючих речовин значно впливає на якість повітря в приміщенні. Якість повітря в приміщенні є важливим параметром, який впливає на комфорт мешканців і дотримання гігієнічних норм. На розподіл забруднення безпосередньо впливає спосіб розподілу повітря. У витісневих вентиляційних системах повітря рухається вгору від нижніх дифузорів до витяжних дифузорів на рівні стелі. Цей висхідний рух повітря може перенести забруднювачі на незайнятий високий рівень простору, створюючи краще середовище з точки зору якості повітря (рис. 3).

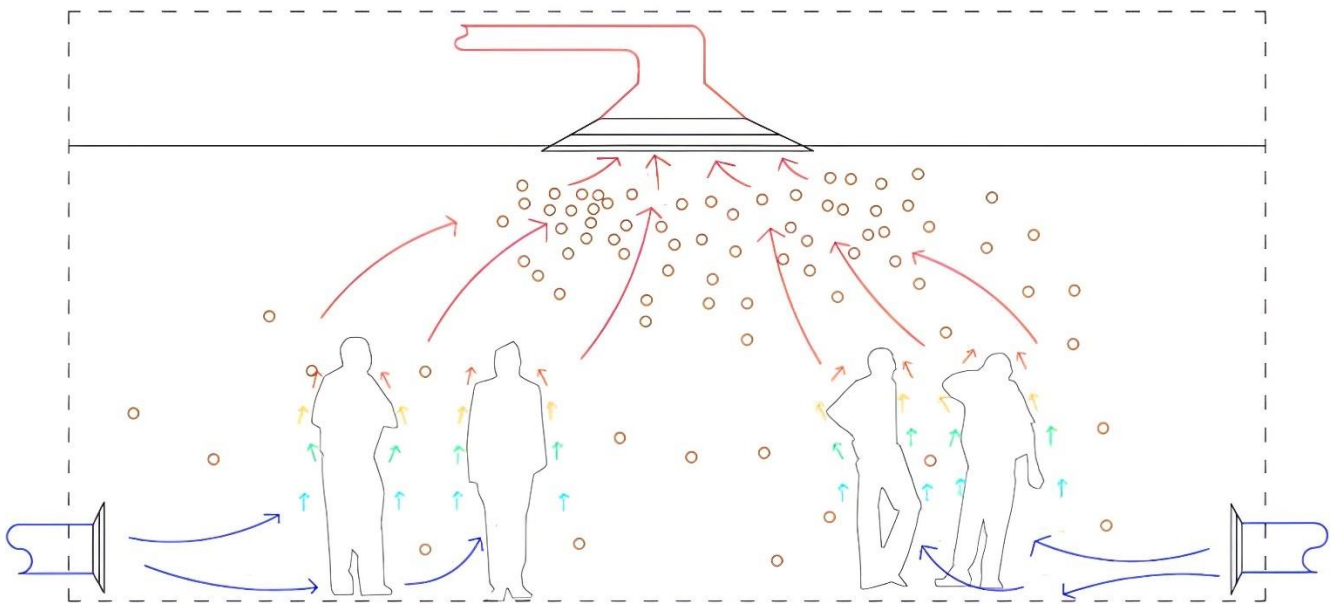


Рис. 1.3. розподіл забруднення при витісняючій вентиляції.

Щоб застосувати вентиляційну систему витіснення, характеристики приміщення повинні відповідати наступному:

- високі рівні питомої витрати повітря на м^2 ;
- висока швидкість вентиляції повітряного потоку на людину;

- високий рівень концентрації забруднень і розсіювання тепла (місця для куріння, промислові приміщення тощо);
- приміщення з висотою стелі понад 3 метри;
- помірні охолоджувальні навантаження (25-80 Вт/м²);
- забруднювачі легші за повітря в приміщенні.

Якщо опалювальні навантаження досить низькі (20-40 Вт/м²), витіснені вентиляційні системи також можна використовувати для опалення приміщень без будь-яких змін у системі. Незважаючи на це, під час опалення система працюватиме як система змішувальної вентиляції. У цьому випадку дифузор зворотного повітря не слід розміщувати безпосередньо над дифузором припливу, щоб уникнути коротких замикань подачі гарячого повітря, що призведе до обходу займаного простору системою опалення. Якщо опалювальне навантаження перевищує можливості системи, можна використовувати деякі альтернативні рішення. Ці рішення:

- дифузори з вбудованими нагрівачами;
- витісна вентиляція в поєднанні з гідравлічними системами опалення (підігрів підлоги, радіаційне опалення, конвектори).

Метою витісної вентиляції є досягнення високої енергоефективності будівлі без негативного впливу на якість повітря в приміщенні та тепловий комфорт. Слід уникати можливих протягів уздовж підлоги, які створюватимуть дискомфорт мешканцям. Загалом, щоб уникнути дискомфорту, припливні дифузори слід розміщувати на відстані принаймні 0,6 м від мешканця, а швидкість припливного повітря повинна бути приблизно 0,1-0,20 м/с. Стратифікація повинна бути розроблена та контрольована таким чином, щоб різниця температур між висотою голови та підлогою не перевищувала 3,6° С для людей, що стоять, і 3,0° С для людей, які сидять, щоб уникнути дискомфорту для людей, які перебувають у приміщенні.

Порівняно зі змішувальними системами вентиляція витіснення може забезпечити покращене середовище для працівників у холодному середовищі.

Вони також можуть призвести до підвищення температури припливного повітря, зниження швидкості подачі повітря та зниження споживання енергії.

Розглянемо роботи в яких досліджуються ефективність різних видів вентиляції. Р. Чермак і А. Меліков [1] дослідили якість повітря та тепловий комфорт у приміщенні офісу з різними системами вентиляції: підлоговою, змішувальною та витісняючою. Автори провели експериментальні дослідження та створили математичні моделі, щоб оцінити рівень забруднення повітря та комфорт в приміщенні. У результаті експериментів було отримано дані щодо рівня вуглекислого газу, відносної вологості та температури повітря в різних зонах приміщення з різними системами вентиляції. Крім того, автори провели анкетування працівників офісу щодо їхньої комфортності та задоволеності умовами роботи. У результаті дослідження було встановлено, що система витісняючої вентиляції забезпечує кращу якість повітря та комфортніші умови для працівників, порівняно з іншими системами вентиляції. Також було виявлено, що в офісах з великою кількістю працівників необхідно забезпечувати більш ефективну вентиляцію для забезпечення оптимальних параметрів повітря та комфортних умов праці. У цілому, стаття містить важливу інформацію про те, як різні системи вентиляції впливають на якість повітря та тепловий комфорт у приміщеннях. Результати досліджень можуть бути корисні для планування та встановлення систем вентиляції в офісних будівлях.

Роботу [2] присвячено дослідженню систем змішаної та витісняючої вентиляції в лекційній залі з метою покращення теплового комфорту. Дослідження проводилося з метою визначити швидкість повітря та градієнт температури в приміщенні. Автори наводять достатньо докладний опис методів проведення дослідження та обладнання, яке використовувалося для вимірювання параметрів систем вентиляції. Дослідження проводилося в реальних умовах, що дозволило отримати достовірні результати. Результати дослідження, показали, що витісняюча вентиляція має вищу ефективність при забезпеченні теплового комфорту порівняно з системою змішаної вентиляції.

В. Чжао та його співавтори [3] присвятили роботу чисельному та експериментальному вивченню клімату в приміщенні класу з використанням методів змішування та витіснення повітря. Загалом проаналізовано чотири методи повітророзподілення: змішувальна з подачею струмینی горизонтально; витісняюча вентиляція з рухом повітря знизу-вверх; змішувальна з подачею повітря зверху за допомогою стельового та перфорованого дифузора .

Дослід проводився в кімнаті розмірами 6,0x4,4x3,3 м. Схеми потоку припливного повітря порівнювали з візуалізацією диму в лабораторних тестах і змодельованими даними (рис. 4). Випробування проводилися в макеті класу з різними способами розподілу повітря в літніх умовах. Розподіл повітря через настінну решітку та стельовий дифузор мають високу швидкість подачі повітря. Вентиляція з перфорованим повітроводом і витісняючою вентиляцією мають низьку швидкість потоку.

Візуалізація димом та симуляція CFD підтвердили, що струміна від настінної решітки була досить сильною, щоб досягти протилежного напрямку простору, навіть незважаючи на те, що настінні решітки можуть зробити струмінь повітря майже горизонтальним. Таким чином, конвективний потік, створюваний теплим вікном, не впливав на розподіл повітря настінної решітки з високою швидкістю. Повітряний струмінь від настінної решітки прикріплювався до зони стелі з високою початковою швидкістю, а потім спрямовувався вниз уздовж поверхні імітованого вікна. CFD моделювання показує, що середня швидкість була понад 0,35 м/с. Нарешті припливне повітря змішується з повітрям приміщення. Припливне повітря від підлогових повітророзподільників ефективно поширюється на всю зайняту площу на рівні підлоги, а потім піднімається вгору.

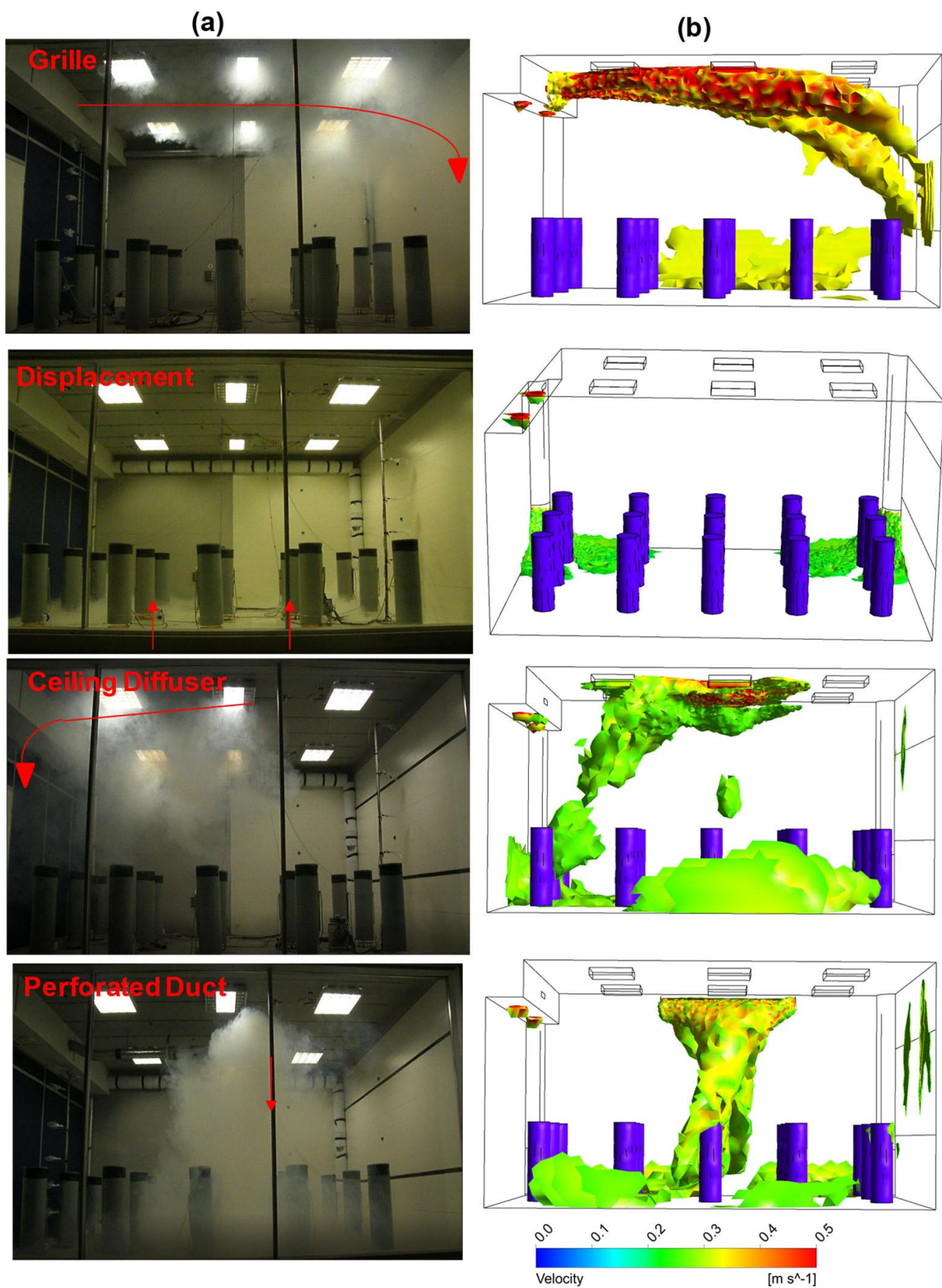


Рис. 1.4. Візуалізація потоку в літніх умовах (а) за допомогою повномасштабного лабораторного тесту та (б) за допомогою CFD моделювання.

Таким чином, це вказує на те, що витісняюча вентиляція здатна створити цілком рівномірний стан по всій площі підлоги. За допомогою CFD моделювання можна побачити, що середня швидкість становить лише 0,2 м/с. Повітряний потік при подачі із стельового дифузора через тепловий шлейф від вікна в літніх умовах відходить до протилежної стіни. Перфорований дифузор створював низхідний потік повітря в середині класної кімнати. Така структура повітряного потоку може спричинити місцевий температурний дискомфорт під перфорованим каналом. CFD моделювання показує, що середня швидкість з перфорованим і стельовим дифузором становив понад 0,25 м/с.

Візуалізація димом та симуляція CFD підтвердили, що струмина від настінної решітки була досить сильною, щоб досягти протилежного напрямку простору, навіть незважаючи на те, що настінні решітки можуть зробити струмінь повітря майже горизонтальним. Таким чином, конвективний потік, створюваний теплим вікном, не впливав на розподіл повітря настінної решітки з високою швидкістю. Повітряний струмінь від настінної решітки прикріплювався до зони стелі з високою початковою швидкістю, а потім спрямовувався вниз уздовж поверхні імітованого вікна. CFD моделювання показує, що середня швидкість була понад 0,35 м/с. Нарешті припливне повітря змішується з повітрям приміщення. Припливне повітря від підлогових повітророзподільників ефективно поширюється на всю зайняту площу на рівні підлоги, а потім піднімається вгору. Таким чином, це вказує на те, що витісняюча вентиляція здатна створити цілком рівномірний стан по всій площі підлоги. За допомогою CFD моделювання можна побачити, що середня швидкість становить лише 0,2 м/с. Повітряний потік при подачі із стельового дифузора через тепловий шлейф від вікна в літніх умовах відходить до протилежної стіни. Перфорований дифузор створював низхідний потік повітря в середині класної кімнати. Така структура повітряного потоку може спричинити місцевий температурний дискомфорт під перфорованим каналом. CFD моделювання показує, що середня швидкість з перфорованим і стельовим дифузором становив понад 0,25 м/с.

За допомогою чотирьох типів повітряних дифузорів можна досягти ефективного розподілу повітря з достатньою якістю майже в усіх частинах приміщення. Змодельований розподіл повітря також спостерігався за допомогою візуалізації диму під час повномасштабних випробувань

Результати показали, що витісняюча вентиляція може забезпечити більш ефективне та комфортне кліматичне середовище в класі порівняно зі змішувальною вентиляцією. Зі стельовими дифузорами швидкості повітря були досить низькими ($<0,3$ м/с), а повітря в приміщенні було досить, що є ще одним ефективним рішенням для класних кімнат. Коридорні решітки створюють рівномірний тепловий режим, але можуть мати високі швидкості (0,4 м/с) по периметру приміщення. Розподіл повітря від дифузора з перфорованим повітроводом є нестабільним, що може спричинити значний дискомфорт у зоні перебування.

Стаття містить достатньо детальний опис експериментальної установки та чисельних моделей, що були використані для вивчення клімату в класі. Автори також надали відповідні діаграми, графіки та таблиці, що дозволяють докладно проаналізувати результати експериментів та чисельних симуляцій. Проте наведені результати дійсні лише за даного розташування обладнання та умов у приміщенні. Тому, щоб краще зрозуміти ефективність повітророзподілення, слід провести більше досліджень з різним розташуванням повітророзподільників та для інших умов у приміщенні.

Робота [4] присвячена моделюванню профілю температури повітря у приміщенні з використанням системи витісняючої вентиляції. Автори статті описують різні моделі, що можуть бути використані для прогнозування розподілу температури в приміщенні залежно від різних факторів, таких як розмір приміщення, кількість людей і тепловиділення від електричного освітлення і обладнання. Стаття містить опис використаних методів моделювання та експериментального дослідження, що було проведено для валідації моделей. Результати показали, що моделі мають достатню точність для прогнозування температурного профілю в приміщенні з системою витісняючої вентиляції. Хоча

стаття не враховує вплив вологості повітря, яка також може впливати на комфортність у приміщенні, вона буде корисною для вивчення.

С. Секереш і А. Костяк [5] працювали над вивченням вентиляційних систем з метою покращення якості повітря у зоні перебування в офісних будівлях. Дослідження включало оцінку якості повітря, що надходить у приміщення, та вимірювання параметрів вентиляційної системи. Стаття включає дослідження різних типів вентиляційних систем, включаючи природну, змішану та витісняючу систему вентиляції з низьким швидкісним потоком повітря. Дослідження проводилось в офісних будівлях з різними характеристиками. У статті описано методи дослідження та обладнання, що використовувалися для вимірювання параметрів вентиляційних систем. Результати дослідження показали, що витісняюча система з низьким швидкісним потоком повітря має перевагу над іншими системами вентиляції, оскільки забезпечує більш рівномірний розподіл повітря та кращу якість повітря в зоні перебування.

С. Лестінен та Х. Коскела [6] дослідили використання витісняючої та зональної вентиляції для торгово-розважального комплексу. Вона описує експериментальне дослідження впливу цих систем вентиляції на якість повітря та тепловий комфорт у будівлі. Дослідження показало, що обидві системи вентиляції забезпечували досить комфортні умови для перебування в будівлі. Однак, витісняюча система вентиляції забезпечувала більш рівномірний розподіл повітря та витрати повітря були менші, що корисно для енергоефективності. Щодо недоліків статті, важко зрозуміти, які критерії використовувалися для оцінки якості повітря та теплового комфорту. Крім того, не вказано, які саме параметри були виміряні для кожної системи вентиляції, що ускладнює розуміння результатів дослідження.

В роботі [7] зосередились на дослідженні ефективності гібридної вентиляційної системи у приміщенні офісної будівлі. Дослідження включає вимірювання параметрів повітря та температури в будівлі з метою оцінки ефективності системи вентиляції. Дослідження проводилось на реальному об'єкті офісної будівлі з гібридною вентиляційною системою, яка поєднувала природну

та механічну вентиляцію. Результати дослідження показали, що гібридна вентиляційна система забезпечує ефективну роботу з точки зору вентиляції та теплового комфорту. Зокрема, було показано, що природна вентиляція забезпечує зниження температури та вологості повітря в приміщенні, що зменшує навантаження на механічну вентиляцію. Одночасно, механічна вентиляція забезпечує ефективне видалення відпрацьованого повітря та постачання свіжого повітря в приміщення. Недоліком статті є те, що дослідження проводилось лише на одному об'єкті, що ускладнює узагальнення результатів для інших приміщень та типів будівель. Крім того, не було проведено порівняння з іншими видами вентиляційних систем, що ускладнює оцінку енергоефективності.

Значна кількість робіт присвячена дифузній стельовій вентиляції [8-13] та його порівнянні з іншими видами вентиляції. Принцип полягає в постачанні свіжого повітря в зону перебування через перфорації або прорізи в панелях підвісної стелі. Завдяки великій площі припливного отвору повітря надходить у робочу зону з дуже низькою швидкістю та без фіксованого напрямку, тому його називають «дифузним». Завдяки низькій подачі імпульсу система може безпосередньо подавати повітря з дуже низькою температурою, не викликаючи протягу.



Рис. 1.5. Схема дифузної стельової вентиляції.

Такий спосіб організації повітря енергоефективний через ефективне використання повітря та зменшення необхідності використання енергії для опалення та кондиціонування повітря. Він дозволяє забезпечити комфортні умови

і досягти високої якості повітря. Проте цей спосіб досить складний у виконанні та обслуговуванні, а для його ефективної роботи необхідна герметичність приміщення. Крім того, автори робіт зазначають, що існують певні технічні проблеми, пов'язані зі здійсненням правильної установки та налаштування систем вентиляції з дифузними потоками повітря.

Загалом мною розглянуто ще кілька статей, де порівнюються різні види вентиляції [14-23], проте більшість схиляється до того, що саме витісняюча вентиляція є найкращим вибором. Вона забезпечує високу якість повітря, адже майже відсутнє змішування припливного та видаляючого повітря, комфортні умови та енергоефективність, порівняно з іншими видами вентиляції.

Окрім вибору типу системи вентиляції, важливим є також вибір повітророзподільника, який забезпечує оптимальний режим роботи системи. Правильно вибраний повітророзподільник забезпечує рівномірний розподіл повітря по приміщенню та запобігає утворенню зон затримки повітря, що може спричинити неприємні запахи та дискомфорт.

Також, для ефективної роботи системи вентиляції необхідно проводити дослідження струменів повітря на виході з повітророзподільника та в самому приміщенні. Це дозволяє з'ясувати зони найбільшої інтенсивності струменів та визначати максимально ефективно їх розташування.

Методи моделювання повітряного потоку, такі як обчислювальна гідродинаміка (CFD), стали популярними в останні роки, оскільки вони можуть забезпечити краще розуміння повітряного потоку та процесів теплопередачі в складних задачах потоку повітря та теплопередачі. CFD можна використовувати для моделювання будь-якої проблеми, яку можна розв'язати чисельно (теплопередача, фазова зміна матеріалу, механічні рухи, хімічні реакції тощо).

Робота [24] фокусується на використанні вихрових пристроїв для покращення ефективності систем кондиціонування та вентиляції повітря. Автори провели серію експериментів для вимірювання швидкості повітря та зробили порівняння з результатами чисельного моделювання. Стаття містить детальний опис експериментального стенду та методів вимірювання, а також опис

математичної моделі, що використовується для чисельного моделювання. Автори провели аналіз впливу різних параметрів, таких як кут та діаметр випуску, на поле швидкості повітря та зробили висновки щодо оптимальних параметрів для отримання бажаної характеристики. Однак, важливо зазначити, що вимірювання швидкості повітря були проведені майже в ідеальних умовах, що не відображає реальних умов використання вихрових дифузорів у практиці. Крім того, автори не приділили достатньої уваги на взаємодію повітря з іншими середовищами, наприклад з джерелом тепловиділень, що може вплинути на ефективність системи в цілому. Отже, стаття містить корисну інформацію про поле швидкості повітря вихрових дифузорів та вплив різних параметрів на це поле. Проте, для більш широкого застосування в практиці необхідно провести більш детальні дослідження, включаючи вимірювання швидкості повітря в реальних умовах та взаємодією з джерелами тепла.

М. Боровські [25] зосереджується на дослідженні впливу вихрових пристроїв на розподіл потоку повітря в приміщеннях. Дослідження проводиться за допомогою числового моделювання та експериментальної вимірювання швидкості повітря. В статті досліджується вплив розміру та розташування вихрових пристроїв на розподіл потоку повітря в приміщенні. У дослідженні було проведено експериментальне вивчення різних параметрів потоку повітря в приміщенні, включаючи швидкість повітря, температуру, вологість, температурний градієнт і вихрову структуру потоку. Результати експерименту були порівняні з результатами чисельного моделювання за допомогою програмного забезпечення Fluent. Однак, необхідно зазначити, що дослідження проводилося в умовах одного конкретного приміщення, тому не можна узагальнити результати на інші типи приміщень.

Рабані [26] провів аналіз ефективності активного дифузора в системі змішувальної вентиляції офісу за допомогою чисельного підходу. Стаття містить досить детальний опис проведених експериментальних та чисельних досліджень, що дозволяє зробити висновки про ефективність запропонованих рішень для застосування в системах вентиляції та кондиціонування повітря. Однак, важливо

значити, що дослідження були проведені в обмеженому масштабі, що може вплинути на універсальність результатів для різних застосувань. Крім того, у статті не зроблено достатньої уваги на практичну реалізацію, зокрема на їх витрати та складність виготовлення. Також, автори не зробили порівняння з існуючими методами кондиціонування повітря, що може допомогти визначити конкурентоспроможність. Стаття містить корисну інформацію про можливість використання активного дифузора для поліпшення ефективності систем опалення та кондиціонування повітря, проте вимагає більш детального дослідження та порівняння з існуючими методами.

Х. Коксела та Х. Маула [27] розробили спрощений метод для визначення граничних умов на вході вихрового дифузора для режимів опалення та охолодження. Фактичну геометрію дифузора зазвичай не можна використовувати для моделювання всього приміщення, оскільки доступна обчислювальна потужність потрібна для самого змодельованого простору. Тому дифузори в просторі повинні бути представлені простою геометрією, створюючи ту саму схему потоку, що й реальний пристрій. Вони порівняли візуалізацію повітряного потоку з CFD моделюванням (Computational Fluid Dynamics), яке показало ефективність спрощеного методу моделювання для вихрового дифузора. Вони також представили вимірювання температури та профілі швидкості повітря, щоб підтвердити результати CFD моделювання. Ця перевірка показала, що спрощений метод можна використовувати для моделювання повітряного потоку від дифузорів цього типу.

М. Брайкія [28] провів експериментальне дослідження взаємодії кількох закручених струменів для досягнення найкращої конфігурації у системі вентиляції. Отримані результати показали, що взаємодія кількох вихрових струменів може призводити до зміни швидкості та температурного поля струменевого потоку. Крім того, виявлено, що взаємодія між двома струменями може мати більший вплив на струменевий потік, ніж взаємодія між чотирма струменями. Дослідження також показало, що зміна температури та швидкості струменевого потоку може бути залежна від відстані між струменями, їхньої

форми та режиму роботи. Проте було б корисно дослідити взаємодію інших видів струменів, а також більш детальний аналіз впливу температури та швидкості струменів на характеристики їх взаємодії. Це може бути важливо при застосуванні в реальних умовах. Отже, хоча стаття містить корисну інформацію про взаємодію вихрових струменів, вона могла б бути більш повною та відповідати більш широкому спектру умов.

Робота [29] присвячена дослідженню аеродинамічних характеристик прямокутних дифузорів, які використовуються в системах кондиціонування повітря для забезпечення комфортних умов у приміщеннях. Для досягнення цієї мети було проведено чисельне та експериментальне дослідження потоку повітря, що генерується прямокутними дифузорами, з різними параметрами вхідного потоку та параметрами самого дифузора. У статті представлені результати вимірювань швидкості повітря та його розподілу за допомогою вимірювальних приладів та методів візуалізації. Також були проведені чисельні симуляції з використанням програмного забезпечення ANSYS Fluent для моделювання аеродинаміки повітряного потоку. Результати чисельних симуляцій були порівняні з експериментальними даними. Проте автори не звертали увагу на вплив різних факторів, такі як відстань між дифузорами та відстань між дефлекторами та стінами, на аеродинамічні характеристики потоку. Це може призвести до неправильної інтерпретації результатів та недостатньої відповідності отриманих даних реальним умовам.

