

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КОМПЛЕКСНОЇ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ

на тему «Проект системи кондиціонування повітря Житомирського
екологічного ліцею м. Житомир з бомбосховищем»

Здобувач	Котков Д. М.
<u>4</u> курсу	<u>ХМ741</u> - групи
Керівник	<u>к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.</u>
Консультант:	<u>к.т.н.доц. Когут В. О</u>

±

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від	<u>28.05.2026</u>	протокол №	<u>10</u>
Завідувач кафедри ХУКП	_____		Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	<u>Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Бакалавр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-професійна програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«___» _____ р.

З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Коткова Дмитра Миколайовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Проект системи кондиціонування повітря Житомирського екологічного ліцею»

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Жихарєва Наталія Віталіївна
Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 499.03 від 29.10.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р
3. Вихідні дані роботи: м Житомир , Житомирський екологічний ліцей
Параметри повітря в приміщенні влітку: $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;
Параметри повітря в приміщенні взимку: $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;
Параметри зовнішнього повітря влітку: $t = 27,7\text{ }^{\circ}\text{C}$; ентальпія $h=54,7\text{ кДж/ кг}$
Параметри зовнішнього повітря взимку: $t = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$., ентальпія $h=-21\text{ кДж/ кг}$
4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень: план приміщення з обв'язкою повітроводів; повітророзподілення, апарат ЦК , розташування кондиціонера
6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Когут В.О..		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 20.11.2025

Керівник _____ к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Котков Д.М.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини		
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	28.04-30.04.26	Виконано
8.	Економічний розділ	01.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Котков Д. М.

Керівник роботи _____ к.т.н., доц. Жихарєва Н.В.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Котков Дмитро Миколайович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Коткова Д.М. тема: “Проект системи кондиціювання повітря Житомирського екологічного ліцею” складається з: **103** сторінок тексту, 18 посилань на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто розрахунок і підбір кондиціонеру фірми «VEZA» марки КЦКП-10-1а. Працюють системи на холодильному агенті R407C.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря та підбір холодильного обладнання для збереження виробництва холоду: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціювання повітря. Це основні завдання, які полягли в основу кваліфікаційної праці.

Ключові слова: ліцей, бомбосховище, системи кондиціювання, компресор, конденсатор, випарник, тепло приливи, холодильний агент, теплоутилізатор.

ANNOTATION

The bachelor's qualification thesis by Kotkov D, titled “**Design of the Air Conditioning System for the Zhytomyr Ecological Lyceum**”, consists of 103 pages of text and 18 references to literary sources.

This qualification thesis considers the calculation and selection of a “Veza” air conditioning unit of the KTsKP-10-1a model. The systems operate using the refrigerant R407C.

The thesis includes calculations of air conditioning processes and the selection of refrigeration equipment required for cold production and maintenance, including: determination of the design parameters of indoor and outdoor air; calculation of heat and moisture gains; justification of the selected solution and equipment