В роботі [30] проводяться числові та експериментальні дослідження струмини холодного вихрового дифузора. Тут використовуються результати числового моделювання та експериментальні дані для опису характеристик потоку в дифузорі. Зокрема, розглядається вплив вихрового каналу та кута відхилення на швидкість та температуру потоку вихрів. Автори зазначають, що розуміння потоку вихрів може бути корисним для покращення ефективності систем кондиціонування повітря. Стаття містить детальну інформацію про експериментальні методи, використані для вимірювання характеристик потоку вихрів, такі як лазерний анемометр та термодатчики. Результати числового

моделювання були перевірені з експериментальними даними, і показали добру узгодженість з дослідженням. У загальному, стаття пропонує новий підхід для вивчення струминних характеристик вихрових дифузорів, що може бути корисним для розробки більш ефективних систем кондиціонування повітря. Однак, відсутність порівняння з іншими методами та недостатнє обґрунтування практичної корисності отриманих результатів можуть бути обмеженнями цієї статті.

М. Боровські [31] також дослідив вплив коливань повітряного потоку від лінійних дифузорів на термічний комфорт в офісному приміщенні. Автори використали методи числового моделювання, використовуючи програмне забезпечення ANSYS Fluent, для аналізу теплового комфорту в приміщенні з різними конфігураціями систем вентиляції. Стаття містить достатньо докладний опис методів числового моделювання та експериментальних умов. Автори провели експерименти, щоб визначити параметри, такі як швидкість повітря та температура в різних точках приміщення, і використовували ці дані для калібрування числових моделей. Однак, не було надано інформації про точні характеристики лінійних дифузорів, які були використані у дослідженні. У цілому, стаття є цікавим дослідженням в галузі термічного комфорту в приміщеннях, але вона могла б бути більш повною якби додати інформацію про характеристики використовуваних дифузорів.

В роботі [32] зосереджуються на експериментальному дослідженні нового перфорованого повітророзподільника. Дослідження проведено за допомогою спеціального обладнання в реальних умовах. Автори досліджували ефективність повітророзподільника з точки зору кількості повітряного потоку, рівня шуму та термічного комфорту. Стаття містить достатньо докладний опис методів проведення дослідження та обладнання, що використовувалося для дослідження. У статті наведено результати дослідження, що показали, що перфорований повітророзподільник має високу ефективність при розподілі повітря в приміщенні. Автори навели детальну інформацію про те, як вони проводили

вимірювання та обробляли отримані дані. У цілому, стаття є цікавим дослідженням в галузі розподілу повітря в приміщеннях.

В роботі [33] автори проводять детальний аналіз результатів дослідження радіальних струменів повітря, що виходять з дифузорів під стелею, при різних об'ємах повітря. Дослідження проводилось з використанням численних та експериментальних методів. Автори використовували численні методи для моделювання течії повітря та визначення характеристик струменів. Дослідження було проведено при змінному об'єму повітря в дифузорах. У статті наведено детальний опис методів дослідження та обладнання, що використовувалося для вимірювання параметрів. У статті автори також досліджували вплив різних параметрів на характеристики струменів повітря, таких як швидкість, температура, тиск та інші. Результати дослідження показали, що зміна об'єму повітря має вплив на характеристики струменів та на термічний комфорт в приміщенні.

Якість повітря в приміщенні може значно впливати на здоров'я людини. Крім того у зв'язку з поширенням COVI-19 цьому стали приділяти значно більше уваги. Це важливий аспект у вентиляції, тому не дивно що існує безліч робіт присвячених забезпеченню чистого повітря у приміщеннях [34-40]. Незадовільна якість повітря може спричинити проблеми з дихальною та імунною системами, а також погіршувати фізичні та когнітивні функції. Для забезпечення високої якості повітря в приміщенні використовуються різні методи, включаючи вентиляцію, фільтрацію, очищення та дезінфекцію повітря. Особливу увагу приділяють фільтрації повітря, щоб зменшити кількість аерозолів, бактерій, грибків та інших шкідливих речовин в повітрі. Крім того, важливо визначити оптимальний рівень вологості повітря, оскільки недостатній рівень може спричинити сухість шкіри та дихальних шляхів, а високий рівень вологості може призвести до розвитку плісняви та інших грибкових захворювань.

**РОЗДІЛ 2. Математичне моделювання
тангенціальних соплових випусків повітря**

Одним з ключових елементів енергоефективного будівництва є правильне розподілення повітря, що дозволяє забезпечити нормативні параметри повітряного середовища будівель з мінімальними витратами енергії на оброблення та переміщення вентиляційного повітря. На сьогодні розроблено значну кількість різноманітних конструкцій повітророзподільників та схем подавання припливного повітря, як у верхню, так і в робочу зону приміщень.

При подачі припливного повітря безпосередньо в робочу зону можуть використовуватися повітророзподільники, що забезпечують параметри повітря близькі до нормованих (витісняюча вентиляція) або повітророзподільники з високою інтенсивністю затухання струмин. Перші вимагають підвищеної витрати повітря через малий перепад температури і відповідно обмежені можливості у видаленні теплонадлишків [41].

Другий спосіб передбачає подачу повітря струминами які швидко затухають. Через інтенсивне підмішування повітря можна значно збільшити перепад температури на виході та зменшити витрату повітря. Подача цих струмин безпосередньо до робочої зони утворює заборонені зони навколо повітророзподільників з виходом параметрів повітря за нормативні межі і неможливістю провадити діяльність у цих зонах. Тому необхідно досягати максимального темпу затухання струмини.

Часто при вентиляції виникає проблема узгодження затухання швидкості та температури. Традиційні повітророзподільники не вирішують задачу, адже в них затухання температури завжди інтенсивніше за затухання швидкості [42].

Існують повітророзподільники які дозволяють отримувати різні співвідношення затухання температури та швидкості. В них струмини настилаються на опуклу поверхню. Затухання струмин обумовлено ефектом Коанда. При настиланні на опуклу поверхню через брак можливості підтікання повітря виникає розрідження, що є третьою силою яка крім сил інерції та гравітації визначає розвиток струмини, стабілізує її та інтенсифікує підтікання повітря з вільного боку. Саме ця сила дозволяє змінювати співвідношення між затуханням швидкості та температури [43].

Перше покоління розроблених на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури повітророзподільники ПЕТ мали проблему недостатньої взаємодії струмин. На підставі геометричного та кінематичного аналізу турбулентної макроструктури струмин було запропоновано повітророзподільник (рис. 2.1 а, б) ежекційний сопловий з диском ПЕС-Д [42]. Постає завдання дослідити утворення струмини.

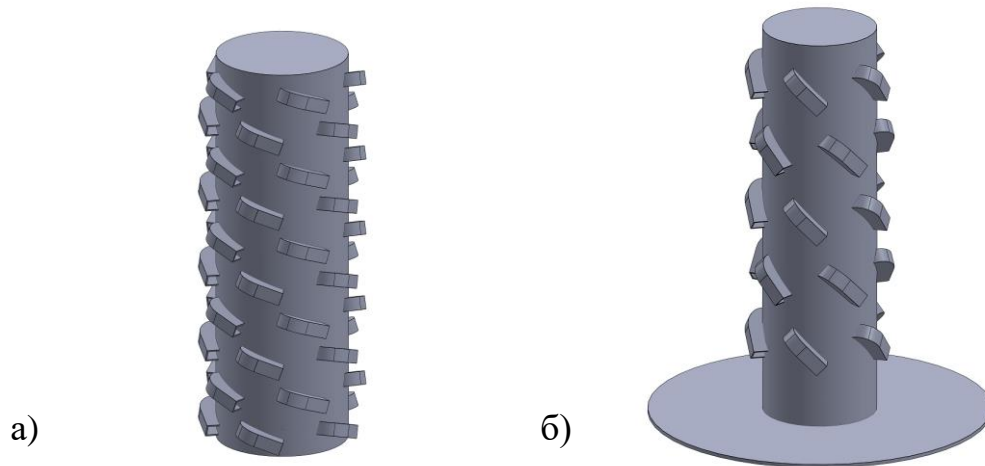


Рис. 2.1. Повітророзподільник ПЕС-Д.

а – кут нахилу сопла до перерізу повітророзподільника $\alpha=20^\circ$, без диска; б - кут нахилу сопла до перерізу повітророзподільника $\alpha=45^\circ$, з диском

Для аналізу розвитку струмини від повітророзподільника ПЕС-Д було проведене математичне моделювання з використанням стандартної k-ε моделі турбулентних течій. Емпірично встановлено, що для взаємодії струмин при тангенціальному випуску повітря на опуклу циліндричну поверхню достатньо п'яти щілин у ряді [44]. Результати досліджень показали, що для стабільного настилання струмини достатньо мати довжину вихідного каналу рівною двом ширинам щілини. Інші розміри призводять до деформації струмини і вона значно змінює свої параметри.

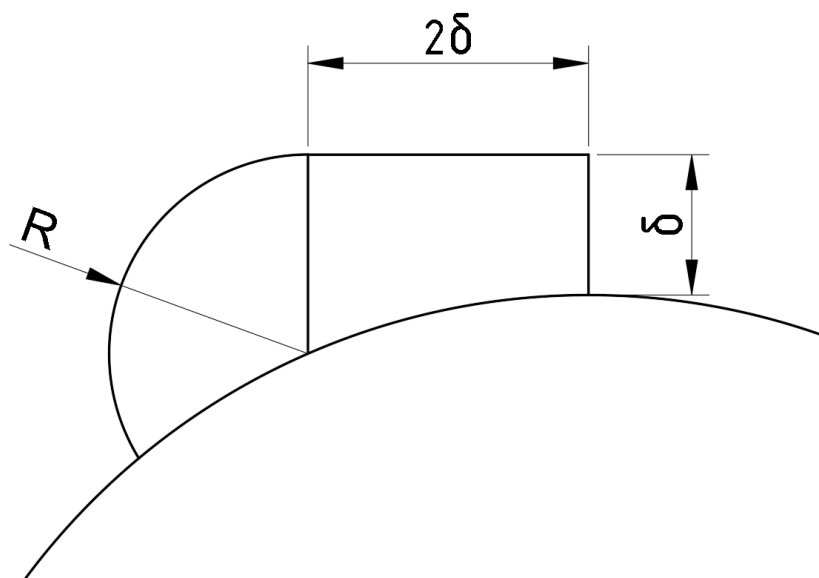


Рис. 2.2. Конструкція сопла.

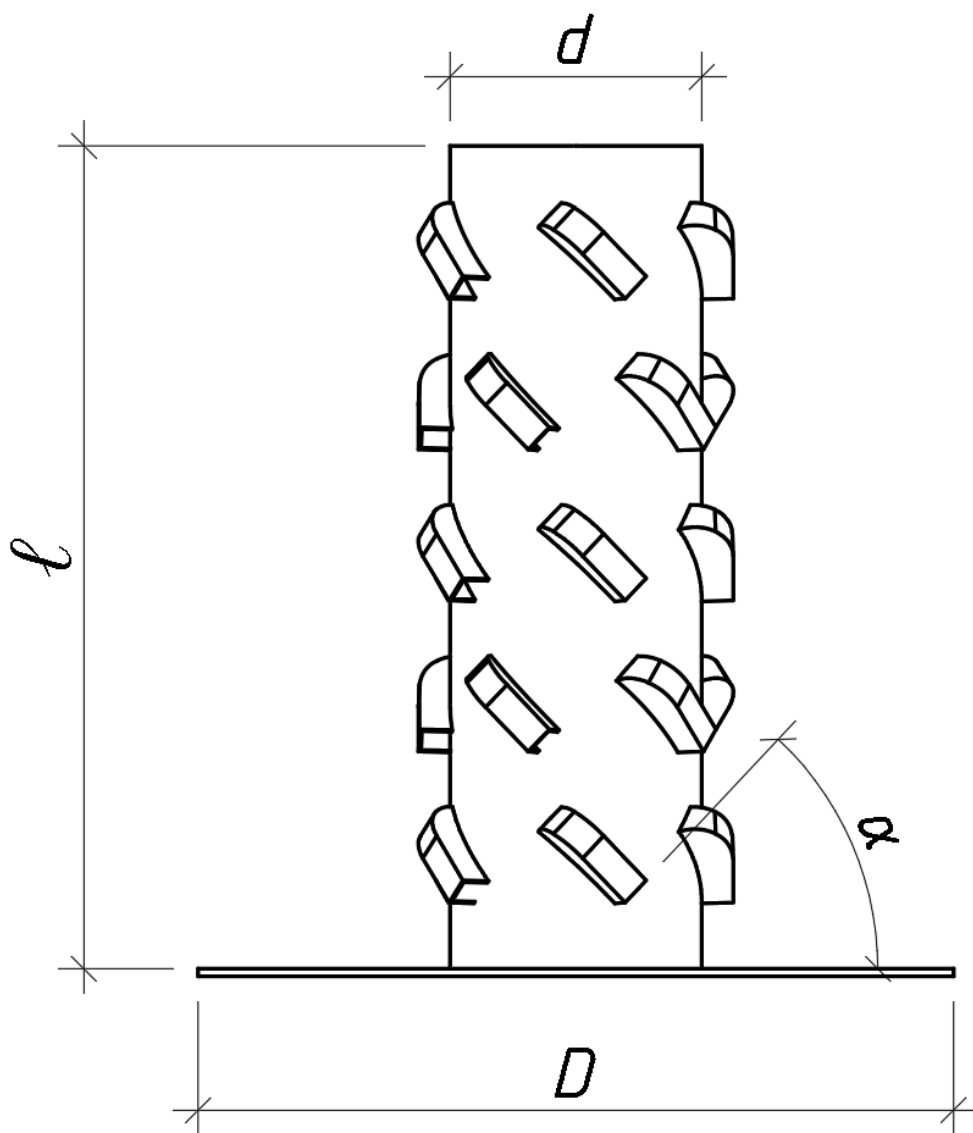


Рис. 2.3. Конструкція повітророзподільника ПЕС-Д.

2.1. Проведення експерименту.

2.1.1. Фактори експерименту.

Було проведено два дробових експерименти ДФЕ 2^{5-1} для холодного та теплового періодів, тобто для режимів опалення та охолодження.

Основними факторами експерименту приймаємо X_1, X_2, X_3, X_4, X_5 .

Фактор X_1 - відношення довжини ℓ до діаметра повітророзподільника d :

$$X_1 = \frac{\ell}{d}$$

Визначаємо діапазон варіювання параметрів. Мінімальний діаметр сталевих повітроводів становить 100 мм. Максимальну довжину повітророзподільника приймаємо $h = 1000$ мм. Мінімальну довжину повітророзподільника приймаємо рівною трьом мінімальним діаметрам. Менша довжина відповідає точковій подачі повітря, що в даній роботі не розглядається.

Отже, $d_{min} = 100$ мм, $\ell_{max} = 1000$ мм; $\ell_{min} = 300$ мм;

$$X_{1min} = \frac{\ell_{min}}{d_{min}} = \frac{300}{100} = 3;$$

$$X_{1max} = \frac{\ell_{max}}{d_{min}} = \frac{1000}{100} = 10.$$

Фактор X_2 - відношення сумарної ширини сопел одного ряду $\Sigma\delta$, м до діаметра повітроводу d , м:

$$X_2 = \frac{\Sigma\delta}{d}$$

Приймаємо кількість сопел у ряді – 5. Мінімальна ширина випуску δ одного патрубку – 10 мм з умов точності виготовлення, щоб максимальна довжина поверхні настилання не була меншою за довжину вихідного каналу. Максимальна довжина визначається шляхом побудови тривимірної моделі і підбору, для повітророзподільника з діаметром 100 мм $\Sigma\delta_{max} = 12,5$ мм.

$$X_{2min} = \frac{\Sigma\delta_{min}}{d_{min}} = \frac{50}{100} = 0,5$$

$$X_{2max} = \frac{\Sigma\delta_{max}}{d_{min}} = \frac{62,5}{100} = 0,625$$

Фактор X_3 – відношення діаметра D диска до діаметра повітророзподільника d .

$$X_3 = \frac{D}{d}$$

Мінімальний діаметр диску приймаємо рівним діаметру повітророзподільника. Максимальний приймаємо рівним $3d$.

$$X_{3min} = \frac{D_{min}}{d} = \frac{d}{d} = 1;$$

$$X_{3max} = \frac{D_{max}}{d} = \frac{3d}{d} = 3;$$

Фактор X_4 – початковий критерій Архімеда. Рахується для режиму опалення та охолодження. Визначається після побудови тривимірних моделей.

$$Ar_0 = \frac{g\delta\Delta T_0}{v_0^2 T_0},$$

де g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

$\delta = \frac{\Sigma S}{\ell}$ – характерний розмір, прийнятий як відношення сумарної площі щілин до довжини повітророзподільника, м;

$\Delta T_0 = T_0 - T_{\infty}$ – перепад температури на виході з повітророзподільника та в приміщенні, К;

v_0 – швидкість повітря на виході з сопла, м/с;

T_{∞} - температура в приміщенні, К.

Розрахунок для режиму опалення:

$$T_{\infty} = 20 + 273,15 = 293,15 \text{ К};$$

$$T_0 = 40 + 273,15 = 313,15 \text{ К};$$

$$v_0 = 5 \text{ м/с};$$

$$\Delta T_0 = 313,15 - 293,15 = 20 \text{ К};$$

$$\delta = \Sigma S / \ell = 5 * n * \delta_{сопла}^2 / \ell = 5 * 33 * 12,5^2 = 26 \text{ мм};$$

$$Ar_0 = \frac{9,81 \cdot 26 \cdot (20)}{5^2 \cdot 293,15} = 0,7;$$

$$X_{4min} = 0;$$

$$X_{4max} = 0,7;$$

Розрахунок для режиму охолодження:

$$T_{\infty} = 26 + 273,15 = 299,15 \text{ K};$$

$$v_0 = 5 \text{ м/с};$$

$$T_0 = 16 + 273,15 = 289,15 \text{ K};$$

$$\Delta T_0 = 289,15 - 299,15 = -10 \text{ K};$$

$$\delta_{\max} = \Sigma S / \ell = 5 * n * \delta_{\text{сопла}}^2 / \ell = 5 * 33 * 12,5^2 = 26 \text{ мм};$$

$$Ar_0 = \frac{9,81 \cdot 26 \cdot (-10)}{5^2 \cdot 299,15} = -0,35;$$

$$X_{4\min} = -0,35;$$

$$X_{4\max} = 0;$$

Фактор X_5 – кут нахилу патрубку до перерізу повітродозподільника.

Мінімальний кут нахилу визначаємо шляхом побудови тривимірної моделі і підбору, так щоб струмина яка вийшла з щілини не настелялася на сусідні сопла і взаємодія струмин не була порушена: $\alpha_{\min} = 20^\circ = \pi/9$; максимальний кут нахилу приймаємо $\alpha_{\max} = 45^\circ = \pi/4$.

2.1.2. Безрозмірні параметри для режиму охолодження

Для побудови плану дослідження переходимо до безрозмірних параметрів [45].

Центральна точка:

$$\bar{X}_1 = \frac{X_{1\min} + X_{1\max}}{2} = \frac{3 + 10}{2} = 6,5$$

$$\bar{X}_2 = \frac{X_{2\min} + X_{2\max}}{2} = \frac{0,5 + 0,625}{2} = 0,5625$$

$$\bar{X}_3 = \frac{X_{3\min} + X_{3\max}}{2} = \frac{1 + 3}{2} = 2$$

$$\bar{X}_4 = \frac{X_{4\min} + X_{4\max}}{2} = \frac{-0,35 + 0}{2} = -0,175$$

$$\bar{X}_5 = \frac{X_{5\min} + X_{5\max}}{2} = \frac{20 + 45}{2} = 32,5$$

Крок варіювання:

$$\Delta X_1 = \frac{X_{1\max} - X_{1\min}}{2} = \frac{10 - 3}{2} = 3,5$$

$$\Delta X_2 = \frac{X_{2max} - X_{2min}}{2} = \frac{0,625 - 0,5}{2} = 0,0625$$

$$\Delta X_3 = \frac{X_{3max} - X_{3min}}{2} = \frac{3 - 1}{2} = 1$$

$$\Delta X_4 = \frac{X_{4max} - X_{4min}}{2} = \frac{0 + 0,35}{2} = 0,175$$

$$\Delta X_5 = \frac{X_{5max} - X_{5min}}{2} = \frac{45 - 20}{2} = 12,5$$

Безрозмірні параметри:

$$x_1 = \frac{(X_1 - \bar{X}_1)}{\Delta X_1} = \frac{(X_1 - 6,5)}{3,5};$$

$$x_2 = \frac{(X_2 - \bar{X}_2)}{\Delta X_2} = \frac{(X_2 - 0,5625)}{0,0625};$$

$$x_3 = \frac{(X_3 - \bar{X}_3)}{\Delta X_3} = \frac{(X_3 - 2)}{1};$$

$$x_4 = \frac{(X_4 - \bar{X}_4)}{\Delta X_4} = \frac{(X_4 + 0,175)}{0,175};$$

$$x_5 = \frac{(X_5 - \bar{X}_5)}{\Delta X_5} = \frac{(X_5 - 32,5)}{12,5};$$

Формули зворотного переходу:

$$X_1 = 3,5x_1 + 6,5;$$

$$X_2 = 0,0625x_2 + 0,5625;$$

$$X_3 = x_3 + 2;$$

$$X_4 = 0,175x_4 - 0,175;$$

$$X_5 = 12,5x_5 + 32,5;$$

2.1.3. Безрозмірні параметри для режиму опалення:

Центральна точка:

$$\bar{X}_1 = \frac{X_{1min} + X_{1max}}{2} = \frac{3 + 10}{2} = 6,5$$

$$\bar{X}_2 = \frac{X_{2min} + X_{2max}}{2} = \frac{0,5 + 0,625}{2} = 0,5625$$

$$\bar{X}_3 = \frac{X_{3min} + X_{3max}}{2} = \frac{1 + 3}{2} = 2$$

$$\bar{X}_4 = \frac{X_{4min} + X_{4max}}{2} = \frac{0 + 0,7}{2} = 0,35$$

$$\bar{X}_5 = \frac{X_{5min} + X_{5max}}{2} = \frac{20 + 45}{2} = 32,5$$

Крок варіювання:

$$\Delta X_1 = \frac{X_{1max} - X_{1min}}{2} = \frac{10 - 3}{2} = 3,5$$

$$\Delta X_2 = \frac{X_{2max} - X_{2min}}{2} = \frac{0,625 - 0,5}{2} = 0,0625$$

$$\Delta X_3 = \frac{X_{3max} - X_{3min}}{2} = \frac{3 - 1}{2} = 1$$

$$\Delta X_4 = \frac{X_{4max} - X_{4min}}{2} = \frac{0,7 - 0}{2} = 0,35$$

$$\Delta X_5 = \frac{X_{5max} - X_{5min}}{2} = \frac{45 - 20}{2} = 12,5$$

Безрозмірні параметри:

$$x_1 = \frac{(X_1 - \bar{X}_1)}{\Delta X_1} = \frac{(X_1 - 6,5)}{3,5};$$

$$x_2 = \frac{(X_2 - \bar{X}_2)}{\Delta X_2} = \frac{(X_2 - 0,5625)}{0,0625};$$

$$x_3 = \frac{(X_3 - \bar{X}_3)}{\Delta X_3} = \frac{(X_3 - 2)}{1}.$$

$$x_4 = \frac{(X_4 - \bar{X}_4)}{\Delta X_4} = \frac{(X_4 - 0,35)}{0,35};$$

$$x_5 = \frac{(X_5 - \bar{X}_5)}{\Delta X_5} = \frac{(X_5 - 32,5)}{12,5};$$

Формули зворотного переходу:

$$X_1 = 3,5x_1 + 6,5;$$

$$X_2 = 0,0625x_2 + 0,5625;$$

$$X_3 = x_3 + 2;$$

$$X_4 = 0,35x_4 + 0,35;$$

$$X_5 = 12,5x_5 + 32,5;$$

2.2. Матриця планування

Розраховуємо матрицю планування для ДФЕ⁵⁻¹ (таблиця 2.1) .

В таблицю 2.2 заносяться геометричні розміри моделей для експерименту для теплового періоду, в таблицю 2.6 – для холодного.

Результати розрахунків заносямо у таблиці 2.3 та 2.7.

$$d=100$$

$$\ell=X_1d$$

$$\Sigma\delta = X_2d$$

$$D= X_3d$$

$$Ar_0= X_4$$

$$\alpha= X_5$$

Таблица 2.1. Матрица дробового эксперимента

Модель	Дробовый факторный эксперимент																																	
	Z0	Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10	Z11	Z12	Z13	Z14	Z15	Z16	Z17	Z18	Z19	Z20	Z21	Z22	Z23	Z24	Z25	Z26	Z27	Z28	Z29	Z30	Z31		
	X0	X1	X2	X3	X4	X5	X1X2	X1X3	X1X4	X1X5	X2X3	X2X4	X2X5	X3X4	X3X5	X4X5	X1X2X3	X1X2X4	X1X2X5	X1X3X4	X1X3X5	X1X4X5	X2X3X4	X2X3X5	X2X4X5	X3X4X5	X1X2X3X4	X1X2X3X5	X1X2X4X5	X1X3X4X5	X2X3X4X5	X1X2X3X4X5		
1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	-1		
2	1	1	1	1	1	-1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	
3	1	1	1	1	-1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	
4	1	1	1	-1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	-1	-1	-1	
5	1	1	-1	1	1	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	-1	-1	-1	1	-1	-1	
6	1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	-1	
7	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	
8	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	-1	1	
9	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1	-1	-1	1	
10	1	-1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	
11	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	
12	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	
13	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	
14	1	1	-1	-1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	1	1	1	-1	-1	
15	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	1
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Таблиця 2.2. Геометричні розміри та параметри експериментальних моделей для ДФЕ⁵⁻¹ в теплий період.

№ моделі	Фактори					Геометричні розміри моделі												
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	d,	ℓ,	Σδ,	D,	Ar	α,	n _{рядів}	Σδ,	ΣS	ΣS/l,	V	t	T
						мм	мм	мм	мм		°		мм	мм ²	мм	м/с	°C	K
1	3,0	0,50	1,00	-0,35	20,0	100	300	50,0	100	-0,35	20,0	10	100,0	5000,0	16,7	5,0	10	284
2	10,0	0,63	3,00	0,00	20,0	100	1000	62,5	300	0,0	20,0	33	412,5	25781,3	26,0	5,0	26	299
3	10,0	0,63	3,00	-0,35	45,0	100	1000	62,5	300	-0,35	45,0	17	212,5	13281,3	13,3	5,0	6	280
4	10,0	0,63	1,00	0,00	45,0	100	1000	62,5	100	0,0	45,0	17	212,5	13281,3	13,3	5,0	26	299
5	10,0	0,50	3,00	0,00	45,0	100	1000	50,0	300	0,0	45,0	17	170,0	8500,0	8,5	5,0	26	299
6	3,0	0,63	3,00	0,00	45,0	100	300	62,5	300	0,0	45,0	5	62,5	3906,3	13,0	5,0	26	299
7	10,0	0,50	1,00	-0,35	20,0	100	1000	50,0	100	-0,35	20,0	33	330,0	16500,0	16,5	5,0	10	283
8	3,0	0,63	1,00	-0,35	20,0	100	300	62,5	100	-0,35	20,0	10	125,0	7812,5	26,0	5,0	16	289
9	3,0	0,50	3,00	-0,35	20,0	100	300	50,0	300	-0,35	20,0	10	100,0	5000,0	16,7	5,0	10	284
10	3,0	0,50	1,00	0,00	20,0	100	300	50,0	100	0,0	20,0	10	100,0	5000,0	16,7	5,0	26	299
11	3,0	0,50	1,00	-0,35	45,0	100	300	50,0	100	-0,35	45,0	5	50,0	2500,0	8,3	5,0	-5	268
12	10,0	0,50	3,00	-0,35	45,0	100	1000	50,0	300	-0,35	45,0	17	170,0	8500,0	8,5	5,0	-5	268
13	3,0	0,63	1,00	0,00	20,0	100	300	62,5	100	0,0	20,0	10	125,0	7812,5	26,0	5,0	26	299
14	10,0	0,50	1,00	-0,35	45,0	100	1000	50,0	100	-0,35	45,0	17	170,0	8500,0	8,5	5,0	-5	268
15	3,0	0,63	3,00	0,00	20,0	100	300	62,5	300	0,0	20,0	10	125,0	7812,5	26,0	5,0	26	299
16	10,0	0,63	3,00	0,00	45,0	100	1000	62,5	300	0,0	45,0	17	212,5	13281,3	13,3	5,0	26	299
Центральна модель																		
0	6,5	0,56	2,00	-0,18	32,5	100	650	56,3	200	-0,18	32,5	18	202,5	11390,6	17,5	5,0	13	286

Таблиця 2.3. Результати дослідів моделей експерименту для режиму охолодження.

	Дослід №1		Дослід №2		Дослід №3		Дослід №4		Дослід №5		Дослід №6		Дослід №7		Дослід №8	
x/d	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T
0	4,66	284,17	2,79	299,15	2,71	279,07	4,93	299,15	2,31	299,15	2,58	299,15	4,61	284,49	4,16	289,65
1	2,07	289,89	0,80	299,15	1,17	293,87	1,03	299,15	0,96	299,15	0,59	299,15	1,67	287,38	1,63	293,16
2	1,77	290,65	0,67	299,15	1,01	294,64	0,87	299,15	0,83	299,15	0,49	299,15	1,50	288,08	1,41	293,54
3	1,50	291,11	0,53	299,15	0,86	295,32	0,64	299,15	0,67	299,15	0,39	299,15	1,39	289,19	1,25	294,05
4	1,35	292,01	0,47	299,15	0,78	295,63	0,61	299,15	0,60	299,15	0,30	299,15	1,35	290,11	1,13	294,65
5	1,27	293,32	0,44	299,15	0,75	295,82	0,47	299,15	0,51	299,15	0,20	299,15	1,22	290,70	1,02	295,07
6	1,25	293,47	0,42	299,15	0,72	295,95	0,41	299,15	0,41	299,15	0,14	299,15	1,13	291,14	0,95	295,45
7	1,16	293,67	0,38	299,15	0,65	296,10	0,31	299,15	0,25	299,15	0,10	299,15	1,09	291,51	0,89	295,74
8	1,07	293,70	0,34	299,15	0,53	296,30	0,24	299,15	0,21	299,15	0,07	299,15	1,07	291,84	0,83	295,97
9	1,02	294,03	0,31	299,15	0,41	296,74	0,18	299,15	0,21	299,15	0,06	299,15	1,05	292,00	0,77	296,18
10	1,01	294,59	0,30	299,15	0,36	297,00	0,16	299,15	0,21	299,15	0,06	299,15	1,05	292,11	0,73	296,36
	Дослід №9		Дослід №10		Дослід №11		Дослід №12		Дослід №13		Дослід №14		Дослід №15		Дослід №16	
x/d	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T
0	2,70	286,32	4,60	299,15	4,91	273,72	2,48	268,05	3,70	299,15	4,77	271,62	2,70	299,15	2,63	299,15
1	0,99	294,65	1,27	299,15	2,12	286,51	1,03	292,85	0,99	299,15	2,03	279,98	0,74	299,15	1,13	299,15
2	0,89	294,80	0,87	299,15	1,81	287,22	0,88	293,96	0,70	299,15	1,79	281,07	0,55	299,15	0,97	299,15
3	0,82	294,92	0,69	299,15	1,60	288,04	0,75	294,83	0,60	299,15	1,65	282,54	0,43	299,15	0,78	299,15
4	0,75	295,02	0,57	299,15	1,41	289,22	0,67	295,11	0,52	299,15	1,57	283,59	0,31	299,15	0,65	299,15
5	0,71	295,17	0,51	299,15	1,26	290,55	0,62	295,17	0,45	299,15	1,49	284,14	0,15	299,15	0,60	299,15
6	0,68	295,35	0,46	299,15	1,26	291,13	0,59	295,28	0,42	299,15	1,41	284,66	0,13	299,15	0,50	299,15
7	0,68	295,54	0,44	299,15	1,18	292,12	0,54	295,77	0,38	299,15	1,37	285,30	0,12	299,15	0,34	299,15
8	0,68	295,73	0,41	299,15	1,09	292,80	0,48	296,08	0,37	299,15	1,32	286,12	0,08	299,15	0,20	299,15
9	0,69	296,03	0,39	299,15	1,05	293,19	0,43	296,23	0,35	299,15	1,29	287,14	0,06	299,15	0,19	299,15
10	0,69	296,09	0,36	299,15	1,01	293,71	0,42	296,37	0,34	299,15	1,28	287,67	0,06	299,15	0,19	299,15

Продовження таблиці 2.3.

	Дослід №0	
x/d	V	T
0	1,97	289,81
1	1,11	293,82
2	0,94	294,33
3	0,85	294,59
4	0,81	294,84
5	0,78	295,08
6	0,76	295,22
7	0,73	295,44
8	0,72	295,63
9	0,70	295,78
10	0,70	295,92

У таблицях 2.4, 2.5, 2.8, 2.9 представлені розрахунки відношення максимальної швидкості до швидкості на відстані $x/d=0$ та відношення максимальної температури до температури припливної струмини на відстані $x/d=0$ для режимів опалення та охолодження.

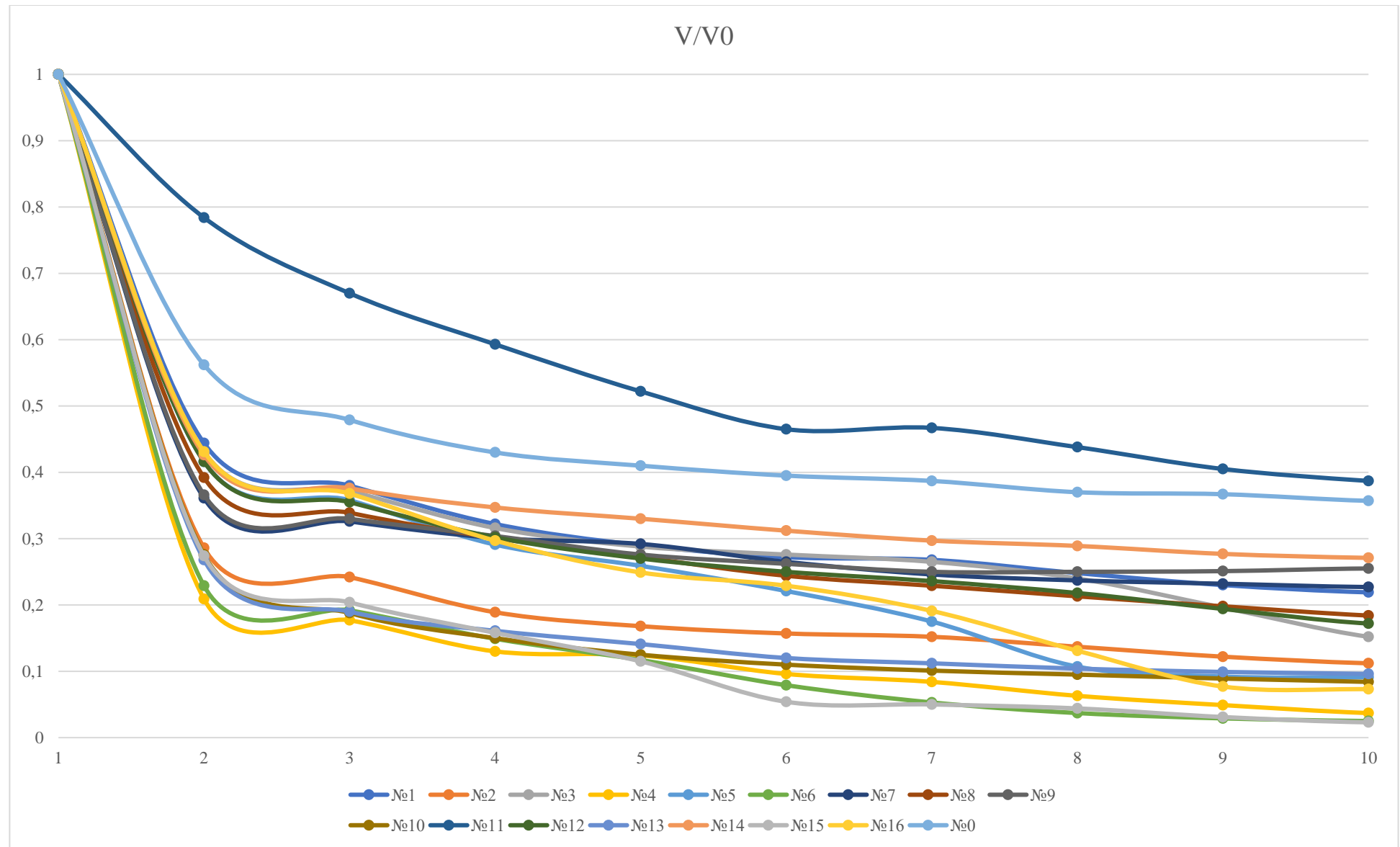
За результатами будуюмо графіки затухання швидкості та температури – графіки 2.1-2.4.

Таблиця 2.4. Відношення V/V_0 для теплого періоду.

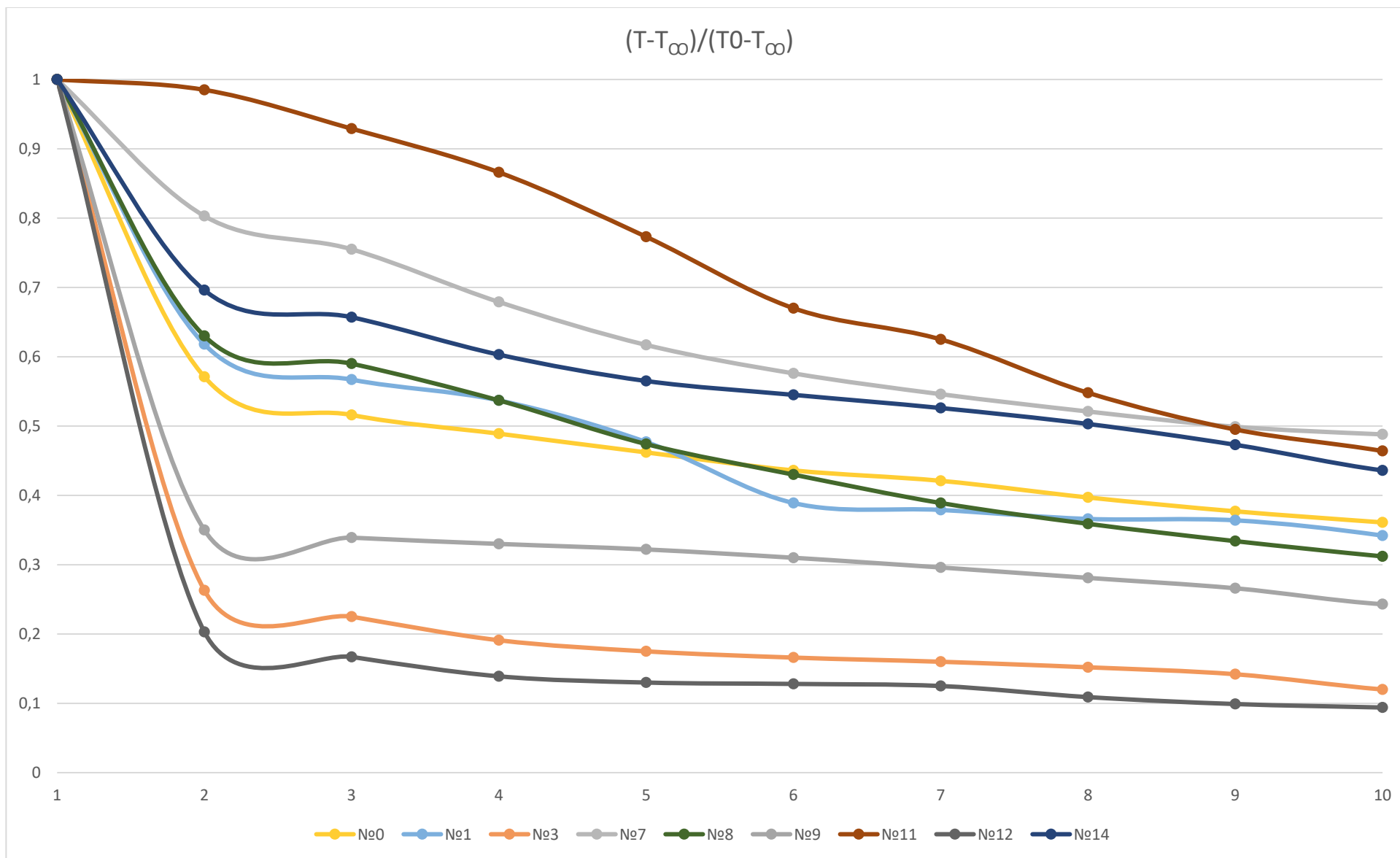
x/d	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15	№16	№0
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1	0,444	0,286	0,431	0,209	0,416	0,229	0,361	0,392	0,366	0,276	0,784	0,416	0,268	0,426	0,274	0,431	0,562
2	0,380	0,242	0,372	0,177	0,358	0,192	0,326	0,339	0,330	0,188	0,670	0,355	0,190	0,376	0,204	0,368	0,479
3	0,322	0,189	0,316	0,130	0,291	0,149	0,301	0,301	0,304	0,150	0,593	0,302	0,161	0,347	0,158	0,297	0,430
4	0,290	0,168	0,288	0,124	0,259	0,117	0,292	0,272	0,276	0,125	0,522	0,270	0,141	0,330	0,115	0,249	0,410
5	0,272	0,157	0,276	0,096	0,221	0,079	0,265	0,244	0,262	0,110	0,465	0,250	0,120	0,312	0,054	0,229	0,395
6	0,268	0,152	0,265	0,084	0,175	0,053	0,246	0,229	0,250	0,101	0,467	0,236	0,112	0,297	0,050	0,191	0,387
7	0,248	0,137	0,240	0,063	0,107	0,037	0,237	0,213	0,250	0,095	0,438	0,218	0,104	0,289	0,044	0,131	0,370
8	0,230	0,122	0,196	0,049	0,092	0,029	0,232	0,198	0,251	0,089	0,405	0,194	0,099	0,277	0,031	0,077	0,367
9	0,219	0,112	0,152	0,037	0,091	0,025	0,227	0,184	0,255	0,084	0,387	0,172	0,096	0,271	0,023	0,073	0,357
10	0,217	0,108	0,133	0,033	0,091	0,024	0,227	0,176	0,254	0,078	0,375	0,168	0,092	0,269	0,023	0,071	0,355

Таблиця 2.5. Відношення $(T-T_{\infty})/(T_0-T_{\infty})$ для теплого періоду.

x/d	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15	№16	№0
0	1,000	-	1,000	-	-	-	1,000	1,000	1,000	-	1,000	1,000	-	1,000	-	-	1,000
1	0,618	-	0,263	-	-	-	0,803	0,630	0,350	-	0,985	0,203	-	0,696	-	-	0,571
2	0,567	-	0,225	-	-	-	0,755	0,590	0,339	-	0,929	0,167	-	0,657	-	-	0,516
3	0,537	-	0,191	-	-	-	0,679	0,537	0,330	-	0,866	0,139	-	0,603	-	-	0,489
4	0,477	-	0,175	-	-	-	0,617	0,474	0,322	-	0,773	0,130	-	0,565	-	-	0,462
5	0,389	-	0,166	-	-	-	0,576	0,430	0,310	-	0,670	0,128	-	0,545	-	-	0,436
6	0,379	-	0,160	-	-	-	0,546	0,389	0,296	-	0,625	0,125	-	0,526	-	-	0,421
7	0,366	-	0,152	-	-	-	0,521	0,359	0,281	-	0,548	0,109	-	0,503	-	-	0,397
8	0,364	-	0,142	-	-	-	0,499	0,334	0,266	-	0,495	0,099	-	0,473	-	-	0,377
9	0,342	-	0,120	-	-	-	0,488	0,312	0,243	-	0,464	0,094	-	0,436	-	-	0,361
10	0,305	-	0,107	-	-	-	0,480	0,293	0,238	-	0,424	0,089	-	0,417	-	-	0,346



Графік 2.1. Затухання швидкості повітряного потоку в теплий період.



Графік 2.2. Затухання температури повітряного потоку в теплий період.

Таблиця 2.6. Геометричні розміри та параметри експериментальних моделей для ДФЕ⁵⁻¹ в холодний період.

№ моделі	Фактори					Геометричні розміри моделі													
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	<i>d</i> ,	<i>ℓ</i> ,	Σ <i>δ</i> ,	<i>D</i> ,	<i>Ar</i>	<i>α</i> ,	Прядів	Σ <i>δ</i> ,	Σ <i>S</i>	Σ <i>S</i> / <i>l</i> ,	<i>V</i>	<i>t</i>	<i>T</i>	
						мм	мм	мм	мм		°		мм	мм ²	мм	м/с	°C	К	
1	3,00	0,50	1,00	0,0	20,00	100	300	50,0	100,0	0,0	20,0	10	100,0	5000,0	16,7	5,0	20	293	
2	10,00	0,63	3,00	0,7	20,00	100	1000	62,5	300,0	0,7	20,0	33	412,5	25781,3	26,0	5,0	40	313	
3	10,00	0,63	3,00	0,0	45,00	100	1000	62,5	300,0	0,0	45,0	17	212,5	13281,3	13,3	5,0	20	293	
4	10,00	0,63	1,00	0,7	45,00	100	1000	62,5	100,0	0,7	45,0	17	212,5	13281,3	13,3	5,0	59	332	
5	10,00	0,50	3,00	0,7	45,00	100	1000	50,0	300,0	0,7	45,0	17	170,0	8500,0	8,5	5,0	81	354	
6	3,00	0,63	3,00	0,7	45,00	100	300	62,5	300,0	0,7	45,0	5	62,5	3906,3	13,0	5,0	60	333	
7	10,00	0,50	1,00	0,0	20,00	100	1000	50,0	100,0	0,0	20,0	33	330,0	16500,0	16,5	5,0	20	293	
8	3,00	0,63	1,00	0,0	20,00	100	300	62,5	100,0	0,0	20,0	10	125,0	7812,5	26,0	5,0	20	293	
9	3,00	0,50	3,00	0,0	20,00	100	300	50,0	300,0	0,0	20,0	10	100,0	5000,0	16,7	5,0	20	293	
10	3,00	0,50	1,00	0,7	20,00	100	300	50,0	100,0	0,7	20,0	10	100,0	5000,0	16,7	5,0	51	324	
11	3,00	0,50	1,00	0,0	45,00	100	300	50,0	100,0	0,0	45,0	5	50,0	2500,0	8,3	5,0	20	293	
12	10,00	0,50	3,00	0,0	45,00	100	1000	50,0	300,0	0,0	45,0	17	170,0	8500,0	8,5	5,0	20	293	
13	3,00	0,63	1,00	0,7	20,00	100	300	62,5	100,0	0,7	20,0	10	125,0	7812,5	26,0	5,0	40	313	
14	10,00	0,50	1,00	0,0	45,00	100	1000	50,0	100,0	0,0	45,0	17	170,0	8500,0	8,5	5,0	20	293	
15	3,00	0,63	3,00	0,7	20,00	100	300	62,5	300,0	0,7	20,0	10	125,0	7812,5	26,0	5,0	40	313	
16	10,00	0,63	3,00	0,7	45,00	100	1000	62,5	300,0	0,7	45,0	17	212,5	13281,3	13,3	5,0	59	332	
Центральна модель																			
0	6,50	0,56	2,00	0,35	32,50	100	650	56,3	200,0	0,35	32,5	18	202,5	11390,6	17,5	5,0	35	308	

Таблиця 2.7. Результати дослідів моделей експерименту для режиму опалення.

	Дослід №1		Дослід №2		Дослід №3		Дослід №4		Дослід №5		Дослід №6		Дослід №7		Дослід №8	
x/d	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T
0	4,60	293,15	2,89	313,28	2,62	293,15	4,92	331,81	2,09	354,20	2,49	321,31	4,50	293,15	4,12	293,15
1	1,23	293,15	0,92	302,12	1,14	293,15	0,63	305,24	0,31	300,82	0,44	298,02	1,66	293,15	1,09	293,15
2	0,93	293,15	0,26	296,52	0,96	293,15	0,26	297,89	0,17	293,67	0,12	295,32	1,53	293,15	0,81	293,15
3	0,69	293,15	0,18	293,89	0,76	293,15	0,18	293,92	0,11	293,21	0,08	293,55	1,37	293,15	0,65	293,15
4	0,60	293,15	0,13	293,49	0,68	293,15	0,12	293,27	0,08	293,21	0,06	293,31	1,24	293,15	0,55	293,15
5	0,57	293,15	0,10	293,34	0,62	293,15	0,08	293,21	0,05	293,21	0,04	293,22	1,15	293,15	0,46	293,15
6	0,48	293,15	0,08	293,27	0,59	293,15	0,06	293,20	0,04	293,21	0,03	293,20	1,06	293,15	0,35	293,15
7	0,45	293,15	0,06	293,22	0,49	293,15	0,04	293,20	0,04	293,21	0,02	293,20	0,95	293,15	0,25	293,15
8	0,43	293,15	0,04	293,20	0,35	293,15	0,04	293,20	0,03	293,21	0,02	293,20	0,82	293,15	0,23	293,15
9	0,39	293,15	0,04	293,20	0,25	293,15	0,04	293,20	0,03	293,21	0,02	293,20	0,78	293,15	0,24	293,15
10	0,35	293,15	0,04	293,20	0,22	293,15	0,04	293,20	0,03	293,21	0,02	293,20	0,74	293,15	0,23	293,15
	Дослід №9		Дослід №10		Дослід №11		Дослід №12		Дослід №13		Дослід №14		Дослід №15		Дослід №16	
x/d	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T	V	T
0	2,71	293,15	4,55	319,78	4,83	293,15	2,32	293,15	3,67	310,20	4,96	293,15	2,65	312,02	2,39	332,27
1	0,87	293,15	1,15	301,87	1,99	293,15	0,99	293,15	0,96	299,58	1,98	293,15	0,74	297,95	0,67	303,90
2	0,68	293,15	0,81	300,10	1,66	293,15	0,84	293,15	0,59	298,94	1,74	293,15	0,41	297,72	0,19	295,88
3	0,53	293,15	0,59	299,35	1,40	293,15	0,68	293,15	0,42	297,34	1,56	293,15	0,18	295,55	0,13	293,36
4	0,47	293,15	0,46	299,08	1,27	293,15	0,62	293,15	0,28	296,81	1,43	293,15	0,14	294,66	0,09	293,22
5	0,34	293,15	0,36	297,49	1,14	293,15	0,47	293,15	0,18	296,16	1,35	293,15	0,10	293,44	0,07	293,20
6	0,23	293,15	0,18	297,18	1,02	293,15	0,39	293,15	0,12	294,07	1,25	293,15	0,07	293,23	0,05	293,20
7	0,15	293,15	0,12	294,97	0,92	293,15	0,35	293,15	0,08	293,27	1,19	293,15	0,05	293,20	0,04	293,20
8	0,10	293,15	0,08	293,45	0,86	293,15	0,31	293,15	0,05	293,21	1,12	293,15	0,04	293,20	0,03	293,20
9	0,07	293,15	0,05	293,24	0,81	293,15	0,30	293,15	0,04	293,20	1,07	293,15	0,03	293,20	0,03	293,20
10	0,06	293,15	0,05	293,21	0,78	293,15	0,30	293,15	0,04	293,20	1,04	293,15	0,02	293,20	0,03	293,20

Продовження таблиці 2.7.

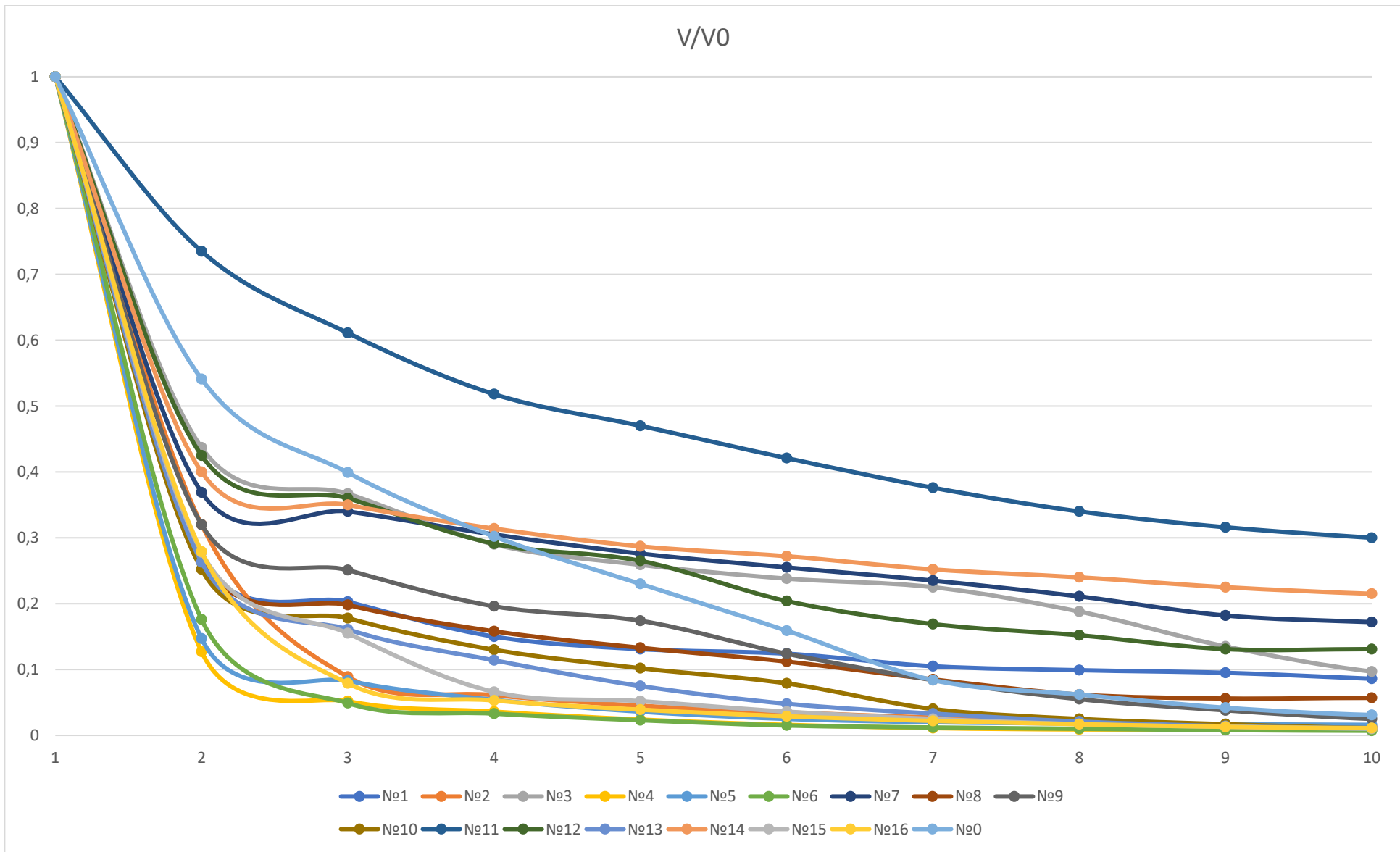
x/d	Дослід №0	
	V	T
0	1,77	303,30
1	0,96	298,21
2	0,71	297,72
3	0,54	297,32
4	0,41	295,71
5	0,28	295,56
6	0,15	294,86
7	0,11	293,52
8	0,07	293,41
9	0,06	293,34
10	0,06	293,30

Таблиця 2.8. Відношення V/V0 в холодний період.

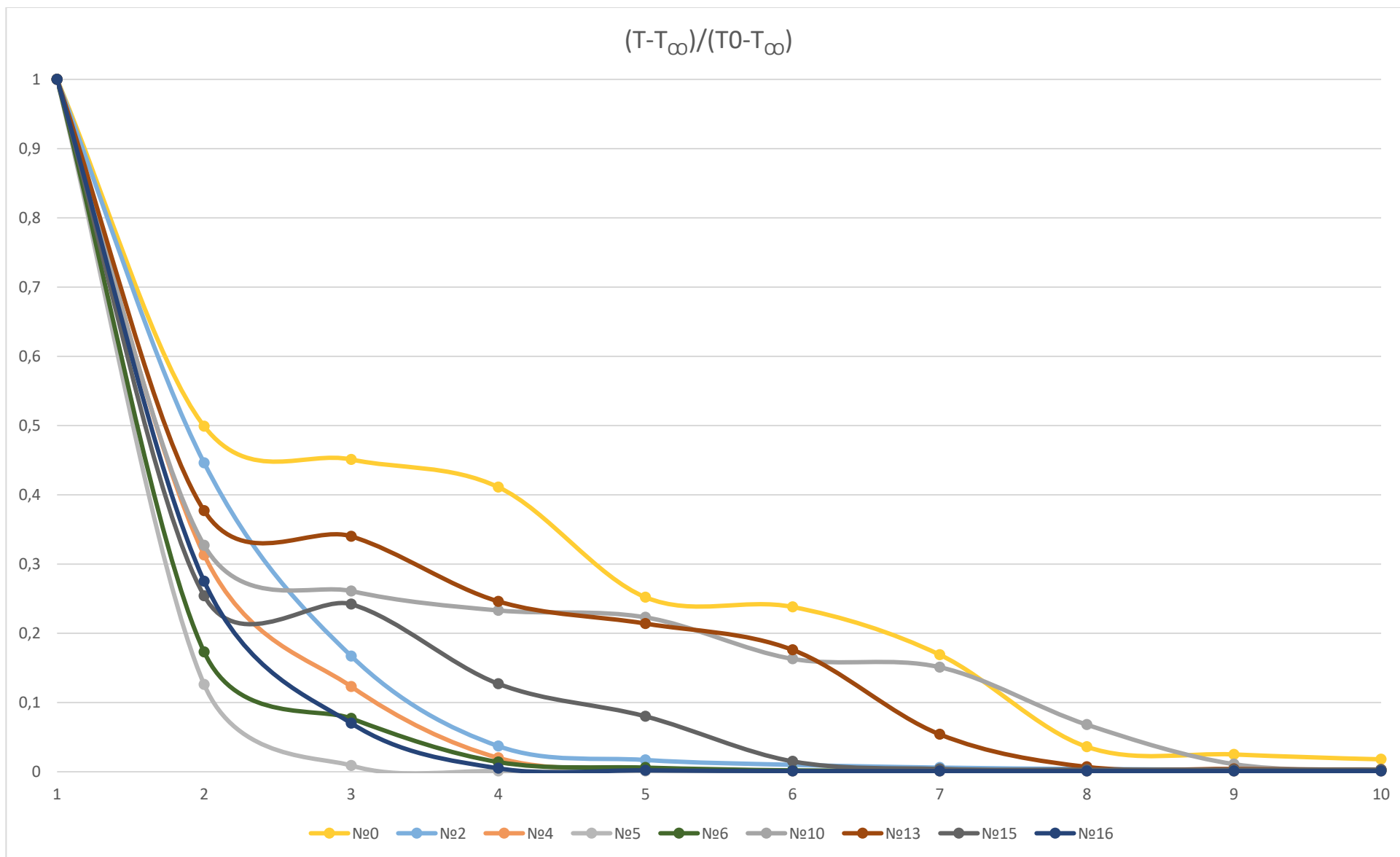
x/d	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15	№16	№0
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1	0,267	0,320	0,437	0,127	0,147	0,176	0,369	0,265	0,320	0,252	0,735	0,425	0,263	0,400	0,278	0,279	0,541
2	0,203	0,089	0,367	0,052	0,083	0,049	0,340	0,198	0,251	0,178	0,611	0,360	0,161	0,350	0,155	0,079	0,399
3	0,150	0,061	0,290	0,036	0,054	0,033	0,305	0,158	0,196	0,130	0,518	0,291	0,114	0,314	0,066	0,053	0,302
4	0,131	0,045	0,259	0,024	0,036	0,023	0,276	0,133	0,174	0,102	0,470	0,265	0,075	0,287	0,052	0,039	0,230
5	0,124	0,035	0,238	0,016	0,025	0,015	0,255	0,112	0,124	0,079	0,421	0,204	0,048	0,272	0,036	0,029	0,159
6	0,105	0,027	0,225	0,011	0,020	0,012	0,235	0,085	0,084	0,040	0,376	0,169	0,033	0,252	0,025	0,022	0,084
7	0,099	0,020	0,188	0,009	0,018	0,010	0,211	0,062	0,055	0,025	0,340	0,152	0,021	0,240	0,017	0,017	0,062
8	0,095	0,015	0,135	0,009	0,017	0,008	0,182	0,056	0,038	0,017	0,316	0,131	0,014	0,225	0,013	0,013	0,042
9	0,086	0,013	0,097	0,008	0,016	0,007	0,172	0,057	0,025	0,011	0,300	0,131	0,011	0,215	0,010	0,011	0,031
10	0,077	0,012	0,084	0,009	0,016	0,007	0,165	0,055	0,021	0,010	0,286	0,130	0,010	0,210	0,009	0,011	0,031

Таблиця 2.9. Відношення (T-T_∞)/(T0-T_∞) в холодний період

x/d	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15	№16	№0
0	-	1,000	-	1,000	1,000	1,000	-	-	-	1,000	-	-	1,000	-	1,000	1,000	1,000
1	-	0,446	-	0,313	0,126	0,173	-	-	-	0,327	-	-	0,377	-	0,254	0,275	0,499
2	-	0,167	-	0,123	0,009	0,077	-	-	-	0,261	-	-	0,340	-	0,242	0,070	0,451
3	-	0,037	-	0,020	0,001	0,014	-	-	-	0,233	-	-	0,246	-	0,127	0,005	0,411
4	-	0,017	-	0,003	0,001	0,006	-	-	-	0,223	-	-	0,214	-	0,080	0,002	0,252
5	-	0,010	-	0,001	0,001	0,002	-	-	-	0,163	-	-	0,176	-	0,015	0,001	0,238
6	-	0,006	-	0,001	0,001	0,002	-	-	-	0,151	-	-	0,054	-	0,004	0,001	0,169
7	-	0,004	-	0,001	0,001	0,002	-	-	-	0,068	-	-	0,007	-	0,003	0,001	0,036
8	-	0,003	-	0,001	0,001	0,002	-	-	-	0,011	-	-	0,004	-	0,003	0,001	0,025
9	-	0,002	-	0,001	0,001	0,002	-	-	-	0,003	-	-	0,003	-	0,003	0,001	0,018
10	-	0,002	-	0,001	0,001	0,002	-	-	-	0,002	-	-	0,003	-	0,003	0,001	0,015



Графік 2.3. Затухання швидкості повітряного потоку в холодний період.



Графік 2.4. Затухання температури повітряного потоку в теплий період.

2.3. Аналіз поведінки струмини.

Розглянемо характерні графіки затухання швидкості та температури для різних співвідношень типорозмірів та чисел Архімеда. З рис.2 а, б видно, що при куті нахилу сопла до перерізу повітророзподільника $\alpha=45^\circ$ і при $\ell/d=3$ шлях настилення струмин короткий, тому темпи затухання швидкості досить плавні. Зі зменшенням куту нахилу сопел ($\alpha=20^\circ$) шлях настилення, а тому і темп затухання, збільшуються.

Зі збільшенням довжини повітророзподільника спостерігається майже однаковий темп затухання швидкості струмини незалежно від куту нахилу сопла (рис.2 в, г), що свідчить про гарну взаємодію струмин.

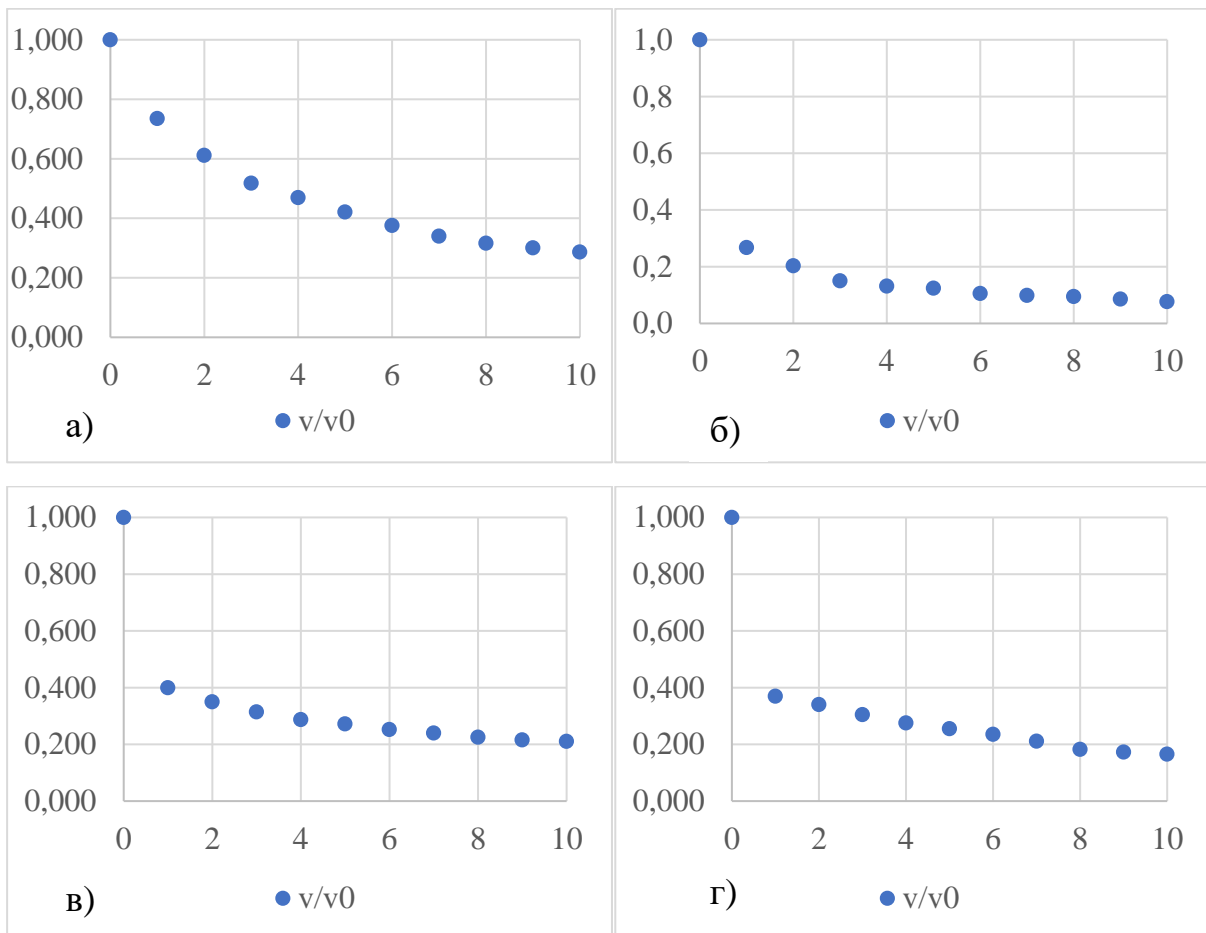


Рис.2.4. Графік затухання швидкості:

- а – $\ell/d=3$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=1$, $Ar_0=0$, $\alpha=45^\circ$;
- б – $\ell/d=3$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=1$, $Ar_0=0$, $\alpha=20^\circ$;
- в – $\ell/d=10$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=1$, $Ar_0=0$, $\alpha=45^\circ$;
- г – $\ell/d=10$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=1$, $Ar_0=0$, $\alpha=20^\circ$

Диск утворює додаткові відривні явища і розрідження за ним, що дозволяє збільшити темп затухання швидкості незалежно від довжини повітророзподільника чи кута нахилу сопла (рис.3). Для довгих повітророзподільників цей ефект помітний лише на значній відстані, а на коротких – практично на всьому шляху розвитку.

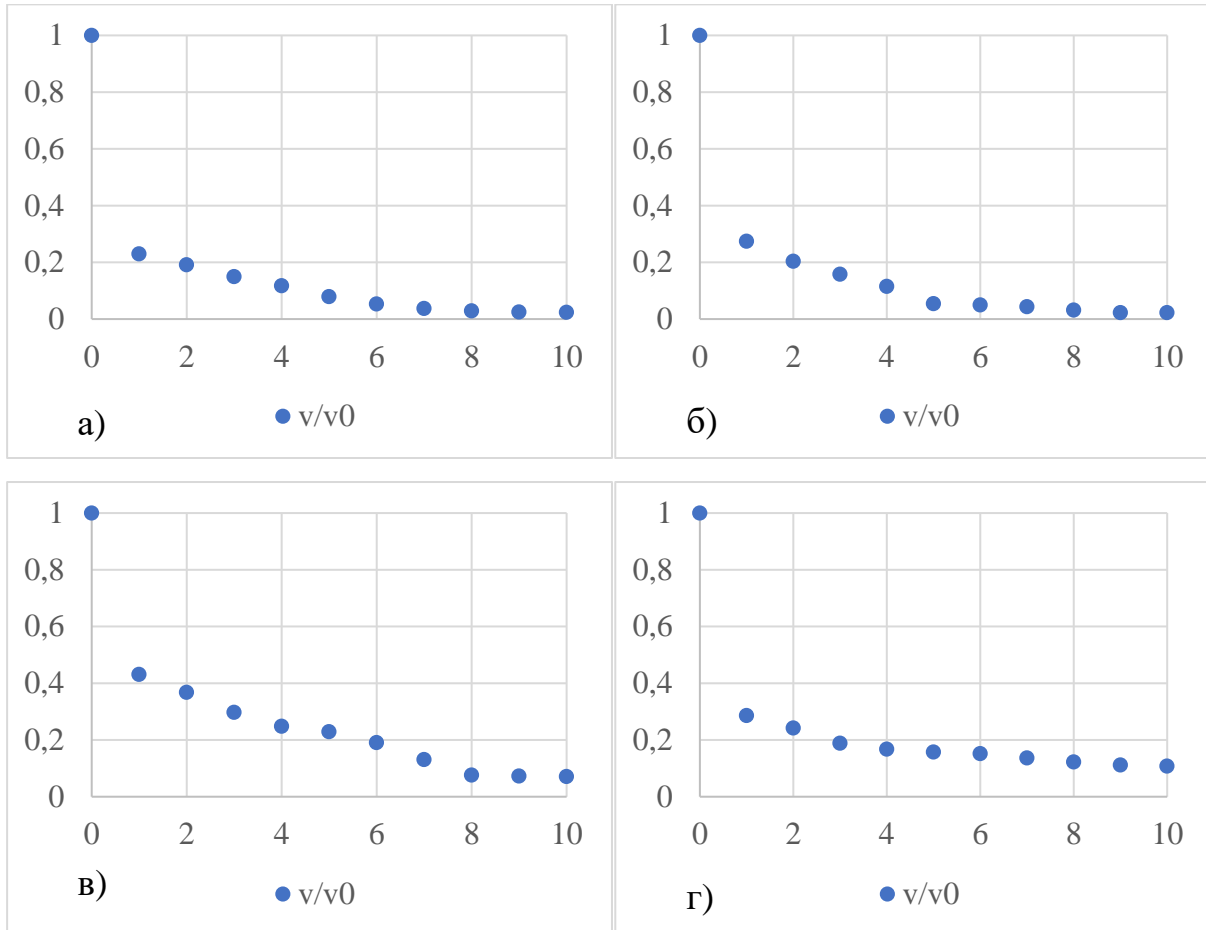


Рис.2.5. Графік затухання швидкості:

а – $\ell/d=3$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=3$, $Ar_0=0$, $\alpha=45^\circ$;

б – $\ell/d=3$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=3$, $Ar_0=0$, $\alpha=20^\circ$;

в – $\ell/d=10$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=3$, $Ar_0=0$, $\alpha=45^\circ$;

г – $\ell/d=10$, $\Sigma\delta/d=0,5$, $D/d=3$, $Ar_0=0$, $\alpha=20^\circ$

Проаналізуємо графіки спадання температури для гарячих струмин при $Ar_0=0,7$ (рис. 4) та холодних струмин при $Ar_0=-0,35$ (рис.5).

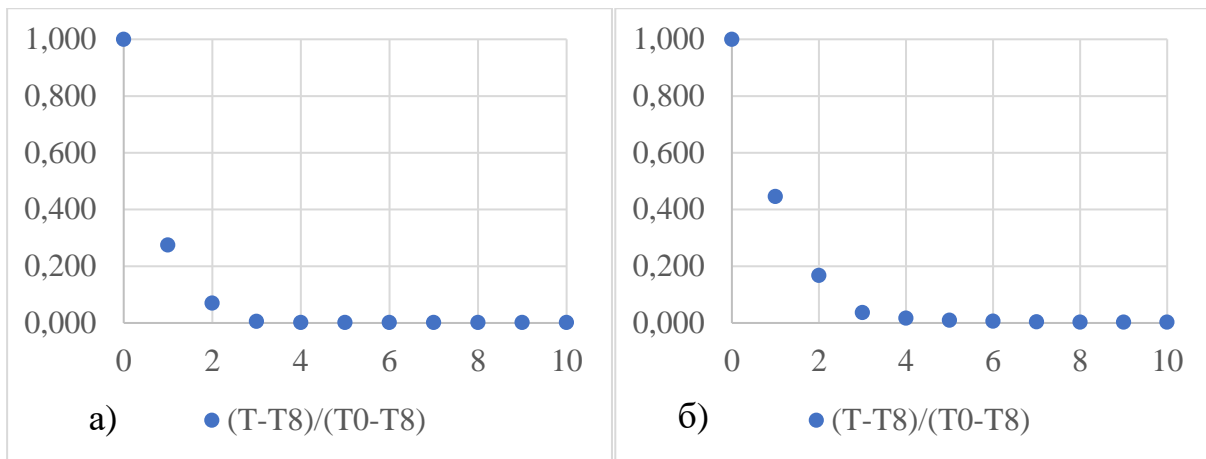


Рис.2.6. Графік затухання температури:

а – $\ell/d=10$, $\Sigma\delta/d=0,63$, $D/d=3$, $Ar_0=0,7$, $\alpha=45^\circ$;

б – $\ell/d=10$, $\Sigma\delta/d=0,63$, $D/d=3$, $Ar_0=0,7$, $\alpha=20^\circ$

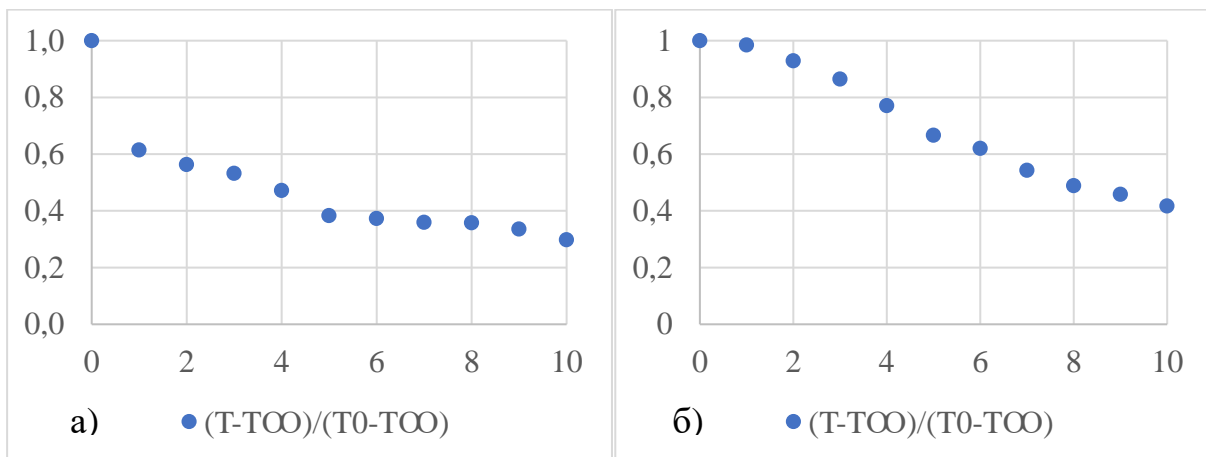


Рис.2.7. Графік затухання температури:

а – $\ell/d=3$, $\Sigma\delta/d=0,63$, $D/d=1$, $Ar_0=-0,35$, $\alpha=20^\circ$;

б – $\ell/d=3$, $\Sigma\delta/d=0,63$, $D/d=1$, $Ar_0=-0,35$, $\alpha=45^\circ$

Для гарячих струмин зі збільшенням кута нахилу сопла до перерізу повітророзподільника темп затухання температури збільшується, а для холодних струмин зменшується.

На рис. 2.8 показані розповсюдження і поведінка струмин для декількох моделей в результаті симуляції в SolidWorks Flow Simulation.

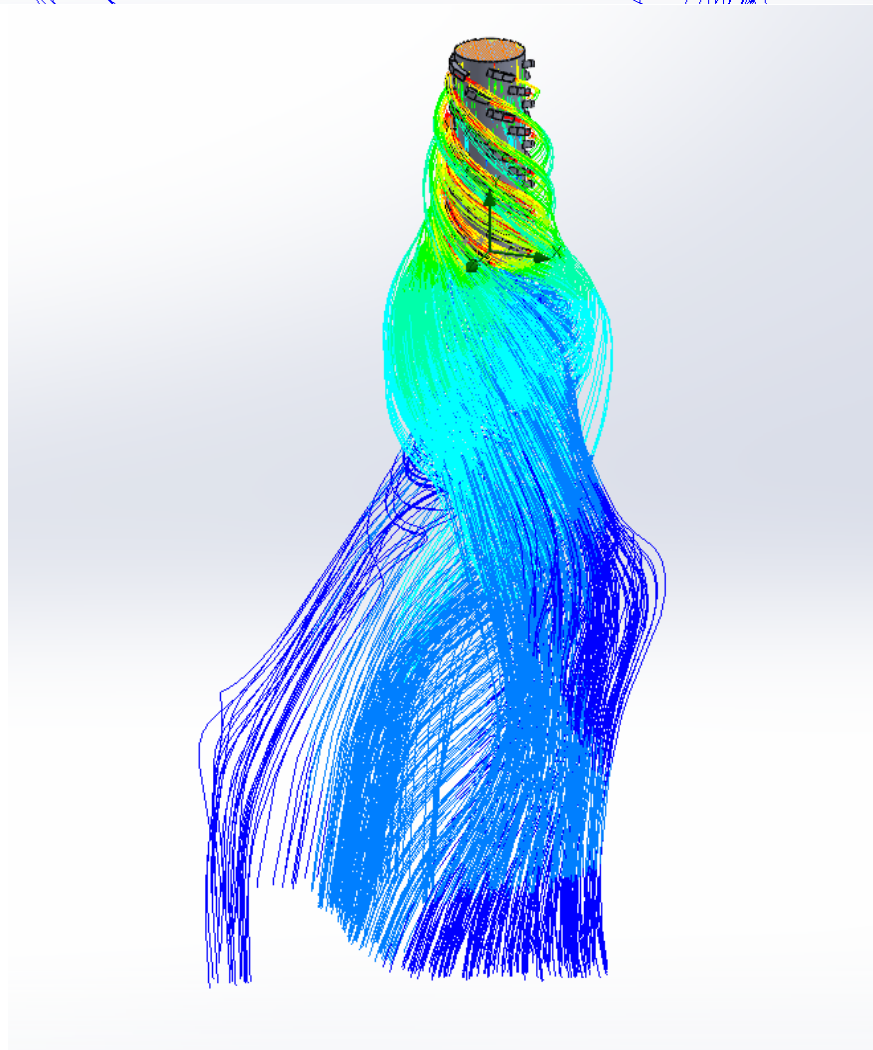
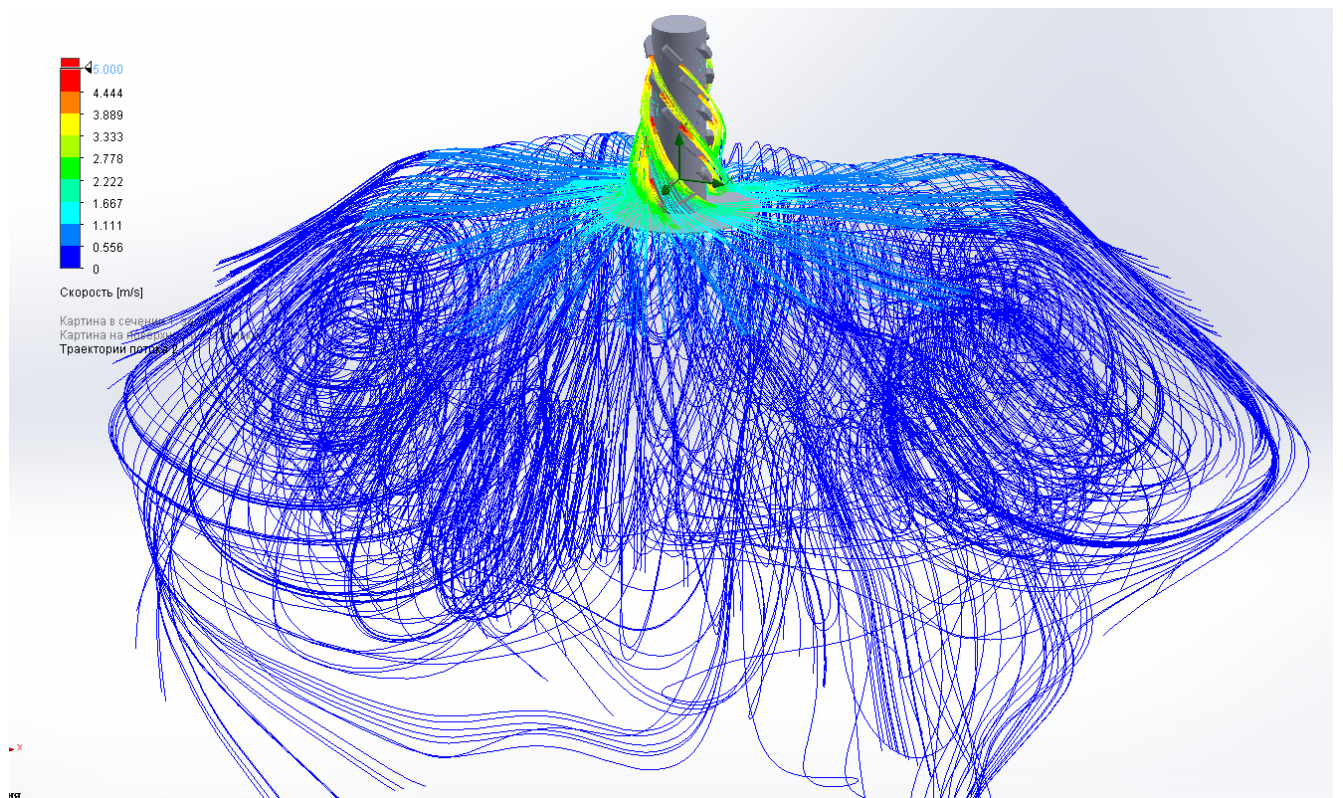


Рис 2.8. Симуляція в SolidWorks Flow Simulation.

2.4. Апроксимація даних.

Проведемо апроксимацію даних. Для опису поведінки затухання швидкості було прийняте рівняння:

$$\frac{v}{v_0} = \frac{a_0}{\left(\frac{x}{D} + a_1\right)^{a_2}}$$

Знайдемо коефіцієнти a_0, a_1, a_2 . Занесемо їх в таблицю.

Таблиця 2.10. Коефіцієнти a_0, a_1, a_2 .

	Теплий період			Холодний період		
	a_0	a_1	a_2	a_0	a_1	a_2
1	0,457	-	0,307	0,279	-	0,525
2	0,3	-	0,383	0,11	-0,74	0,767
3	0,443	-	0,291	0,456	-	0,3775
4	0,227	-	0,484	0,137	-	1,284
5	0,441	-	0,393	13,774	3,832	2,891
6	0,245	-	0,469	0,153	0,015	1,375
7	0,372	-	0,202	0,3856	-	0,244
8	0,404	-	0,302	0,274	-	0,5345
9	0,374	-	0,208	2,31159	3,0115	1,369
10	0,278	-	0,572	0,2716	-	0,723
11	0,814	-	0,325	0,756	-	0,347
12	0,429	-	0,317	0,459	-	0,457
13	0,273	-	0,497	5,67199	2,66659	2,30146
14	0,429	-	0,194	0,41	-	0,2385
15	0,293	-	0,628	1,518	1,092	2,14
16	0,456	-	0,4	0,105	-0,6698	0,851
0	0,416	-	0,22	5,9	3,2	1,828

Таблиця 2.11. Коефіцієнт a_0 для режиму охолодження.

Модель	a_0	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_1x_5	x_2x_3	x_2x_4
№1	0,457	0,457	-0,457	-0,457	-0,457	-0,457	-0,457	0,457	0,457	0,457	0,457	0,457	0,457
№2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	-0,3	0,3	0,3	0,3	-0,3	0,3	0,3
№3	0,443	0,443	0,443	0,443	0,443	-0,443	0,443	0,443	0,443	-0,443	0,443	0,443	-0,443
№4	0,227	0,227	0,227	0,227	-0,227	0,227	0,227	0,227	-0,227	0,227	0,227	-0,227	0,227
№5	0,441	0,441	0,441	-0,441	0,441	0,441	0,441	-0,441	0,441	0,441	0,441	-0,441	-0,441
№6	0,245	0,245	-0,245	0,245	0,245	0,245	0,245	-0,245	-0,245	-0,245	-0,245	0,245	0,245
№7	0,372	0,372	0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	0,372	0,372
№8	0,404	0,404	-0,404	0,404	-0,404	-0,404	-0,404	-0,404	0,404	0,404	0,404	-0,404	-0,404
№9	0,374	0,374	-0,374	-0,374	0,374	-0,374	-0,374	0,374	-0,374	0,374	0,374	-0,374	0,374
№10	0,278	0,278	-0,278	-0,278	-0,278	0,278	-0,278	0,278	0,278	-0,278	0,278	0,278	-0,278
№11	0,814	0,814	-0,814	-0,814	-0,814	-0,814	0,814	0,814	0,814	0,814	-0,814	0,814	0,814
№12	0,429	0,429	0,429	-0,429	0,429	-0,429	0,429	-0,429	0,429	-0,429	0,429	-0,429	0,429
№13	0,273	0,273	-0,273	0,273	-0,273	0,273	-0,273	-0,273	0,273	-0,273	0,273	-0,273	0,273
№14	0,429	0,429	0,429	-0,429	-0,429	-0,429	0,429	-0,429	-0,429	-0,429	0,429	0,429	0,429
№15	0,293	0,293	-0,293	0,293	0,293	0,293	-0,293	-0,293	-0,293	-0,293	0,293	0,293	0,293
№16	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456
№0	0,416	0,390	-0,003	-0,060	-0,017	-0,076	0,046	0,029	0,147	0,044	0,173	0,121	0,194

Продовження таблиці 2.11.

X ₂ X ₅	X ₃ X ₄	X ₃ X ₅	X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₄	X ₁ X ₂ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄	X ₁ X ₃ X ₅	X ₁ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄
0,457	0,457	0,457	0,457	-0,457	-0,457	-0,457	-0,457	-0,457	-0,457	-0,457
-0,3	0,3	-0,3	-0,3	0,3	0,3	-0,3	0,3	-0,3	-0,3	0,3
0,443	-0,443	0,443	-0,443	0,443	-0,443	0,443	-0,443	0,443	-0,443	-0,443
0,227	-0,227	-0,227	0,227	-0,227	0,227	0,227	-0,227	-0,227	0,227	-0,227
-0,441	0,441	0,441	0,441	-0,441	-0,441	-0,441	0,441	0,441	0,441	-0,441
0,245	0,245	0,245	0,245	-0,245	-0,245	-0,245	-0,245	-0,245	-0,245	0,245
0,372	0,372	0,372	0,372	0,372	0,372	0,372	0,372	0,372	0,372	-0,372
-0,404	0,404	0,404	0,404	0,404	0,404	0,404	-0,404	-0,404	-0,404	0,404
0,374	-0,374	-0,374	0,374	0,374	-0,374	-0,374	0,374	0,374	-0,374	0,374
0,278	-0,278	0,278	-0,278	-0,278	0,278	-0,278	0,278	-0,278	0,278	0,278
-0,814	0,814	-0,814	-0,814	-0,814	-0,814	0,814	-0,814	0,814	0,814	-0,814
-0,429	-0,429	0,429	-0,429	-0,429	0,429	-0,429	-0,429	0,429	-0,429	0,429
-0,273	-0,273	0,273	-0,273	0,273	-0,273	0,273	0,273	-0,273	0,273	-0,273
-0,429	0,429	-0,429	-0,429	0,429	0,429	-0,429	0,429	-0,429	-0,429	-0,429
-0,293	0,293	-0,293	-0,293	-0,293	-0,293	0,293	-0,293	0,293	0,293	0,293
0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456
-0,033	0,137	0,085	-0,018	-0,008	-0,028	0,021	-0,024	0,063	0,005	-0,042

Продовження таблиці 2.11.

X ₂ X ₃ X ₅	X ₂ X ₄ X ₅	X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄	X ₁ X ₂ X ₃ X ₅	X ₁ X ₂ X ₄ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄ X ₅
-0,457	-0,457	-0,457	0,457	0,457	0,457	0,457	0,457	-0,457
-0,3	-0,3	-0,3	0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3
0,443	-0,443	-0,443	-0,443	0,443	-0,443	-0,443	-0,443	-0,443
-0,227	0,227	-0,227	-0,227	-0,227	0,227	-0,227	-0,227	-0,227
-0,441	-0,441	0,441	-0,441	-0,441	-0,441	0,441	-0,441	-0,441
0,245	0,245	0,245	-0,245	-0,245	-0,245	-0,245	0,245	-0,245
-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	-0,372	0,372	0,372
0,404	0,404	-0,404	-0,404	-0,404	-0,404	0,404	-0,404	0,404
0,374	-0,374	0,374	-0,374	-0,374	0,374	-0,374	-0,374	0,374
-0,278	0,278	0,278	-0,278	0,278	-0,278	-0,278	-0,278	0,278
0,814	0,814	0,814	0,814	-0,814	-0,814	-0,814	-0,814	0,814
-0,429	0,429	-0,429	0,429	-0,429	0,429	-0,429	0,429	0,429
0,273	-0,273	0,273	0,273	-0,273	0,273	-0,273	0,273	-0,273
0,429	0,429	0,429	-0,429	0,429	0,429	0,429	-0,429	-0,429
-0,293	-0,293	-0,293	-0,293	0,293	0,293	0,293	-0,293	0,293
0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456
0,040	0,021	0,024	-0,049	-0,095	-0,022	-0,080	-0,111	0,038

Таблиця 2.12. Коефіцієнт a_2 для режиму охолодження.

Модель	a_2	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_1x_5	x_2x_3	x_2x_4
№1	0,307	0,307	-0,307	-0,307	-0,307	-0,307	-0,307	0,307	0,307	0,307	0,307	0,307	0,307
№2	0,383	0,383	0,383	0,383	0,383	0,383	-0,383	0,383	0,383	0,383	-0,383	0,383	0,383
№3	0,291	0,291	0,291	0,291	0,291	-0,291	0,291	0,291	0,291	-0,291	0,291	0,291	-0,291
№4	0,484	0,484	0,484	0,484	-0,484	0,484	0,484	0,484	-0,484	0,484	0,484	-0,484	0,484
№5	0,393	0,393	0,393	-0,393	0,393	0,393	0,393	-0,393	0,393	0,393	0,393	-0,393	-0,393
№6	0,469	0,469	-0,469	0,469	0,469	0,469	0,469	-0,469	-0,469	-0,469	-0,469	0,469	0,469
№7	0,202	0,202	0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	0,202	0,202
№8	0,302	0,302	-0,302	0,302	-0,302	-0,302	-0,302	-0,302	0,302	0,302	0,302	-0,302	-0,302
№9	0,208	0,208	-0,208	-0,208	0,208	-0,208	-0,208	0,208	-0,208	0,208	0,208	-0,208	0,208
№10	0,572	0,572	-0,572	-0,572	-0,572	0,572	-0,572	0,572	0,572	-0,572	0,572	0,572	-0,572
№11	0,325	0,325	-0,325	-0,325	-0,325	-0,325	0,325	0,325	0,325	0,325	-0,325	0,325	0,325
№12	0,317	0,317	0,317	-0,317	0,317	-0,317	0,317	-0,317	0,317	-0,317	0,317	-0,317	0,317
№13	0,497	0,497	-0,497	0,497	-0,497	0,497	-0,497	-0,497	0,497	-0,497	0,497	-0,497	0,497
№14	0,194	0,194	0,194	-0,194	-0,194	-0,194	0,194	-0,194	-0,194	-0,194	0,194	0,194	0,194
№15	0,628	0,628	-0,628	0,628	0,628	0,628	-0,628	-0,628	-0,628	-0,628	0,628	0,628	0,628
№16	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
№0	0,22	0,373	-0,040	0,059	0,013	0,105	-0,014	-0,002	0,100	-0,023	0,201	0,098	0,179

Продовження таблиці 2.12.

X ₂ X ₅	X ₃ X ₄	X ₃ X ₅	X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₄	X ₁ X ₂ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄	X ₁ X ₃ X ₅	X ₁ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄
0,307	0,307	0,307	0,307	-0,307	-0,307	-0,307	-0,307	-0,307	-0,307	-0,307
-0,383	0,383	-0,383	-0,383	0,383	0,383	-0,383	0,383	-0,383	-0,383	0,383
0,291	-0,291	0,291	-0,291	0,291	-0,291	0,291	-0,291	0,291	-0,291	-0,291
0,484	-0,484	-0,484	0,484	-0,484	0,484	0,484	-0,484	-0,484	0,484	-0,484
-0,393	0,393	0,393	0,393	-0,393	-0,393	-0,393	0,393	0,393	0,393	-0,393
0,469	0,469	0,469	0,469	-0,469	-0,469	-0,469	-0,469	-0,469	-0,469	0,469
0,202	0,202	0,202	0,202	0,202	0,202	0,202	0,202	0,202	0,202	-0,202
-0,302	0,302	0,302	0,302	0,302	0,302	0,302	-0,302	-0,302	-0,302	0,302
0,208	-0,208	-0,208	0,208	0,208	-0,208	-0,208	0,208	0,208	-0,208	0,208
0,572	-0,572	0,572	-0,572	-0,572	0,572	-0,572	0,572	-0,572	0,572	0,572
-0,325	0,325	-0,325	-0,325	-0,325	-0,325	0,325	-0,325	0,325	0,325	-0,325
-0,317	-0,317	0,317	-0,317	-0,317	0,317	-0,317	-0,317	0,317	-0,317	0,317
-0,497	-0,497	0,497	-0,497	0,497	-0,497	0,497	0,497	-0,497	0,497	-0,497
-0,194	0,194	-0,194	-0,194	0,194	0,194	-0,194	0,194	-0,194	-0,194	-0,194
-0,628	0,628	-0,628	-0,628	-0,628	-0,628	0,628	-0,628	0,628	0,628	0,628
0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
-0,007	0,077	0,096	-0,028	-0,064	-0,017	0,018	-0,017	-0,028	0,064	0,037

Продовження таблиці 2.12.

X ₂ X ₃ X ₅	X ₂ X ₄ X ₅	X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄	X ₁ X ₂ X ₃ X ₅	X ₁ X ₂ X ₄ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄ X ₅
-0,307	-0,307	-0,307	0,307	0,307	0,307	0,307	0,307	-0,307
-0,383	-0,383	-0,383	0,383	-0,383	-0,383	-0,383	-0,383	-0,383
0,291	-0,291	-0,291	-0,291	0,291	-0,291	-0,291	-0,291	-0,291
-0,484	0,484	-0,484	-0,484	-0,484	0,484	-0,484	-0,484	-0,484
-0,393	-0,393	0,393	-0,393	-0,393	-0,393	0,393	-0,393	-0,393
0,469	0,469	0,469	-0,469	-0,469	-0,469	-0,469	0,469	-0,469
-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	-0,202	0,202	0,202
0,302	0,302	-0,302	-0,302	-0,302	-0,302	0,302	-0,302	0,302
0,208	-0,208	0,208	-0,208	-0,208	0,208	-0,208	-0,208	0,208
-0,572	0,572	0,572	-0,572	0,572	-0,572	-0,572	-0,572	0,572
0,325	0,325	0,325	0,325	-0,325	-0,325	-0,325	-0,325	0,325
-0,317	0,317	-0,317	0,317	-0,317	0,317	-0,317	0,317	0,317
0,497	-0,497	0,497	0,497	-0,497	0,497	-0,497	0,497	-0,497
0,194	0,194	0,194	-0,194	0,194	0,194	0,194	-0,194	-0,194
-0,628	-0,628	-0,628	-0,628	0,628	0,628	0,628	-0,628	0,628
0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
-0,038	0,010	0,009	-0,095	-0,074	0,006	-0,095	-0,099	-0,004

Таблиця 2.13. Коефіцієнт a_0 для режиму опалення.

Модель	a_0	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_1x_5	x_2x_3	x_2x_4
№1	0,279	0,279	-0,279	-0,279	-0,279	-0,279	-0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279
№2	0,1035	0,1035	0,1035	0,1035	0,1035	0,1035	-0,104	0,1035	0,1035	0,1035	-0,104	0,1035	0,1035
№3	0,456	0,456	0,456	0,456	0,456	-0,456	0,456	0,456	0,456	-0,456	0,456	0,456	-0,456
№4	0,137	0,137	0,137	0,137	-0,137	0,137	0,137	0,137	-0,137	0,137	0,137	-0,137	0,137
№5	0,157	0,157	0,157	-0,157	0,157	0,157	0,157	-0,157	0,157	0,157	0,157	-0,157	-0,157
№6	0,164	0,164	-0,164	0,164	0,164	0,164	0,164	-0,164	-0,164	-0,164	-0,164	0,164	0,164
№7	0,3856	0,3856	0,3856	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	0,3856	0,3856
№8	0,274	0,274	-0,274	0,274	-0,274	-0,274	-0,274	-0,274	0,274	0,274	0,274	-0,274	-0,274
№9	0,33	0,33	-0,33	-0,33	0,33	-0,33	-0,33	0,33	-0,33	0,33	0,33	-0,33	0,33
№10	0,2716	0,2716	-0,272	-0,272	-0,272	0,2716	-0,272	0,2716	0,2716	-0,272	0,2716	0,2716	-0,272
№11	0,756	0,756	-0,756	-0,756	-0,756	-0,756	0,756	0,756	0,756	0,756	-0,756	0,756	0,756
№12	0,459	0,459	0,459	-0,459	0,459	-0,459	0,459	-0,459	0,459	-0,459	0,459	-0,459	0,459
№13	0,284	0,284	-0,284	0,284	-0,284	0,284	-0,284	-0,284	0,284	-0,284	0,284	-0,284	0,284
№14	0,41	0,41	0,41	-0,41	-0,41	-0,41	0,41	-0,41	-0,41	-0,41	0,41	0,41	0,41
№15	2,38	2,38	-2,38	2,38	2,38	2,38	-2,38	-2,38	-2,38	-2,38	2,38	2,38	2,38
№16	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093
№0	0,426	0,4337	-0,159	0,053	0,084	0,015	-0,105	-0,13	-0,042	-0,168	0,258	0,229	0,289

Продовження таблиці 2.13.

X ₂ X ₅	X ₃ X ₄	X ₃ X ₅	X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₄	X ₁ X ₂ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄	X ₁ X ₃ X ₅	X ₁ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄
0,279	0,279	0,279	0,279	-0,279	-0,279	-0,279	-0,279	-0,279	-0,279	-0,279
-0,104	0,1035	-0,104	-0,104	0,1035	0,1035	-0,104	0,1035	-0,104	-0,104	0,1035
0,456	-0,456	0,456	-0,456	0,456	-0,456	0,456	-0,456	0,456	-0,456	-0,456
0,137	-0,137	-0,137	0,137	-0,137	0,137	0,137	-0,137	-0,137	0,137	-0,137
-0,157	0,157	0,157	0,157	-0,157	-0,157	-0,157	0,157	0,157	0,157	-0,157
0,164	0,164	0,164	0,164	-0,164	-0,164	-0,164	-0,164	-0,164	-0,164	0,164
0,3856	0,3856	0,3856	0,3856	0,3856	0,3856	0,3856	0,3856	0,3856	0,3856	-0,386
-0,274	0,274	0,274	0,274	0,274	0,274	0,274	-0,274	-0,274	-0,274	0,274
0,33	-0,33	-0,33	0,33	0,33	-0,33	-0,33	0,33	0,33	-0,33	0,33
0,2716	-0,272	0,2716	-0,272	-0,272	0,2716	-0,272	0,2716	-0,272	0,2716	0,2716
-0,756	0,756	-0,756	-0,756	-0,756	-0,756	0,756	-0,756	0,756	0,756	-0,756
-0,459	-0,459	0,459	-0,459	-0,459	0,459	-0,459	-0,459	0,459	-0,459	0,459
-0,284	-0,284	0,284	-0,284	0,284	-0,284	0,284	0,284	-0,284	0,284	-0,284
-0,41	0,41	-0,41	-0,41	0,41	0,41	-0,41	0,41	-0,41	-0,41	-0,41
-2,38	2,38	-2,38	-2,38	-2,38	-2,38	2,38	-2,38	2,38	2,38	2,38
0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093
-0,169	0,192	-0,081	-0,206	-0,142	-0,167	0,162	-0,179	0,193	0,124	0,076

Продовження таблиці 2.13.

X ₂ X ₃ X ₅	X ₂ X ₄ X ₅	X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄	X ₁ X ₂ X ₃ X ₅	X ₁ X ₂ X ₄ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄ X ₅
-0,279	-0,279	-0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	-0,279
-0,104	-0,104	-0,104	0,1035	-0,104	-0,104	-0,104	-0,104	-0,104
0,456	-0,456	-0,456	-0,456	0,456	-0,456	-0,456	-0,456	-0,456
-0,137	0,137	-0,137	-0,137	-0,137	0,137	-0,137	-0,137	-0,137
-0,157	-0,157	0,157	-0,157	-0,157	-0,157	0,157	-0,157	-0,157
0,164	0,164	0,164	-0,164	-0,164	-0,164	-0,164	0,164	-0,164
-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	-0,386	0,3856	0,3856
0,274	0,274	-0,274	-0,274	-0,274	-0,274	0,274	-0,274	0,274
0,33	-0,33	0,33	-0,33	-0,33	0,33	-0,33	-0,33	0,33
-0,272	0,2716	0,2716	-0,272	0,2716	-0,272	-0,272	-0,272	0,2716
0,756	0,756	0,756	0,756	-0,756	-0,756	-0,756	-0,756	0,756
-0,459	0,459	-0,459	0,459	-0,459	0,459	-0,459	0,459	0,459
0,284	-0,284	0,284	0,284	-0,284	0,284	-0,284	0,284	-0,284
0,41	0,41	0,41	-0,41	0,41	0,41	0,41	-0,41	-0,41
-2,38	-2,38	-2,38	-2,38	2,38	2,38	2,38	-2,38	2,38
0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093	0,093
-0,088	-0,113	-0,126	-0,187	0,052	0,113	0,015	-0,226	0,185

Таблиця 2.14. Коефіцієнт a_1 для режиму опалення.

Модель	a_1	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_1x_5	x_2x_3	x_2x_4
№1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№2	-0,74	-0,74	-0,74	-0,74	-0,74	-0,74	0,74	-0,74	-0,74	-0,74	0,74	-0,74	-0,74
№3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№5	3,832	3,832	3,832	-3,832	3,832	3,832	3,832	-3,832	3,832	3,832	3,832	-3,832	-3,832
№6	0,015	0,015	-0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	0,015	0,015
№7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№9	3,0115	3,0115	-3,012	-3,012	3,0115	-3,012	-3,012	3,0115	-3,012	3,0115	3,0115	-3,012	3,0115
№10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№13	2,6666	2,66659	-2,667	2,6666	-2,667	2,6666	-2,667	-2,667	2,6666	-2,667	2,6666	-2,667	2,6666
№14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
№15	1,092	1,092	-1,092	1,092	1,092	1,092	-1,092	-1,092	-1,092	-1,092	1,092	1,092	1,092
№16	-0,67	-0,6698	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67
№0	3,2	1,3153	-0,623	-0,64	0,553	0,455	-0,408	-0,858	0,139	0,237	1,522	-1,402	0,22

Продовження таблиці 2.14.

X ₂ X ₅	X ₃ X ₄	X ₃ X ₅	X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₄	X ₁ X ₂ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄	X ₁ X ₃ X ₅	X ₁ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,74	-0,74	0,74	0,74	-0,74	-0,74	0,74	-0,74	0,74	0,74	-0,74
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-3,832	3,832	3,832	3,832	-3,832	-3,832	-3,832	3,832	3,832	3,832	-3,832
0,015	0,015	0,015	0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	0,015
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3,0115	-3,012	-3,012	3,0115	3,0115	-3,012	-3,012	3,0115	3,0115	-3,012	3,0115
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-2,667	-2,667	2,6666	-2,667	2,6666	-2,667	2,6666	2,6666	-2,667	2,6666	-2,667
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-1,092	1,092	-1,092	-1,092	-1,092	-1,092	1,092	-1,092	1,092	1,092	1,092
-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67
-0,642	-0,307	0,354	0,453	-0,096	-1,718	-0,433	0,999	0,761	0,662	-0,541

Продовження таблиці 2.14.

X ₂ X ₃ X ₅	X ₂ X ₄ X ₅	X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄	X ₁ X ₂ X ₃ X ₅	X ₁ X ₂ X ₄ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄ X ₅
-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,74	0,74	0,74	-0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-3,832	-3,832	3,832	-3,832	-3,832	-3,832	3,832	-3,832	-3,832
0,015	0,015	0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	0,015	-0,015
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-
3,0115	-3,012	3,0115	-3,012	-3,012	3,0115	-3,012	-3,012	3,0115
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-
2,6666	-2,667	2,6666	2,6666	-2,667	2,6666	-2,667	2,6666	-2,667
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-1,092	-1,092	-1,092	-1,092	1,092	1,092	1,092	-1,092	1,092
-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67	-0,67
0,12	-1,502	1,215	-0,956	-1,195	0,428	-0,1	-0,741	-0,334

Таблиця 2.15. Коефіцієнт a_2 для режиму опалення.

Модель	a_2	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_1x_5	x_2x_3	x_2x_4
№1	0,525	0,525	-0,525	-0,525	-0,525	-0,525	-0,525	0,525	0,525	0,525	0,525	0,525	0,525
№2	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	-0,7	0,7	0,7	0,7	-0,7	0,7	0,7
№3	0,3775	0,3775	0,3775	0,3775	0,3775	-0,378	0,3775	0,3775	0,3775	-0,378	0,3775	0,3775	-0,378
№4	1,284	1,284	1,284	1,284	-1,284	1,284	1,284	1,284	-1,284	1,284	1,284	-1,284	1,284
№5	1,015	1,015	1,015	-1,015	1,015	1,015	1,015	-1,015	1,015	1,015	1,015	-1,015	-1,015
№6	1,585	1,585	-1,585	1,585	1,585	1,585	1,585	-1,585	-1,585	-1,585	-1,585	1,585	1,585
№7	0,244	0,244	0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	0,244	0,244
№8	0,5345	0,5345	-0,535	0,5345	-0,535	-0,535	-0,535	-0,535	0,5345	0,5345	0,5345	-0,535	-0,535
№9	0,445	0,445	-0,445	-0,445	0,445	-0,445	-0,445	0,445	-0,445	0,445	0,445	-0,445	0,445
№10	0,723	0,723	-0,723	-0,723	-0,723	0,723	-0,723	0,723	0,723	-0,723	0,723	0,723	-0,723
№11	0,347	0,347	-0,347	-0,347	-0,347	-0,347	0,347	0,347	0,347	0,347	0,347	-0,347	0,347
№12	0,457	0,457	0,457	-0,457	0,457	-0,457	0,457	-0,457	0,457	-0,457	0,457	-0,457	0,457
№13	0,9	0,9	-0,9	0,9	-0,9	0,9	-0,9	-0,9	0,9	-0,9	0,9	-0,9	0,9
№14	0,2385	0,2385	0,2385	-0,239	-0,239	-0,239	0,2385	-0,239	-0,239	-0,239	0,2385	0,2385	0,2385
№15	2,35	2,35	-2,35	2,35	2,35	2,35	-2,35	-2,35	-2,35	-2,35	2,35	2,35	2,35
№16	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
№0	0,617	0,6737	-0,15	0,141	0,034	0,251	0,131	0,011	0,168	0,07	0,29	0,056	0,32

Продовження таблиці 2.15.

X ₂ X ₅	X ₃ X ₄	X ₃ X ₅	X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₄	X ₁ X ₂ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄	X ₁ X ₃ X ₅	X ₁ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄
0,525	0,525	0,525	0,525	-0,525	-0,525	-0,525	-0,525	-0,525	-0,525	-0,525
-0,7	0,7	-0,7	-0,7	0,7	0,7	-0,7	0,7	-0,7	-0,7	0,7
0,3775	-0,378	0,3775	-0,378	0,3775	-0,378	0,3775	-0,378	0,3775	-0,378	-0,378
1,284	-1,284	-1,284	1,284	-1,284	1,284	1,284	-1,284	-1,284	1,284	-1,284
-1,015	1,015	1,015	1,015	-1,015	-1,015	-1,015	1,015	1,015	1,015	-1,015
1,585	1,585	1,585	1,585	-1,585	-1,585	-1,585	-1,585	-1,585	-1,585	1,585
0,244	0,244	0,244	0,244	0,244	0,244	0,244	0,244	0,244	0,244	-0,244
-0,535	0,5345	0,5345	0,5345	0,5345	0,5345	0,5345	-0,535	-0,535	-0,535	0,5345
0,445	-0,445	-0,445	0,445	0,445	-0,445	-0,445	0,445	0,445	-0,445	0,445
0,723	-0,723	0,723	-0,723	-0,723	0,723	-0,723	0,723	-0,723	0,723	0,723
-0,347	0,347	-0,347	-0,347	-0,347	-0,347	0,347	-0,347	0,347	0,347	-0,347
-0,457	-0,457	0,457	-0,457	-0,457	0,457	-0,457	-0,457	0,457	-0,457	0,457
-0,9	-0,9	0,9	-0,9	0,9	-0,9	0,9	0,9	-0,9	0,9	-0,9
-0,239	0,2385	-0,239	-0,239	0,2385	0,2385	-0,239	0,2385	-0,239	-0,239	-0,239
-2,35	2,35	-2,35	-2,35	-2,35	-2,35	2,35	-2,35	2,35	2,35	2,35
0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
0,115	0,116	0,272	0,175	-0,118	-0,019	-0,085	-0,008	-0,192	0,025	0,016

Продовження таблиці 2.15.

X ₂ X ₃ X ₅	X ₂ X ₄ X ₅	X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄	X ₁ X ₂ X ₃ X ₅	X ₁ X ₂ X ₄ X ₅	X ₁ X ₃ X ₄ X ₅	X ₂ X ₃ X ₄ X ₅	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄ X ₅
-0,525	-0,525	-0,525	0,525	0,525	0,525	0,525	0,525	-0,525
-0,7	-0,7	-0,7	0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7
0,3775	-0,378	-0,378	-0,378	0,3775	-0,378	-0,378	-0,378	-0,378
-1,284	1,284	-1,284	-1,284	-1,284	1,284	-1,284	-1,284	-1,284
-1,015	-1,015	1,015	-1,015	-1,015	-1,015	1,015	-1,015	-1,015
1,585	1,585	1,585	-1,585	-1,585	-1,585	-1,585	1,585	-1,585
-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	-0,244	0,244	0,244
0,5345	0,5345	-0,535	-0,535	-0,535	-0,535	0,5345	-0,535	0,5345
0,445	-0,445	0,445	-0,445	-0,445	0,445	-0,445	-0,445	0,445
-0,723	0,723	0,723	-0,723	0,723	-0,723	-0,723	-0,723	0,723
0,347	0,347	0,347	0,347	-0,347	-0,347	-0,347	-0,347	0,347
-0,457	0,457	-0,457	0,457	-0,457	0,457	-0,457	0,457	0,457
0,9	-0,9	0,9	0,9	-0,9	0,9	-0,9	0,9	-0,9
0,2385	0,2385	0,2385	-0,239	0,2385	0,2385	0,2385	-0,239	-0,239
-2,35	-2,35	-2,35	-2,35	2,35	2,35	2,35	-2,35	2,35
0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
0,014	0,113	0,124	-0,186	-0,328	-0,063	-0,268	-0,082	-0,21

**РОЗДІЛ 3. Опалення та вентиляція котеджу з
зимовим садом у селі Крюковщина Київської
області.**

3.1. Характеристика об'єкту будівництва та географічний пункт будівництва

Об'єктом проектування є двоповерховий будинок розташований у селі Крюковщина Київської області.

Географічна широта: 50° 24'

Барометричний тиск: 101,08 кПа

Таблиця 3.1. Основні характеристики будинку.

Характеристика	Значення
Загальна площа, м ²	601
Об'єм будівлі, м ³	1755

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Розрахункові параметри приймаємо згідно ДСТУ-Н Б В.2.5-43:2010 «Будівельна кліматологія» [46].

Таблиця 3.2. Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Період року	Температура t, °C	Ентальпія I, кДж/кг	Вологовміст d, г/кг	Відносна вологість φ, %
Теплий	28	70	16,45	69
Холодний	-22	-21	0,4	83

(заповнення таблиці за допомогою вихідних даних та Id-діаграми)

Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Система кондиціонування підтримує оптимальні параметри повітря в приміщенні згідно ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

Температури внутрішнього повітря в приміщеннях будівлі прийняті згідно з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» [47] та ДБН В.2.2-15:2019 «Житлові будинки. Основні положення.» [48] та наведені в експлікаційних таблицях приміщень далі в пояснювальній записці.

Розрахункові температури повітря у основних приміщеннях складають:

- житлові приміщення – 20 °C ;
- ванна кімната – 25 °C;

- санвузол – 20 °С;
- гараж – 5 °С;
- бібліотека – 20 °С;
- спортивна зала – 20 °С;
- коридор – 16 °С;
- кухня-їдальня – 20°С;
- кабінет – 20°С.

Таблиця 3.3. Розрахункові параметри внутрішнього повітря зимового саду.

Період	Температура твн, 0С	Вологовміст d, г/кг	Відносна вологість φ, %	Розрахункова швидкість V, м/с
ТП	23	10,9	45	0,25
ХП	21	7,5	35	0,2

3.2. Розрахунок системи опалення

3.2.1. Розрахунок тепловтрат

Розрахункові теплові втрати приміщення за рахунок теплопередачі через будівельні огороження $\Phi_{T,i}$, Вт, слід обчислювати за формулою, що наведена нижче і включає основні можливі варіанти влаштування приміщення [49]

$$\Phi_{T,i} = (N_{T,ie} + N_{T,iue} + N_{T,ig} + N_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \text{ Вт} \quad (3.1)$$

де: $N_{T,i}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення назовні, Вт/°С; $N_{T,iue}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат опалювального приміщення через неопалювальне приміщення назовні, Вт/°С; $N_{T,ig}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення у землю (грунт), Вт/°С; $N_{T,ij}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат опалювального приміщення через огорожувальну конструкцію до суміжного опалювального приміщення із іншою розрахунковою температурою, Вт/°С.

Проектне теплове навантаження опалення приміщення визначають за формулою:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i}, \text{ Вт} \quad (3.2)$$

де: $\Phi_{T,i}$ – трансмісійні тепловтрати через огорожувальні конструкції приміщення, Вт; $\Phi_{V,i}$ – вентиляційні тепловтрати на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до приміщення, Вт; $\Phi_{RH,i}$ – додаткова компенсаційна теплова потужність для системи періодичного опалення, яка враховує ефект тимчасовості обігріву приміщення, Вт.

Таблиця 3.4. Кліматологічні дані для холодного періоду року

Місто	Середня температура за рік t _{зовн.р.} , С	Зона вологості	Температура найхолоднішої доби t _{зовн.1.} , С	Температура найхолоднішої п'ятиденки t _{зовн.5.} , С	Опалювальний сезон		Кількість градусо-днів So.c, гр.-днів	Кліматична зона
					Середня температура t _{o.c.} , С	Тривалість Zo.c, днів		
Київ	8	Н	-26	-22	-0,1	176	3538	I

Таблиця 3.5. Напрямок і швидкість руху в січні

	Пн	ПнС	С	ПдС	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ
Повторюваність вітру, %	11,2	4,6	5,8	11,9	14,1	14,0	23,5	14,9
Швидкість вітру V, м/с	3,2	2,0	1,7	2,0	2,7	3,0	3,0	2,9
Коефіцієнт β _v	0	0	0	0	0	0	0	0

Примітка: Таблиця складена на підставі ДСТУ -Н Б В.1.1-27:2010 "Будівельна кліматологія" [46].

3.2.2. Розрахунок надходжень теплоти

Загальні тепло надходження складаються з [49]:

$$\sum Q_{\text{над}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{со}} + Q_{\text{ог}} + Q_{\text{с.р.}}, \text{ Вт} \quad (3.3)$$

де $Q_{\text{л}}$ – тепло надходження від людей, які знаходяться в приміщенні (для теплого і холодного періоду), Вт;

$Q_{\text{осв}}$ – тепло надходження від штучного освітлення (холодний і перехідний період року), Вт;

Q_{CO} – тепло надходження від опалювальних приладів системи опалення (холодний період року), Вт;

$Q_{ог}$ – тепло надходження від огорожуючи конструкцій (теплий період року), Вт;

$Q_{с.р.}$ – тепло надходження сонячної радіації в ТП року.

Теплонадходження від людей:

$$Q_{л, hf} = \sum q_{hfi} \cdot n, \text{ Вт} \quad (3.4)$$

де q_{hfi} – питома виділення однією людиною теплоти, Вт/люд;

n – число людей у приміщенні з даною інтенсивністю навантаження, люд.

Для кімнати домашнього відео кінотеатру:

ТП: $Q_{л, hf} = 148 \cdot 10 = 1480$ Вт;

ХП: $Q_{л, hf} = 150 \cdot 10 = 1500$ Вт.

Теплонадходження від освітлення:

$$Q_{осв} = F \cdot E \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв}, \text{ Вт} \quad (3.5)$$

E – освітленість, лк;

F – площа підлоги приміщення, яка освітлюється, м²;

$q_{осв}$ – питома виділення теплоти, Вт/м² на 1лк освітленості, приймаємо для люмінесцентних ламп $q_{осв} = 0,06$ Вт/м²;

$\eta_{осв}$ – коефіцієнт, який враховує надходження теплоти у робочу зону приміщення, $\eta_{осв} = 0,55$.

Для кімнати домашнього відео кінотеатру:

$Q_{осв} = 45,8 \cdot 200 \cdot 0,06 \cdot 0,55 = 302$ Вт;

Теплонадходження від опалювальних приладів в режимі кондиціонування

:

$$Q_{CO} = Q_{втр} \frac{t_{ср.оп} - t_{опт}}{t_{ср.оп} - t_{в.оп}}, \text{ Вт} \quad (3.6)$$

$Q_{втр}$ – тепловтрати в приміщенні, Вт;

$t_{ср.оп}$ – середня температура опалювального приладу:

$$t_{\text{ср.оп}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{з}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3.7)$$

$t_{\text{опт}}$ – температура повітря прийнята при кондиціонуванні повітря, $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{в.оп.}}$ – розрахункова температура повітря в приміщенні, при розрахунку опалення, $^\circ\text{C}$;

$$t_{\text{ср.оп}} = \frac{90+70}{2} = 80^\circ\text{C};$$

Для кімнати домашнього відео кінотеатру:

$$Q_{\text{CO}} = 2281 \frac{80-21}{80-20} = 2200 \text{ Вт};$$

Тепло надходження від огороджувальних конструкцій:

$$Q_o = k \cdot A \cdot (t_p - t_{\text{ext}}) \cdot n, \text{ Вт} \quad (3.8)$$

$$Q_o = A / R_{\text{пр}} \cdot (t_p - t_{\text{ext}}) \cdot n = K A \cdot (t_p - t_{\text{ext}}) \cdot n, \text{ Вт} \quad (3.9)$$

де A - розрахункова площа огороджувальних конструкцій, м^2 ;

$R_{\text{пр}}$ – приведений опір теплопередачі огороджувальних конструкцій, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$,

K – коефіцієнт теплопередачі огороджувальних конструкцій,

t_p - розрахункова температура повітря, $^\circ\text{C}$, у приміщенні з урахуванням її підвищення по висоті;

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

Для кімнати домашнього відео кінотеатру:

$$Q_o = 0,3 \cdot 7,1 \cdot (26,7 - 21) = 10 \text{ Вт}.$$

Тепло надходження від сонячної радіації:

Якщо вся площа опромінюється прямою радіацією:

$$Q_o = q' \cdot F_o \cdot c + \frac{t_{\text{ext}} - t_{\text{в}}}{R_o} \cdot F_o, \text{ Вт} \quad (3.10)$$

$$q' = (q_{\text{в.п.}} + q_{\text{в.р}}) k_1 k_2 \quad (3.11)$$

$q_{\text{в.п.}}, q_{\text{в.р}}$ – тепло надходження відповідно від прямої і розсіяної сонячної радіації в липні через вертикальне застелення світлового прорізу, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{год}$;

k_1 - коефіцієнт, який враховує затінення світлового прорізу переплетами і забруднення навколишнього середовища;

k_2 – коефіцієнт, який враховує забруднення скла;

R_0 - опір теплопередачі заповнення світлового прорізу, $\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C} / \text{ккал}$;

c - коефіцієнт сонцезахисту;

F_0 – площа світлових прорізів, м^2 ;

$t_{\text{ext}}, t_{\text{в}}$ - розрахункові температури відповідно зовнішнього і внутрішнього повітря, $^\circ\text{C}$.

Для кімнати домашнього відео кінотеатру:

$$Q_0 = \left((0 + 52) \cdot 0,68 \cdot 0,42 \cdot 0,9 + \frac{26,7 - 21}{0,4} \cdot 0,42 \right) \cdot 2 \cdot 1,163 = 40 \text{ Вт};$$

Розрахунок тепло надходжень для приміщень робимо у табличному вигляді.

Таблиця 3.6. Теплонадходження приміщень.

Період року				ТП			ХП		
№ прим	Найменування	Кілк.людей, чол.	Площа прим,м ²	Теплонад. від людей Q _л , Вт	Теплонад. через огор.констр. Q _{ог} , Вт	Теплонад. від сонячної радіації Q _{с.р.} , Вт	Теплонад. від штуч. освітл. Q _{осв} , Вт	Теплонад. від оп.пр. в режимі кондиц. Q _{со} , Вт	Теплонадход. від людей Q _л , Вт
002	Кімната дом. відеокінотеатру	10	45,8	1480	10	40	300	2200	1500
003	Спортивна зала	5	50	1000	40	70	330	3410	1030
004	Кімната відпочинку	3	26,3	450	20	460	180	1730	450
104	Вітальня	5	80,9	740	90	310	540	5930	750
108	Кухня-їдальня	3	26,3	450	40	560	180	2270	450
110	Сауна	5	25,6	740	220	180	170	4180	750
201	Кабінет	2	33,1	300	70	1540	220	2400	300
204	Житлова кімната	2	26,2	300	30	500	180	1540	300
205	Бібліотека	2	32,4	300	140	270	220	2340	300
206	Житлова кімната	2	23,4	300	140	290	150	2100	300
210	Оранжерея	2	9,4	300	50	510	60	1380	300
301	Кабінет	2	33,1	300	120	580	220	2320	300

Рівняння теплового балансу має вигляд:

$$\Delta Q = Q_{\text{над}} - Q_{\text{втр}}; \quad (3.12)$$

Для кожного приміщення складаємо тепловий баланс для теплового і холодного періоду.

$$\Delta Q^{\text{ТП}} = 1530 \text{ Вт};$$

$$\Delta Q^{\text{ХП}} = 4000 - 2280 = 1720 \text{ Вт};$$

Розрахунок надходжень вологи

Надходження вологи в приміщення від людей. Кількість вологи що надходить від людей, залежить від складності роботи та температури оточуючого повітря, визначається:

$$W_{\text{вол}} = \sum \omega_{\text{л.і}} \cdot n_i \quad (3.13)$$

де $\omega_{\text{л.і}}$ – вологовиділення однією людиною;

n_i – кількість людей.

Для кімнати домашнього відео кінотеатру:

$$\text{ТП: } W_{\text{вол}} = (91 \cdot 10) = 910 \text{ г/год};$$

$$\text{ХП: } W_{\text{вол}} = (75 \cdot 10) = 750 \text{ г/ год} .$$

Розрахунки для всіх інших приміщень представлені в табличному вигляді.

Таблиця 3.7. Надходження шкідливостей.

№ прим.	Приміщення	Період року	Теплонадходження, Вт	Тепловтрати, Вт	Асимілююча здатність Вт	Волого-виділення $W_{\text{вол}}$, г/год
002	Кімната дом. відеокіно-театру	ТП	1530	-	1530	910
		ХП	4000	2280	1720	750
003	Спортивна зала	ТП	1100	-	1100	790
		ХП	4770	3530	1240	700
004	Кімната відпочинку	ТП	920	-	920	270
		ХП	2350	1790	600	230
104	Вітальня	ТП	1140	-	1140	450
		ХП	7210	6130	1080	380
108	Кухня-їдальня	ТП	1050	-	1050	270
		ХП	2890	2350	540	230
110	Сауна	ТП	1140	-	1140	460
		ХП	5100	4330	770	380
201	Кабінет	ТП	1900	-	1900	180
		ХП	2910	2470	440	150
204	Житлова кімната	ТП	820	-	820	180
		ХП	2010	1590	420	150
205	Бібліотека	ТП	700	-	700	180
		ХП	2850	2420	430	150
206	Житлова кімната	ТП	730	-	730	180
		ХП	2560	2180	380	150
210	Оранжерея	ТП	850	-	850	180
		ХП	1740	1430	310	150
301	Кабінет	ТП	1000	-	1000	180
		ХП	2840	2400	440	150
Всього		ТП	-	-	12880	4250
		ХП	-	-	8350	3550

Так як кількість людей в житлових приміщеннях незначна, виділеннями вуглекислого газу від людей нехтуємо.

3.2.3. Тепловтрати і надходження шкідливостей в зимовому саду

Холодний період року

Так як зимовий сад має спільні риси з теплицями потужність системи опалення складає [50]:

$$Q_{оп} = k \cdot F_{ог} (t_{wz} - t_{ext}) \cdot \eta_{інф}, \text{ Вт} \quad (3.14)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі $\text{Вт/м}^2\text{°C}$, $k = 1,4$ – приймаємо для двокамерного склопакету 4М1-16-4М1-16-4К;

$F_{ог}$ – сумарна площа поверхні огородження, м^2 ;

$\eta_{інф}$ - коефіцієнт інфільтрації, приймаємо $\eta_{інф} = 1,25$ – для засткленого зимового саду.

$$t_{wz} = 21\text{°C};$$

$$Q_{оп} = 1,4 \cdot 280 \cdot (21 + 22) \cdot 1,25 = 22050 \text{ Вт};$$

Теплонадходження:

від людей (кількість людей, які знаходяться в зимовому саду приймаємо $n=3$):

$$Q_{л} = 3 \cdot 150 = 450 \text{ Вт};$$

від освітлення:

$$Q_{осв} = 104 \cdot 200 \cdot 0,06 \cdot 0,55 = 690 \text{ Вт}.$$

Вологонадходження:

від людей:

$$M_{вл} = 75 \cdot 3 = 225 \frac{\text{г}}{\text{год}};$$

Теплий період року

Теплонадходження:

від людей :

$$Q_{л} = 3 \cdot 148 = 450 \text{ Вт};$$

від сонячної радіації за формулою:

$$Q_o = \left(\left((0 + 59) \cdot 105 \cdot 0,68 \cdot 0,9 \cdot 1 + \frac{26,7-24}{0,4} \cdot 105 \right) + \left((0 + 52) \cdot 27 \cdot 0,68 \cdot 0,9 \cdot 1 + \frac{26,7-24}{0,4} \cdot 27 \right) + \left((257 + 77) \cdot 130 \cdot 0,68 \cdot 0,9 \cdot 1 + \frac{26,7-24}{0,4} \cdot 130 \right) \right) \cdot 1,163 = 38370 \text{ Вт};$$

$R_o = 0,4 \text{ м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{С}/\text{ккал}$; $c = 0,9$ – для подвійного скління, товщина скла 2,5мм; $k_1=0,68$ – для подвійного скла без переплетення; $k_2=1$ – забруднення скла відсутнє; $t_{wz} = 24^\circ\text{С}$;

Вологонадходження від людей:

$$M_{\text{вл}} = 91 \cdot 3 = 270 \frac{\text{Г}}{\text{ГОД}};$$

3.3. Обґрунтування вибору конструктивних рішень, обладнання та параметрів роботи системи опалення

У котеджі прийнята двотрубна горизонтальна тупікова та з попутнім рухом теплоносія система водяного опалення з нижньою розводкою магістральних трубопроводів. Параметри теплоносія в системі опалення 90-70 °С. Система опалення підключається до котла з використанням циркуляційних насосів.

Для проектування для нового будівництва, надано перевагу горизонтальній по квартирній системі опалення. Горизонтальна система опалення забезпечує кращі санітарно-гігієнічні умови, має більш естетичний вигляд, так як є можливість прокладання горизонтальних ділянок трубопроводу в підлозі, або застосувати плінтусний варіант прокладання трубопроводів, дає можливість регулювання кількості теплоти, яка надходить до приміщення, за допомогою термостатичних клапанів.

Двотрубна горизонтальна система водяного опалення має ряд переваг в порівнянні з іншими системами:

- економічні показники вигідно відрізняються від економічних показників інших систем опалення: менші затрати річної витрати теплоти (на 10...15% в порівнянні з однотрубними системами), в двотрубних системах опалення перепад

температур води у кожному опалювальному приладі постійний; середня температура води в будь-якому приладі двотрубного стояка також однакова.

- технічні переваги: обмежене число проходів через перекриття; повне використання тепловіддачі трубопроводів, що зменшує об'ємність опалювальних приладів; в порівнянні з однотрубними СВО - більше число можливого встановлення опалювальних приладів; втрати тиску у однотрубній системі значно перевищують втрати в двотрубній системі; система опалення має достатньо спрощену схему гідравлічного розрахунку при запропонованому попутному русі теплоносія; можливість поквартирного відключення приладових віток при проведенні регламентних та експлуатаційних робіт.

Техніко-економічні показники прийнятої схеми системи водяного опалення вигідно відрізняються від економічних показників інших систем опалення:

- за рахунок кращого теплового регулювання при встановленні радіаторних термостатів в двотрубній системі досягається найбільший ефект енергозбереження (до 25% в порівнянні з нерегульованими системами);

- перепад температур води у кожному опалювальному приладі постійний і при температурному перепаді 90-70°C забезпечує високий температурний напір та тепловий потік від опалювальних приладів;

- конструктивно система має обмежене число проходів через перекриття;

- незначні втрати тиску;

- система опалення має достатньо спрощену схему гідравлічного розрахунку та теплотехнічного розрахунку опалювальних приладів;

- можливість відключення приладових віток при проведенні регламентних, ремонтних та експлуатаційних робіт у відповідних приміщеннях;

- горизонтальна система опалення, при прокладанні приладових гілок у заливних підлогах має більш естетичний вигляд;

- дає можливість регулювання кількості теплоти, яка надходить до приміщення, за допомогою термостатичних клапанів та можливість контролю гнучкого регулювання при відсутності використання приміщення.

3.3.1. Опалювальні прилади

Для обраної системи опалення використовуються сталеві панельні радіатори “RADIK VENTIL КОМПАКТ” фірми “KORADO”. Ці радіатори рекомендовано використовувати в житлових, громадських і адміністративних будівлях в закритих системах опалення. Їх можна застосовувати як в вертикальним так і горизонтальним розміщенням приладових віток, які поєднують окремі опалювальні прилади. Радіатори можуть застосовуватись як в насосних або елеваторних, так і в гравітаційних системах опалення. Витримують в робочий тиск до 1,35 Мпа. Підводка трубопроводів до опалювальних приладів прийнята нижня, за допомогою модифікації з вбудованим вентилям “RADIK VK”.

3.3.2. Запірна та регулююча арматура

Запірно-регулююча арматура передбачається для можливості автоматичного регулювання системи опалення та відключення її окремих частин у випадку аварії, ремонту. Для цих цілей використовується автоматичні регулятори перепаду тиску ASV-PV+MSV-F, а також STAP F40-160. Для автоматичного підтримання температури приміщень на заданому рівні в радіатор вмонтований терморегулятор. Термостатичні головки встановлюються в горизонтальній площині на підводках до опалювальних приладів “Danfoss” RAW-K5030.

З кожного опалювального приладу передбачаємо видалення повітря за допомогою повітровипускного крану Маєвського.

3.3.3. Трубопроводи системи опалення та їх прокладання

Трубопроводи прокладаються в підлозі, компенсація теплових подовжень здійснюється за допомогою кутів повороту. Трубопроводи в коридорах прокладаються у підвісній стелі. Магістральні вертикальні трубопроводи зашиваються гіпсокартоном у формі декоративних колон.

Вибираємо поліетиленові трубопроводи LPET-ZAC з антидифузійним шаром фірми “KAN” для горизонтальної прокладки приладових гілок в заливних підлогах і сталеві електрозварні труби (ГОСТ 10704-76) для магістральних

трубопроводів. Для підлогового опалення приймаємо труби поліетиленові фірми “KAN” LPE-SR.

3.3.4. Вибір джерела теплової енергії

На цокольнольному поверсі у приміщенні котельної встановлюємо газовий котел, який забезпечує необхідні параметри для системи опалення і вентиляції.

Використання циркуляційного насоса фірми Wilo з змінною кількістю обертів дасть змогу реалізувати кількісне і якісне регулювання системи опалення. Насоси змінної частоти обертання підтримують стабільні перепади тиску в системі, забезпечуючи її гідравлічну і теплову стійкість. При цьому заощаджуються до 70% електричної і 40% теплової енергії.

3.4. Розрахунок системи вентиляції та кондиціонування повітря

3.4.1. Принципові рішення вентиляції і кондиціонування повітря

В приміщеннях будинку передбачена припливно-витяжна вентиляція з механічним спонуканням, природна вентиляція, місцева вентиляції з кухні-їдальні.

Система кондиціонування повітря K1, торгової марки “VTS Clima”, обслуговує всі основні приміщення будинку, в яких потрібно підтримувати оптимальні умови. Система кондиціонування повітря K2, торгової марки “VTS Clima”, забезпечує необхідний повітрообмін у зимовому саду і забезпечує оптимальні умови для перебування людей. В системі K1 для подачі повітря використовуються повітророзподільники типу DCP “Єврокліма”, а для видалення повітря решітки однорядні нерегульовані. У системі K2 повітря подається через повітророзподільники ПЕС-Д в робочу зону, для видалення повітря використовуються решітки однорядні нерегульовані. Система K2 в холодний період року працює в режимі повітряного опалення. Установка K2 має рекуперативний теплообмінник, який дозволяє в холодний період року зменшити потужність калориферу першого підігріву, а в теплий період року зменшити необхідну кількість холоду камери зрошення.

Повітропроводи запроектовані з оцинкованої сталі завтовшки $\delta=0,5-0,7$ мм, а також з гнучких ізольованих повітропроводів марки “ATCO SUPERFLEX”.

Вертикальні магістральні повітропроводи прокладаються сховано у фальш колонах, горизонтальні – прокладаються у підшивній стелі.

Всі припливні повітропроводи і фасонні вироби із сталі ізолюються. Як ізолюючий матеріал використовується “Теплоізол” ППЕ-ПАФА-0,5.

Наладка системи виконується за допомогою дросель-клапанів.

Для запобігання шуму в установках систем К1 і К2 встановлено глушники шуму.

З санвузлів передбачена витяжна механічна система вентиляції за допомогою каналного вентилятора “Systemair”, який транспортує повітря у витяжний цегляний канал, який виводиться вище покрівлі будинку на 0,5 м і закінчується зонтом.

Основними шкідливостями, які виділяються в процесі експлуатації приміщень, є тепло- та вологонадлишки і діоксид вуглецю.

Об’єми повітрообмінів у приміщеннях будинку визначались на асиміляцію тепловологонадлишків і за санітарно-гігієнічними нормами 60м³/год·люд. У приміщення прихожої подається повітря у розмірі 2-кратного повітрообміну, для створення підпору і запобігання прориву теплого повітря у теплий період року. У зимовому саду прийнято 12-ти кратний повітрообмін за рекомендаціями [50].

У приміщенні котельної прийнято 3-х кратний повітрообмін. Вентиляція котельної природна.

У санвузлах прийнято витяжку у розмірі 50м³/год, у ванній кімнаті 25 м³/год згідно [48].

Обладнання систем К1 і К2 розміщено на горищі будинку.

3.4.2. Розрахунок повітрообміну приміщень котеджу

Для житлових приміщень мінімальна витрата зовнішнього повітря 3м³/год на 1 м², але не менше 60м³/год на людину.

Кількість людей n=43 люд, площа кондиціонованих приміщень A = 413м².

$$L_3 = 3 \cdot 413 = 1239 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$L_3 = 43 \cdot 60 = 2580 \text{ м}^3/\text{год};$$

Приймаємо більше значення $L_3 = 2580$ м³/год, $G_3 = 2580 \cdot 1,2 = 3100$ кг/год;

Розрахунок для теплого періоду року

Вихідні дані для розрахунку:

Параметри зовнішнього повітря: $t_{\text{ext}} = 26,7$ °С, $I_{\text{ext}} = 54,1$ кДж/кг, $d_{\text{ext}} = 10,6 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 48$ %.

Параметри внутрішнього повітря: $t_{\text{wz}} = 23$ °С, $I_{\text{wz}} = 43,5$ кДж/кг, $d_{\text{wz}} = 8 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 45$ %, $Q_{\text{hf}} = 12880$ Вт; $M_{\text{вл}} = 4250$ г/кг.

Знаходимо корисну продуктивність кондиціонера [51]:

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{п}}}{\Delta I_{\text{р}}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{hf}}}{I_{\text{wz}} - I_{\text{in}}}, \text{кг/год} \quad (3.15)$$

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot 12880}{43,5 - 35,5} = 5800 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

$$L = \frac{5800}{1,2} = 4830 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

Кількість рециркуляційного повітря:

$$G_{\text{р}} = G_{\text{п}} - G_3, \text{кг/год};$$

$$G_{\text{р}} = 5800 - 3100 = 2700 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

Наносимо на I-d діаграму точки З і В, які характеризують параметри зовнішнього і внутрішнього повітря. Наносимо точку В1, яка характеризує рециркуляційне повітря після нагріву у витяжному вентиляторі і повітропроводах. В1З – процес змішування зовнішнього і рециркуляційного повітря. На прямій В1З знаходимо точку суміші повітря виходячи із співвідношення $\frac{B_1C}{B_1Z} = \frac{G_3}{G_{\text{п}}}$.

Визначаємо кутовий коефіцієнт променя процесу за формулою [52]:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{п}}}{M_{\text{вл}}} \text{кДж/кг}; \quad (3.16)$$

$$\varepsilon = \frac{12872 \cdot 3,6}{4248} = 10,9 \text{кДж/кг}$$

Знаходимо температуру припливного повітря:

$$t_{in} = t_B - \Delta t_p;$$

$$\text{Приймаємо } \Delta t_p = 6^\circ\text{C}; t_{in} = 23 - 6 = 17^\circ\text{C};$$

Проводимо промінь процесу через точку В і на перетині з температурою припливного повітря t_{in} знаходимо точку П. Точка П характеризує параметри припливного повітря. З точки П по лінії $d=\text{const}$ проводимо пряму ПО до перетину з $\phi=90\%$. Точка О характеризує параметри повітря після зрошувальної камери. Точку О з'єднуємо з точкою С. Пряма ОС – промінь процесу в зрошувальній камері. Приймаючи підігрів у вентиляторі 1°C знаходимо параметри в точці О1.

Пряма ПВ – процес асиміляції тепловологонадлишків у приміщеннях.

Значення всіх параметрів заносимо в таблицю.

Таблиця 3.8. Параметри повітря в теплий період року.

Характеристика повітря	Точка на I-d діаграмі.	Параметри			
		t, °C	I, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Зовнішнє	З	26,7	54,1	10,6	48,0
Рециркуляційне	В1	24	44	8	42
Суміші	С	25,5	49,8	9,4	45
Після З/К	О	11	29,9	7,4	90
Припливне	П	17	35,5	7,4	59
Внутрішнє	В	23	43,5	8	45
Після нагріву у вентиляторі	О1	12	30,5	7,4	84

Знаходимо повну продуктивність кондиціонера з врахуванням втрати в повітропроводах у розмірі 10%:

$$G'_n = 1,1 \cdot G_n = 1,1 \cdot 5800 = 6380 \text{ кг/год};$$

Витрата холоду в зрошувальній камері:

$$Q_x = 0,278 \cdot G'_n \cdot (I_c - I_o), \text{ Вт}$$

$$Q_x = 0,278 \cdot 6380 \cdot (49,8 - 29,9) = 35295 \text{ Вт} = 35,3 \text{ кВт};$$

Витрата теплоти на другий підігрів:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G'_n \cdot (I_n - I_{o1}), \text{ Вт}$$

$$Q_2 = 0,278 \cdot 6380 \cdot (35,5 - 30,5) = 8870 \text{ Вт} = 8,9 \text{ кВт};$$

Розрахунок для холодного періоду року

Вихідні дані для розрахунку:

Параметри зовнішнього повітря: $t_{\text{ext}} = -22 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $I_{\text{ext}} = -20,7 \text{ кДж/кг}$,
 $d_{\text{ext}} = 0,5 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 100\%$.

Параметри внутрішнього повітря: $t_{\text{wz}} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $I_{\text{wz}} = 35 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{wz}} =$
 $5,5 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 35 \%$, $Q_{\text{hf}} = 8350 \text{ Вт}$; $M_{\text{вл}} = 3550 \text{ г/кг}$.

Мінімальна витрата зовнішнього повітря $G_3 = 3100 \text{ кг/год}$.

Визначаємо кутовий коефіцієнт променя процесу:

$$\varepsilon = \frac{8350 \cdot 3,6}{3550} = 8,5 \text{ кДж/кг};$$

Знаходимо температуру припливного повітря:

$$t_{\text{in}} = 21 - 6 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Змішування повітря передбачаємо після попереднього нагріву зовнішнього повітря в повітронагрівачах I-го підігріву, для запобігання випадіння конденсату.

Через точку В проводимо промінь процесу і на перетині з температурою припливного повітря знаходимо точку П. З точки П по лінії $d=\text{const}$ проводимо пряму ПО до перетину з $\varphi=90 \%$. З'єднуємо точки В і П штриховою лінією, що умовно показує процес змішування. На прямій ВП знаходимо точку С1 із співвідношення: $BC_1 = \frac{B3 \cdot G_3}{G_{\text{п}}}$. З точки С1 проводимо лінію по $d=\text{const}$ до перетину з лінією проведеною з точки О по $I=\text{const}$ (точка С). З точки В проводимо пряму ВТ через точку С до перетину з прямою проведеною з точки З по $d=\text{const}$.

Значення всіх параметрів заносимо в таблицю.

Таблиця 3.9. Параметри повітря в холодний період року.

Характеристика повітря	Точка на I-d діаграмі.	Параметри			
		t,°C	I,кДж/кг	d,г/кг	φ, %
Зовнішнє	З	-22	-20,7	0,5	100
Внутрішнє	В	21	35	5,5	35
Припливне	П	15	27	4,5	41
Після З/К	О	4	16	4,5	90
Після підігріву	Т	-3	-2	0,5	20
Суміші	С	8,5	16	3	44
Після нагріву у вентиляторі	О1	5	17	4,5	85

Знаходимо повну продуктивність кондиціонера з урахуванням втрати в повітропроводах у розмірі 10%:

$$G'_n = 1,1 \cdot 5800 = 6380 \text{ кг/год};$$

Кількість рециркуляційного повітря:

$$G_p = G'_n - G'_z = 6380 - 3100 = 3280 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

Витрата тепла на калорифери I-го підігріву:

$$Q_1 = 0,278 \cdot G'_z \cdot (I_T - I_3), \text{ Вт};$$

$$Q_1 = 0,278 \cdot 3100 \cdot (-2 + 20,7) = 16115 \text{ Вт} = 16,1 \text{ кВт}.$$

Витрата тепла на калорифери II-го підігріву:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G'_n \cdot (I_n - I_{o1}), \text{ Вт};$$

$$Q_2 = 0,278 \cdot 6380 \cdot (27 - 17) = 17740 \text{ Вт} = 17,7 \text{ кВт}.$$

Розрахунок повітрообміну зимового саду

Розрахунок для теплого періоду року

Вихідні дані для розрахунку:

Параметри зовнішнього повітря: $t_{\text{ext}} = 26,7 \text{ }^\circ\text{C}$, $I_{\text{ext}} = 54,1 \text{ кДж/кг}$,
 $d_{\text{ext}} = 10,6 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 48 \%$.

Параметри внутрішнього повітря: $t_{\text{wz}} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$, $I_{\text{wz}} = 46 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{wz}} = 8,6 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 45 \%$, $Q_{\text{hf}} = 38370 \text{ Вт}$; $M_{\text{вл}} = 270 \text{ г/год}$. Допустима робоча різниця температур $\Delta t_p = 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Знаходимо температуру припливного повітря:

$$t_{\text{in}} = t_{\text{в}} - \Delta t_p;$$

Приймаємо $\Delta t_p = 8 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$t_{\text{in}} = 24 - 8 = 16 \text{ }^\circ\text{C};$$

Визначаємо кутовий коефіцієнт променя процесу:

$$\varepsilon = \frac{38370 \cdot 3,6}{270} = 512 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Якщо користуватись традиційною схемою, приймаючи що $t_{\text{wz}} = t_1$, то корисна продуктивність кондиціонера:

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{п}}}{\Delta I_{\text{p}}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{hf}}}{I_{\text{wz}} - I_{\text{in}}} = \frac{3,6 \cdot 38370}{46 - 37,5} = 16250 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

$$L = \frac{16250}{1,2} = 13550 \text{ м}^3/\text{год};$$

З графіку залежності витяжного повітря від K_L , приймаємо $K_L = 2$. Знаходимо температуру витяжного повітря:

$$t_1 = t_{\text{in}} + K_L(t_{\text{wz}} - t_{\text{in}}) = 16 + 2(24 - 16) = 32^\circ\text{C};$$

Тоді корисна продуктивність кондиціонера складатиме:

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{h}}}{c(t_1 - t_{\text{in}})};$$

Виділення повного тепла:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{пр}};$$

$$Q_{\text{пр}} = M_{\text{вл}}(2500 + 1,8 \cdot t_i);$$

$$Q_{\text{пр}} = 0,278 \cdot 0,270 \cdot (2500 + 1,8 \cdot 23) = 190 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{я}} = Q_{\text{п}} - Q_{\text{пр}};$$

$$Q_{\text{я}} = 38370 - 190 = 38180 \text{ Вт};$$

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot 38180}{1,005 \cdot (32 - 16)} = 8550 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

$$L_{\text{п}} = \frac{8550}{1,2} = 7120 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

В теплий період року для боротьби з тепло надлишками приймаємо 12-ти кратний повітрообмін в годину.

$$L = K \cdot V$$

K – кратність повітрообміну;

V – об'єм приміщення, $V = 630 \text{ м}^3$.

$$L_3 = 12 \cdot 630 = 7560 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$G_3 = 1,2 \cdot 7560 = 9070 \text{ кг/год};$$

Отже, приймаємо розрахункову кількість повітря $G_{\text{п}} = 9070 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$; При запропонованій організації повітрообміну ($K=2$) витрата повітря зменшується в два рази, що відповідно зменшує витрати на обладнання і енерговитрати.

В даному випадку приймаємо припливно-витяжну установку з рекуперативним теплообмінником, що дозволяє зменшити потужність калориферу першого підігріву в холодний період року і витрату холоду в теплий період року.

Наносимо на I-d діаграму точки З і В, які характеризують параметри зовнішнього і внутрішнього повітря. Через точка З проводимо промінь процесу охолодження зовнішнього повітря в рекуператорі – точка З', приймаємо $t_3 - t'_3 = 4,5^\circ\text{C}$;

Проводимо промінь процесу через точку В і на перетині з температурою припливного повітря t_{in} знаходимо точку П. Точка П характеризує параметри припливного повітря. З точки П по лінії $d=\text{const}$ проводимо пряму ПО до перетину з $\phi=90\%$. Точка О характеризує параметри повітря після зрошувальної камери. Точку О з'єднуємо з точкою З'. На промені процесу по t_1 знаходимо точку видаляємого повітря. Приймаючи підігрів у вентиляторі 1°C знаходимо параметри в точці О1. Пряма ПВ – процес асиміляції тепловологонадлишків у приміщеннях.

Значення всіх параметрів заносимо в таблицю.

Таблиця 3.10. Параметри повітря в теплий період року.

Характеристика повітря	Точка на I-d діаграмі.	Параметри			
		t, °C	I, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Зовнішнє	З	26,7	54,1	10,6	48,0
Після рекуператора	З'	22	48,5	10,6	61
Після З/К	О	13	35	8,6	90
Припливне	П	16	37,5	8,6	75
Внутрішнє	В	24	46	8,6	45
Видаляємо	У	32	54	8,6	29,8
Після нагріву у вентиляторі	О1	14	36	8,6	85

Знаходимо повну продуктивність кондиціонера, враховуючи втрати в повітропроводах у розмірі 10%:

$$G'_n = 1,1 \cdot 9070 = 9980 \text{ кг/год};$$

Витрата холоду в зрошувальній камері:

$$Q_x = 0,278 \cdot G'_n \cdot (I'_{\text{ext}} - I_o) = 0,278 \cdot 9980 \cdot (48,5 - 35) = 37450 \text{ Вт} = 37,5 \text{ кВт};$$

Витрата теплоти на другий підігрів:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G'_n \cdot (I_n - I_{o1}) = 0,278 \cdot 9980 \cdot (37,5 - 36) = 4160 \text{ Вт} = 4,2 \text{ кВт};$$

Розрахунок для холодного періоду року

Вихідні дані для розрахунку:

Параметри зовнішнього повітря: $t_{\text{ext}} = -22 \text{ }^\circ\text{C}$, $I_{\text{ext}} = -20,7 \text{ кДж/кг}$,
 $d_{\text{ext}} = 0,5 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 100\%$.

Параметри внутрішнього повітря: $t_{\text{wz}} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, $I_{\text{wz}} = 35 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{wz}} = 5,5 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$, $\varphi = 35\%$, $Q_{\text{hf}} = 1140 \text{ Вт}$; $M_{\text{вл}} = 225 \text{ г/год}$; $G_n = 9070 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$.

Рівняння теплового балансу :

$$\Delta Q = 1140 - 22050 = -20910 \text{ Вт};$$

Визначаємо кутовий коефіцієнт променя процесу:

$$\varepsilon = -\frac{20910 \cdot 3,6}{225} = -335 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta t_p = 8 \text{ }^\circ\text{C};$$

Знаходимо температуру припливного повітря:

$$t_{\text{in}} = 22 + 8 = 30 \text{ }^\circ\text{C};$$

В холодний період року в зимовому саду передбачаємо повітряне опалення.

$$L_{\text{оп}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{оп}}}{c_p \cdot \rho_{\text{in}} \cdot \Delta t_p} = \frac{3,6 \cdot 22050}{1,005 \cdot 1,2 \cdot 8} = 8230 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$G_{\text{оп}} = 1,2 \cdot 8230 = 9050 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

Витрата повітря, яка необхідна для опалення зимового саду в холодний період року менша, ніж в теплий. Для забезпечення надійної роботи системи

повітророзподілення приймаємо витрату повітря для теплого періоду року $G_{\Pi} = 9070$ кг/год.

Через точку В проводимо промінь процесу і на перетині з температурою припливного повітря знаходимо точку П. З точки П по лінії $d = \text{const}$ проводимо пряму ПО до перетину з $\varphi = 90$ %. Через точку З проводимо промінь процесу нагрівання повітря в рекуператорі та підігрівачі першого підігріву, що збігається з $d_{\text{ext}} = \text{const}$, а через точку О – промінь процесу адіабатичного зволоження у зрошувальній камері при $I_o = \text{const}$.

Знаходимо температуру видаляємого повітря:

$$t_1 = 30 + 2(22 - 30) = 14^{\circ}\text{C};$$

Кількість заощадженої теплоти в утилізаторі:

$$Q_y = G_{\Pi}(I_1 - I_{y1});$$

$$Q_y = 9070(28 - 18) = 90700 \frac{\text{кДж}}{\text{год}};$$

Нагрівання повітря в утилізаторі:

$$\Delta t = t_{\text{ext}} + \frac{Q_y}{c \cdot G_{\Pi}};$$

$$t_{z'} = -22 + \frac{90700}{1,005 \cdot 9070} = -12^{\circ}\text{C};$$

Значення всіх параметрів заносимо в таблицю.

Таблиця 3.11. Параметри повітря в холодний період року.

Характеристика повітря	Точка на I-d діаграмі.	Параметри			
		t, °C	I, кДж/кг	d, г/кг	φ , %
Зовнішнє	З	-22	-20,7	0,5	100
Внутрішнє	В	21	35	5,5	35
Припливне	П	30	44	5,5	21
Після З/К	О	7	21	5,5	90
Після I підігріву	Т	19	21	0,6	5
Видаляємое	1	14	27,5	5,5	55
Після рекупкератора	З'	-12	-10	0,6	60

Знаходимо повну продуктивність кондиціонера, враховуючи втрати в повітропроводах у розмірі 10%:

$$G'_{\Pi} = 1,1 \cdot 9070 = 9980 \text{ кг/год};$$

Витрата тепла на калорифери I-го підігріву:

$$Q_1 = 0,278 \cdot G'_n \cdot (I_T - I_{3'}) = 0,278 \cdot 9980 \cdot (21 + 10) = 86000 \text{ Вт} = 86 \text{ кВт};$$

Витрата тепла на калорифери II-го підігріву:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G'_n \cdot (I_{II} - I_0), \text{ Вт} = 0,278 \cdot 9470 \cdot (44 - 21) = 60550 \text{ Вт} = 60,6 \text{ кВт};$$

Розрахунок повітрообміну гаражу

Кількість шкідливих речовин, які виділяються в повітря приміщення гаражу можна визначити:

$$M_i = 10^{-3} \sum_{i=3}^n \frac{q_i \cdot L \cdot A_e \cdot k_{ш}}{t_b \cdot 3,6}, \text{ г/с} \quad (3.17)$$

де M_i - кількість викиду шкідливої речовини, г/с;

q_i - питомий викид забруднюючої речовини, г/км;

L - умовний пробіг автомобіля за цикл в'їзду або виїзду, км;

A_e - експлуатаційна кількість автомобілів, шт.;

$k_{ш}$ - коефіцієнт, який враховує швидкість автомобіля;

$t_b = 1 \text{ год}$.

Розрахунок повітрообміну знаходимо:

$$L = \frac{M_i}{C_{ГДК} - C_3}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.18)$$

M_i - розрахункова шкідливість, мг/год;

$U_{ГДК}, U_3$ - ГДК шкідливості і її кількість в зовнішньому повітря, мг/м³;

Повітрообмін в гаражах-стоянках індивідуального (особистого) транспорту визначається розрахунком при усередненому значенні кількості в'їздів і виїздів відповідно рівним 2 і 8% від загальної кількості машино-місць. При цьому концентрація оксиду вуглецю (3) слід приймати 20 мг/м³. Значення повітрообміну не повинно складати менше 150 м³/год на одне машино-місце, а кратність повітрообміну не менше 2 год-1.

Вихідні дані:

$t_b = 5^\circ\text{C}$; $t_{\text{ext}} = -22^\circ\text{C}$; ГДК CO=20мг/м³; ГДК CH=300 мг/м³; ГДК NO_x = 5 мг/м³; $A_e = 2$ шт.

$$M_{CO} = 10^{-3} \frac{(17,2 \cdot 1,4 \cdot (0,1 \cdot 0,04 + 0,5 \cdot 0,16))}{1 \cdot 3,6} = 0,00056 \text{ г/с};$$

$$L_{CO} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,00056}{20 \cdot 5} = 135 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$M_{CH} = 10^{-3} \frac{(1,4 \cdot 1,2 \cdot (0,1 \cdot 0,04 + 0,5 \cdot 0,16))}{1 \cdot 3,6} = 0,000039 \text{ г/с};$$

$$L_{CH} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,000039}{300} = 0,45 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$M_{NO_x} = 10^{-3} \frac{(0,55 \cdot 1,0 \cdot (0,1 \cdot 0,04 + 0,5 \cdot 0,16))}{1 \cdot 3,6} = 0,000013 \text{ г/с};$$

$$L_{NO_x} = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,000013}{5} = 9,2 \text{ м}^3/\text{год};$$

Найбільший повітрообмін визначений по CO. На одне машино-місце повинно бути не менше 150 м³/год.

$$L = 2 \cdot 150 = 300 \text{ м}^3/\text{год};$$

Перевіряємо повітрообмін на кратність:

$$k = \frac{L}{V} = \frac{300}{118,2} = 2,5 > 2;$$

Кількість припливного повітря при забезпеченні 20% перевищення витяжки над припливом:

$$L = 0,8 \cdot L_B = 0,8 \cdot 300 = 240 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

Припливне повітря подається у верхню зону зосередженими струминами. Видалення повітря здійснюється з верхньої і нижньої зони порівну.

3.4.3. Підбір повітророзподільників

Повітророзподільники типу DCP підібрані згідно номограм виробника “Єврокліма”, згідно рекомендованих швидкостей, які приймаємо в межах 1,5-2,5 м/с.

Решітки однорядні нерегульовані типу Р, які використовуються в проекті для видалення повітря, розраховані також за номограмами в межах допустимих швидкостей до 4 м/с.

У зимовому саду у зоні вегетації рослин приймаємо повітророзподільники ПЕС-Д за потрібним діаметром, у робочій зоні прийнято низько швидкісні повітророзподільники марки ВВ1-315.

Приймаємо повітророзподільник ПЕС-Д 40-5,2 2-5, діаметр патрубку якого 400 мм і для якого відношення площі виходу до площі патрубку $a=5,2$, ширина щілин 50мм, довжина повітророзподільника 2,95 м.

3.4.4. Пуск, наладка і експлуатація систем вентиляції і кондиціонування

Метою робіт по налазці і випробуванням систем кондиціонування повітря є досягнення і стабільна підтримка необхідних параметрів повітря в кондиціонованих приміщеннях в найбільш економічному режимі всіх елементів системи.

Метою передпускових випробувань і налазки є встановлення відповідності показникам.

В процесі огляду системи перевіряють технічний стан всього змонтованого обладнання, розміщення і справність регулюючих приладів, установку і розміщення контролюючих приладів. В результаті цієї роботи складають відомість дефектів.

Під час перепускних випробувань повинні бути проведені [53]:

- перевірка відповідності параметрів встановленого обладнання, елементів систем тепло-холодопостачання, елементів вентиляційної мережі проектним даним, а також відповідність якості монтажу вимогам нормативних документів і інструкціям по монтажу обладнання;

- вияв нещільностей у повітропроводах і інших елементах системи;

- перевірка відповідності проектним даним об'ємних витрат повітря, яке подається через повітророзподільники і видаляється через повітроприймальні пристрої.

- перевірка герметичності з'єднання трубопроводів системи тепло-холодопостачання.

Якщо встановлене обладнання і всі елементи системи відповідають проекту, проводять випробування і налазку обладнання і всієї системи в цілому в такій послідовності:

Наладка функціонального блоку центрального кондиціонера для виводу його на проектні параметри за температурою припливного повітря і витратою повітря.

Аеродинамічне регулювання системи на проектні витрати по відгалуженням так, щоб в кожне приміщення потрапляла необхідна кількість повітря згідно проекту.

Випробування і налагодження джерела теплоти (котла) і холоду (чіллера), насосної станції, насосів. Ці роботи можна робити одночасно з наладкою центрального кондиціонера.

Наладка повітроохолоджувачів і повітронагрівачів центрального кондиціонера.

Вимірювання і перевірка відповідності параметрів параметрів мікроклімату в приміщеннях нормативним вимогам в певному режимі роботи всіх елементів системи кондиціонування [54].

Безперебійна і ефективна робота систем вентиляції і кондиціонування може бути досягнута при систематичному нагляді за ними, своєчасному і якісному їх ремонті. Правильна організація обслуговування вентиляційних установок сприяє їх довговічності, а також зниженню затрат на експлуатацію і ремонт.

Додержування певного порядку вмикання і вимикання вентиляційних установок, а також забезпечення потрібного режиму їх роботи є необхідними умовами правильної експлуатації вентиляційних систем.

Перед настанням холодів всі вентиляційні системи повинні бути підготовлені до роботи в зимових умовах. З цією метою треба уважно оглянути системи, очистити устаткування, повітроводи і вентиляційні камери від пилу і бруду; промити калорифери, трубопроводи теплопостачання калориферів; ревізувати запірно-регулюючу арматуру; усунути нещільності трубопроводів і повітроводів; перевірити якість теплоізоляції трубопроводів; зробити необхідний ремонт змастити обвідні клапани у калориферах; у припливних камерах перевірити справність утеплених клапанів і пристроїв для їх управління (блочки,

троси та ін.); перевірити роботу пристроїв для відкривання і закривання фрамуг вікон і ліхтарів; усунути всі виявлені несправності.

Перед настанням теплого періоду року очищають всі елементи вентиляційних систем, фарбують устаткування і повітроводи, перевіряють справність аераційних пристроїв.

Продуктивність і тиск, який розвиває вентилятор залежать від правильного напрямку обертання робочого колеса. Під час роботи вентилятори повинні мати плавний і безшумний хід, який залежить від якості балансування їх робочих коліс. При правильному балансуванні робоче колесо зупиняється в різних положеннях, не повертаючись у вихідне. Робочі колеса непрацюючого вентилятора повинні досить легко приводитись в рух від руки. Лопатки робочих коліс не повинні мати вм'ятин і прогинів. Робочі колеса при обертанні не повинні зачіпати кожух вентилятора. Необхідно систематично проводити огляд підшипників, температура корпусів яких не повинна перевищувати 40-50 °С. Якщо температура більш висока, підшипники необхідно оглянути, очистити і заповнити свіжим мастилом. При виявленні в підшипниках тріщин, раковин чи корозії їх необхідно замінити. Передчасне спрацювання підшипників може бути викликане неправильною установкою їх, невдалим підбором типу мастила, несвоєчасним змащуванням, попаданням у них пилу, бруду металевих частин і вологи, що викликає корозію деталей. Підбирати мастило слід з урахуванням навантаження на підшипники, швидкості обертання робочого колеса, стану оточуючого середовища.

При появі шуму чи вібрації вентилятора незалежно від причин, що їх викликали, слід вимкнути електродвигун і усунути виявлені несправності. Треба також вимикати електродвигун при появі диму чи вогню із нього та після тимчасового вимикання струму в електромережі. Після подачі струму слід перевірити правильність обертання робочих коліс вентиляторів.

Якщо електродвигун починає гудіти, його негайно треба вимкнути, щоб запобігти виходу із ладу.

При обслуговуванні калориферів необхідно: дотримуватись значень параметрів повітря теплоносія; систематично вимірювати кількість повітря, що

обробляється; слідкувати за справністю системи регулювання; приділяти увагу заходам запобіганню обмерзання калориферів; періодично робити чистку між трубного і міжреберного простору.

При обслуговуванні зрошувальних камер центральних кондиціонерів необхідно: слідкувати за параметрами обробленого повітря і води, не допускати їх відхилення від розрахункових значень; контролювати якість розбризкування води центр обіжними форсунками; перевіряти стан і надійність роботи елементів системи регулювання; періодично робити чистку форсунок; слідкувати за станом системи водопостачання кондиціонера; очищати від забруднень водяний фільтр для рециркуляційної води [54].

Повітроводи, повітровипускні і повітроприймальні пристрої, дросель-клапани, шибери тощо повинні завжди знаходитись у справному стані.

Прокладки між фланцями сталених повітроводів повинні бути товщиною 3-5 мм і щільно прилягати по всій поверхні кожного фланця. При встановленні чи заміні прокладок треба стежити, щоб вони доходили до болтових отворів і не виступали в середину повітроводу.

Болти на фланцевих з'єднаннях треба щільно затягувати. Всі гайки болтів слід розташовувати по один бік фланцевого з'єднання. На вертикальних повітроводах рекомендується встановлювати болти у фланцях головками вгору.

Повітроводи повинні мати оглядові вікна, лючки і лази для прочистки вентиляційної системи. Під час роботи вентиляційної установки всі експлуатаційні отвори повинні бути щільно закриті. Лючки для очищення слід розташовувати на боковій поверхні повітроводів, поблизу фасонних частин. Очищати повітроводи треба при зупиненому вентиляторі. При очищенні можливе повне або часткове розбирання вентиляційної системи. Очищення виконують у такій послідовності: видаляють пил із пилоприймачів, а потім очищають забруднені ділянки у напрямку від магістралі до місцевих повітроприймачів. Лючки на повітроводах після очищення треба щільно зачиняти. При повторюваних засміченнях одних і тих же місць повітроводів слід встановити і усунути причину

засмічення. Причиною може бути нерівна поверхня повітроводів, наявність виступаючих в середину повітроводу частин, різка зміна потоку і т. ін.

Регулюючі пристрої на повітроводах повинні легко відчинятися і зачинятися. До них повинен бути вільний доступ. Регулюючі пристрої повинні бути закріплені в положеннях, установлених при регулюванні вентиляційної системи.

Обслуговуючий персонал повинен систематично перевіряти стан антикорозійного покриття і теплоізоляції повітроводів, фасонних частин та інших елементів вентиляційних систем і при необхідності їх поновлювати.

Слід систематично перевіряти стан кріплення всіх елементів вентиляційної мережі. Повітроводи повинні бути надійно закріплені до будівельних конструкцій, не можна допускати обпирання їх на вентиляційне устаткування. Не допускається кріпити розтяжки і підвіски безпосередньо до фланців повітроводів.

При ремонті вентиляційних систем треба також забезпечити нормальну роботу регулюючих пристроїв, змастити частини дросель-клапанів і жалюзійних решіток, що рухаються.

3.4.5. Аеродинамічний розрахунок повітропроводів

Першочергово при аеродинамічних розрахунках систем вентиляції визначають втрати тиску. Втрати тиску на подолання опору тертя стінок повітропроводу визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха, Па:

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (3.19)$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя визначаємо за формулою Альтшуля :

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}, \quad (3.20)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість стінок повітропроводу, м;

Re – число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d_e}{\nu}, \quad (3.21)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, приймається $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Для прямокутних повітропроводів у розрахунках приймають еквівалентний діаметр за формулою:

$$d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a + b)} \quad (3.22)$$

Швидкість руху повітря в повітропроводі визначається за формулою:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot f_d}, \quad (3.23)$$

де L – витрата повітря на ділянці повітропроводу, м³/год;

f_d – дійсна площа поперечного перерізу повітропроводу, м.

Втрати тиску на тертя визначаємо за формулою:

$$P_T = \left(\frac{\lambda}{d_e}\right) \cdot l \cdot \beta_{ш} \cdot k_1 \cdot P_d, \quad (3.6)$$

де $\beta_{ш}$ – коефіцієнт, який враховує шорсткість стінок повітропроводів;

k_1 k_2 – поправочні коефіцієнти, які враховують температуру повітря що транспортується.

Втрати тиску на подолання місцевих опорів вентиляційних систем визначаються за формулою

$$\Delta P_z = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot k_2 = \sum \xi \cdot P_d \cdot k_2 \quad (3.24)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці вентиляційної системи, які беруться з довідкової літератури.

Загальні втрати тиску на розрахунковій ділянці довжиною l при наявності місцевих опорів визначається як сума втрат тисків на подолання опору тертя і місцевих опорів ділянки.

$$\Delta P_{дiл} = \Delta P_T + \Delta P_z \quad (3.25)$$

або

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l + \sum \xi\right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (3.26)$$

Нев'язку різниці тисків знаходять за формулою.

$$H = \frac{\Delta P_{\text{діл}} - \Delta P_{\text{від}}}{\Delta P_{\text{діл}}} \cdot 100\% \quad (3.27)$$

Нев'язка повинна бути в межах - $10\% \leq \eta \leq 10\%$. При невиконанні цієї умови необхідно змінювати діаметр повітропроводу або виконувати регулювання за допомогою шиберів або дросель-клапанів. При неможливості ув'язування різниці тисків зміною поперечного перерізу, ув'язання виконується з допомогою установлення діафрагми (дросель клапану) з додатковим місцевим опором $\xi_{\text{дф}}$, який визначають за формулою

$$\xi_{\text{дф}} = \frac{1,67 \cdot (\Delta P_{\text{діл}} - \Delta P_{\text{від}})}{v_{\text{від}}^2}, \quad (3.28)$$

де $\Delta P_{\text{діл}}$ – втрати тиску на магістралі Па;

$\Delta P_{\text{від}}$ – втрати тиску на відгалуженні Па;

$v_{\text{від}}^2$ – дійсна швидкість повітря на відгалуженні м/с.

Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи вентиляції зводиться в таблицю.

Таблиця 3.12. Аеродинамічний розрахунок системи К2.

Номер ділянки	Втрага повітря на ділянці, Lділ, м З/год	Довжина ділянки, l, м	Діаметр повітроводу d, або розміри ахb, мм	Площа поперечного перерізу повітроводу fф, м ²	Дійсна швидкість повітря в перерізі, Vд, м/с	Коефіцієнт шорсткості, βш	Коефіцієнт К1	Питомі втрати тиску на тертя, R, Па/м	Втрати тиску на тертя на ділянці ΔР тер	Коефіцієнт К 2	Динамічний тиск Р д, Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів К _м	Втрати тиску на подолання місцевих опорів Рz, Па	Загальні втрати тиску на ділянці, Па	Сумарні втрати тиску від початку мережі ΔРмаг, Па	Відносна Нев'язка, Н, %
Магістраль (приплив)																
1	3400	3	500	0,196	4,81	1	1	0,5	1,44	1	13,9	2,85	39,6	41,0	41,0	-
2	3400	5,5	500x500	0,250	3,78	1	1	0,3	1,65	1	8,6	1,00	8,6	10,2	51,3	-
3	5480	6	500x800	0,400	3,81	1	1	0,2	1,38	1	8,7	0,13	1,1	2,5	53,8	-
4	7560	17	500x800	0,400	5,25	1	1	0,4	7,14	1	16,5	2,40	39,7	46,8	100,6	-
5	7560	5	500x800	0,400	5,25	1	1	0,4	2,10	1	16,5	3,10	51,3	53,4	154,0	-
Відгалуження (приплив)																
6	2080	1,3	400	0,126	4,60	1	1	0,6	0,74	1	12,7	2,72	34,5	35,3	-	34
7	2080	1,3	400	0,126	4,60	1	1	0,6	0,74	1	12,7	3,52	44,7	45,4	-	55
Магістраль (видалення)																
8	3780	4	500x800	0,400	2,63	1	1	0,1	0,48	1	4,13	2,0	8,3	8,7	8,7	-
9	7560	14	500x800	0,400	5,25	1	1	0,4	5,88	1	16,5 4	4,1	67,8	73,7	82,4	-
10	7560	1,4	630	0,312	6,74	1	1	0,4	0,59	1	27,2 6	2,4	64,3	64,9	147,3	-

Нев'язка у відгалуженнях 6,7 складає більше 10%, тому на цих відгалуженнях встановлюємо дросель-клапани.

У відгалуженні 6 встановлюємо дросель - клапан на 31° ($\zeta = 2,81$), а у відгалуженні 7 встановлюємо дросель - клапан на 35° ($\zeta = 4,48$).

3.4.6. Підбір обладнання систем вентиляції і кондиціонування повітря

Для підтримання оптимальних умов мікроклімату приміщень котеджу підбираємо припливно-витяжну установку з рециркуляцією повітря (K1) торгової марки “VTS Clima”. За розрахунком необхідна кількість повітря $L=4830\text{м}^3/\text{год}$, з врахуванням підсосу повітря і втрат крізь нещільності у розмірі 10%:

$$L_{\text{п}} = 4830 \cdot 1,1 = 5310 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

Підбираємо за витратою повітря установку “VTS Clima” продуктивністю $6000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$.

Для створення мікроклімату в зимовому саду підбираємо припливно-витяжну установку з рекуперативним утилізатором (K2) “VTS Clima”. Необхідна кількість повітря $L=7560\text{м}^3/\text{год}$, з врахуванням підсосу повітря і втрат крізь нещільності у розмірі 10%:

$$L_{\text{п}} = 7560 \cdot 1,1 = 8320 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

У якості холодильної машини для охолодження води установок K1 і K2 використовується чіллер торгової марки “Wesper”.

Витрата холоду в зрошувальній камері системи K1 $Q_x = 35295$ Вт, в системі K2 - $Q_x = 37500$ Вт. Сумарна необхідна кількість холоду з врахування 10% втрат у трубопроводах і нагріву води в циркуляційних насосах:

$$Q_x = (35295 + 37500) \cdot 1,1 = 80075 \text{ Вт};$$

Приймаємо чіллер “Wesper” AQL 90 холодопродуктивністю 86,4 кВт.

В приміщеннях санвузлів і ванних кімнат використовуються каналні вентилятори (B3.1, B4) “Systemair”, а також вентилятор (B3.2) “ВЕНТС” настінного монтажу безпосередньо у витяжний канал.

У приміщенні гаражу подача повітря здійснюється припливною установкою (П1) торгової марки “Systemair”, а видалення повітря за допомогою каналного вентилятора (В1) “Systemair” у вибухозахисному виконанні.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. R. Cermak & A.K Melikov. Air Quality and Thermal Comfort in an Office with Underfloor, Mixing and Displacement Ventilation, *International Journal of Ventilation*, 2006, 5:3, 323-352.
2. Bambang Iskandriawan. Study of Air Velocity and Temperature Gradient in Lecture Room Through Mixed and Displacement Ventilation Systems to Improve the Thermal Comfort, *IPTEK The Journal for Technology and Science*, 2010, Vol 21, No 2.
3. Zhao,W.; Mustakallio, P.; Lestinen, S.; Kilpeläinen, S.; Jokisalo, J.; Kosonen, R. Numerical and Experimental Study on the Indoor Climate in a Classroom with Mixing and Displacement Air Distribution Methods. *Buildings* 2022, 12, 1314. <https://doi.org/10.3390/buildings12091314>.
4. Natalia Lastovets, Risto Kosonen, Panu Mustakallio, Juha Jokisalo & Angui Li (2019): Modelling of room air temperature profile with displacement ventilation, *International Journal of Ventilation*, DOI: 10.1080/14733315.2019.1579486.
5. Szekeres, S.; Kostyák, A.; Szodrai, F.; Csáky, I. Investigation of Ventilation Systems to Improve Air Quality in the Occupied Zone in Office Buildings. *Buildings* 2022, 12, 493. <https://doi.org/10.3390/buildings12040493>.
6. Sami Lestinen, Hannu Koskela, Juha Jokisalo, Simo Kilpeläinen & Risto Kosonen (2016) The use of displacement and zoning ventilation in a multipurpose arena, *International Journal of Ventilation*, 15:2, 151-166, DOI: 10.1080/14733315.2016.1203622.
7. Henrik Brohus, Christian Frier, Per Heiselberg & Ole Juhl Hendriksen (2003) Measurements of Hybrid Ventilation Performance in an Office Building, *International Journal of Ventilation*, 1:4, 77-88, DOI: 10.1080/14733315.2003.11683646.
8. Chen Zhang, Per Heiselberg & Peter V. Nielsen (2014) Diffuse Ceiling Ventilation – A Review, *International Journal of Ventilation*, 13:1, 49-64, DOI: 10.1080/14733315.2014.11684036.
9. Laurentiu Tacutu, Ilinca Nastase, Florin Bode, Cristiana Croitoru and Catalin Lungu. Numerical models development for unidirectional air flow diffusers with

lobed and circular orifices. E3S Web Conf. Volume 111, 2019 CLIMA 2019 Congress. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911101049>.

10. Guangyu Cao, Mika Ruponen, Kim Hagström & Jarek Kurnitski (2011) Experimental Studies on Air Distribution Using Ceiling Slot Diffusers in a Room, *International Journal of Ventilation*, 9:4, 385-392, DOI: 10.1080/14733315.2011.11683896.

11. R. Parameshwaran, R. Karunakaran, S. Muthumariappan & S. Bipasha (2010) An Energy Efficient Air Conditioning System using Displacement Ventilation and Chilled Ceiling for Modern Office Buildings, *International Journal of Ventilation*, 9:1, 25-44, DOI: 10.1080/14733315.2010.11683864.

12. Alessandro Nocente, Tufan Arslan, Steinar Grynning and Francesco Goia. CFD Study of Diffuse Ceiling Ventilation through Perforated Ceiling Panels. *Energies* 2020, 13(8), 1995; <https://doi.org/10.3390/en13081995>.

13. Agnieszka Zajac. The slotted – displacement ceiling diffuser as an alternative to the organization of down – up air exchange in rooms with computer equipment. E3S Web Conf. Volume 44, 2018 10th Conference on Interdisciplinary Problems in Environmental Protection and Engineering EKO-DOK 2018.

14. Bjarne W. Olesen, Angela Simone, Michal Krajčlík, Francesco Causone & Michele De Carli (2011) Experimental Study of Air Distribution and Ventilation Effectiveness in a Room with a Combination of Different Mechanical Ventilation and Heating/Cooling Systems, *International Journal of Ventilation*, 9:4, 371-383, DOI: 10.1080/14733315.2011.11683895.

15. Haruna Yamasawa , Tomohiro Kobayashi , Toshio Yamanaka , Narae Choi & Mako Matsuzaki (2021): Experimental investigation of difference in indoor environment using impinging jet ventilation and displacement ventilation systems, *International Journal of Ventilation*, DOI: 10.1080/14733315.2020.1864572

16. Sander Toomla, Sami Lestinen, Simo Kilpeläinen, Lauri Leppä, Risto Kosonen & Jarek Kurnitski (2018): Experimental investigation of air distribution and ventilation efficiency in an ice rink arena, *International Journal of Ventilation*, DOI: 10.1080/14733315.2018.1437881

17. Demetris Parpas. Experimental investigation and modelling of thermal environment control of air distribution systems for chilled food manufacturing facilities. 2017, Applied Thermal Engineering, 127:1326-1339, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.08.134
18. W.J. Fisk, D. Faulkner, D.P. Sullivan, C. Chao, M.P. Wan, L. Zagreus & T. Webster (2006) Performance of Underfloor Air Distribution in a Field Setting, International Journal of Ventilation, 5:3, 291-300, DOI: 10.1080/14733315.2006.11683746
19. Boualem Ouazia, Iain Macdonald, Michel Tardif, Alexandra Thompson & Daniel Booth (2012) Field Study Assessment of the Performance of Displacement Air Distribution in a Canadian School during the Heating Season, International Journal of Ventilation, 11:1, 43-52, DOI: 10.1080/14733315.2012.11683969
20. Boualem Ouazia, Iain Macdonald, Michel Tardif, Rupesh S. Iyengar, Chandra Sekhar, Arash Soleimani Karimabad, Fariborz Haghighat & Kenny Zhu (2015) A Comparative Study of Leakage Characteristics between an Under Floor Air Distribution System and an Over Head Air Distribution System, International Journal of Ventilation, 14:1, 1-10, DOI: 10.1080/14733315.2015.11684065
- Alexandra Thompson & Daniel Booth (2012) Field Study Assessment of the Performance of Displacement Air Distribution in a Canadian School during the Heating Season, International Journal of Ventilation, 11:1, 43-52, DOI: 10.1080/14733315.2012.11683969
21. Hyunjae Chang, Shinsuke Kato & Tomoyuki Chikamoto (2003) Room Air Distribution and Indoor Air Quality of Hybrid Air Conditioning System based on Natural and Mechanical Ventilation in an Office, International Journal of Ventilation, 2:1, 65-75, DOI: 10.1080/14733315.2003.11683654
22. An-Gui Li, Phillip Jones, Zhen Bu & Qiang Zhang (2003) 3DFLOW Development and Validation for Three Cases - Downward Mixing, Partition and Displacement Ventilation, International Journal of Ventilation, 2:2, 111-124, DOI: 10.1080/14733315.2003.11683658

23. Xiufeng Yang, Limei Xia, Xing Chen, Yanming Kang & Ke Zhong (2018): Theoretical analysis of natural displacement ventilation in a warm space, *International Journal of Ventilation*, DOI: 10.1080/14733315.2018.1524194
24. A. Bennis, H. Fellouah, A. Khelil, L. Loukarfi and H. Naji. Experiments and Large-Eddy Simulations of Lobed and Swirling Turbulent Thermal Jets for HVAC's Applications. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 13, No. 1, pp. 103-117, 2020. DOI: 10.29252/jafm.13.01.29970
25. Marek Borowski, Marek Jaszczur, Daniel Satoła and Michał Karch. Air flow characteristics of a room with air vortex diffuser. *MATEC Web Conf. Volume 240, 2018 XI International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer (ICCHMT 2018)*. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824002002>
26. Mehrdad Rabani, Habtamu B. Madessa, Natasa Nord and Peter Schild. Performance analysis of an active diffuser in mixing ventilation for cell office by using numerical approach. *E3S Web Conf. Volume 111, 2019 CLIMA 2019 Congress*. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911104033>
27. H. Koskela & H. Maula (2013) A CFD Model of a Swirl Diffuser for Heating and Cooling Modes, *International Journal of Ventilation*, 12:2, 159-166, DOI: 10.1080/14733315.2013.11684011
28. Braikia, M., et al.: An Experimental Investigation of Interacting Swirling Multiple Jets *THERMAL SCIENCE: Year 2020, Vol. 24, No. 3B*, pp. 1963-1975.
29. Marek Jaszczur, Pawel Madejski, Slawosz Kleszcz, Marcin Zych and Patryk Palej. Numerical and experimental analysis of the air stream generated by square ceiling diffusers. *E3S Web Conf. Volume 128, 2019 XII International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer (ICCHMT 2019)*. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912808003>.
30. Zhou D., Shi C., 2015, Numerical Simulation and Experimental Research on Flow Field of Swirling Cold Air Diffuser, *Chemical Engineering Transactions*, 46, 979-984. <https://doi.org/10.3303/CET1546164>

31. Borowski, M.; Łuczak, R.; Halibart, J.; Zwolińska, K.; Karch, M. Airflow Fluctuation from Linear Diffusers in an Office Building: The Thermal Comfort Analysis. *Energies* 2021, 14, 4808. <https://doi.org/10.3390/en14164808>
32. Florin Ioan Bode, Angel Dogeanu, Laurențiu Tăcutu, Ilinca Nastase, Paul Alexandru Danca, Alexandra Ene. Experimental study of an innovative perforated air diffuser at real scale conditions. *Energy Reports* Volume 8, Supplement 9, November 2022, Pages 1479-1490. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.09.001>
33. Hurnik, M.; Kaczmarczyk, J.; Popiolek, Z. Study of Radial Wall Jets from Ceiling Diffusers at Variable Air Volume. *Energies* 2021, 14, 240. <https://doi.org/10.3390/en14010240>
34. Lin-Rui Jia, Jie Han, Xi Chen, Qing-Yun Li, Chi-Chung Lee, Yat-Hei Fung. Interaction between Thermal Comfort, Indoor Air Quality and Ventilation Energy Consumption of Educational Buildings: A Comprehensive Review. *Buildings*, 2021, Vol. 11, Iss. 12, Article no. 591, <https://doi.org/10.3390/buildings11120591>
35. Dayoung Jung, Youngtae Choe, Jihun Shin, Eunche Kim, Gihong Min, Dongjun Kim, Mansu Cho, Chaekwan Lee, Kilyong Choi, Byung Lyul Woo, Wonho Yang. Risk Assessment of Indoor Air Quality and Its Association with Subjective Symptoms among Office Workers in Korea. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 2022, Vol. 19, Iss. 4, Article No. 2446 <https://doi.org/10.3390/ijerph19042446>
36. . R. S. McLeod, M. Mathew, D. Salman, C. L. P. Thomas. An Investigation of Indoor Air Quality in a Recently Refurbished Educational Building. *Frontiers in Built Environment*, 2022, Vol. 7, Article ID 769761, <https://doi.org/10.3389/fbuil.2021.769761>
37. Fernando del Ama Gonzalo, Matthew Griffin, Jacob Laskosky, Peter Yost, Roberto Alonso González-Lezcano. Assessment of Indoor Air Quality in Residential Buildings of New England through Actual Data. *Sustainability*, 2022, Vol. 14, Iss. 2, Article No 739, <https://doi.org/10.3390/su14020739>
38. Mojtaba Bayani, Seyed Hamed Mirhoseini, Ali Koolivand, Hamid Sarlak, Rahmatollah Moradzadeh, Farhad Ghamari, Adel Sheykhani, Azin Taheri. Indoor air

quality in wards of dental school clinic: Variations of VOCs, CO₂ and airborne particle levels. *Journal of Air Pollution and Health*, 2022, Vol. 6, No 3, pp. 171-180, <https://doi.org/10.18502/japh.v6i3.8230>

39. Małgorzata Basińska, Katarzyna Ratajczak, Michał Michałkiewicz, Paweł Fuć, Maciej Siedlecki. The Way of Usage and Location in a Big City Agglomeration as Impact Factors of the Nurseries Indoor Air Quality. *Energies*, 2021, Vol. 14, Article No 7534, <https://doi.org/10.3390/en14227534>

40. Taehyun Roh, Alejandro Moreno-Rangel, Juha Baek, Alexander Obeng, Nishat Tasnim Hasan, Genny Carrillo. Indoor Air Quality and Health Outcomes in Employees Working from Home during the COVID-19 Pandemic: A Pilot Study. *Atmosphere*, 2021, Vol. 12, Article No. 1665, <https://doi.org/10.3390/atmos12121665>

41. Довгалюк В. Б. Аеродинаміка вентиляції. Київ: ІВНВКП «Укреліотех», 2015. 366 с. ISBN 978-966-97475-4-9.

42. Корбут В. П., Мілейковський В.О., Дзюбенко В. Г., Саченко І. А. Використання взаємодії опуклих напівобмежених струмин при вентиляції зі змінною витратою повітря. Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання, 2021. Вип. 37. С. 7-12. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.37.7-12>

43. Мілейковський В. О. Енергоефективне формування мікроклімату на основі розробленої теорії макроструктури турбулентних течій: автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.23.03 / Мілейковський Віктор Олександрович ; Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. - Київ, 2020. - 40 с. : рис., табл.

44. Системи повітророзподілення при зональній вентиляції турбінних відділень АЕС : автореф. дис... канд. техн. наук / В. О. Мілейковський; Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. - К., 2007. - 20 с. - укр.

45. Мілейковський В. О. Експериментальні аеродинамічні дослідження вентиляційних систем. – Київ.: Юстон, 2021. – 216 с.

46. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 "Будівельна кліматологія"/ Мінрегіонбуд України.-К.:2011.

47. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування./ Мінрегіонбуд та ЖКГ України.- К.: ДП „Укрархбудінформ” Мінбуду України, 2013.- 141 с.
48. 2.2-15:2019 “Житлові будинки. Основні положення” / Мінрегіонбуд та ПАТ “КиївЗНДЦЕП”, 2019.
49. ДСТУ EN 12831-1:2017 Енергоефективність будівель. Метод розрахунку проектного теплового навантаження. Частина 1. Теплове навантаження, Модуль МЗ-3 (EN 12831-1:2017, IDT), ДП «УкрНДНЦ», 2017.
50. Опалення та вентиляція теплиць. Шишко Г.Г., Потапов В.А., Злобін Л.Л. – Київ: Будівельник, 1984. – 112 С.
51. Росковшенко Ю.К. Центральні системи кондиціонування повітря: навчальний посібник. – К.: - ІВНВКП «Укреліотех», 2008. – 216с
52. Жуковський С. С., Лабай В. Й. Аеродинаміка вентиляції: Навч. посіб. для студ. вищих навч. закл. / Національний ун-т "Львівська політехніка". – Л. : Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2003. – 370с.
53. Степанов М.В., Вакалюк А.С. Організація будівельно-монтажних робіт: навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2011. – 88 с.
54. Жуковський С.С., Кінаш Р.І. Технологія заготівельних та монтажних робіт: навчальний посібник. - – Львів: Вид-во НУ «Львівська політехніка», 1999. – 448 с.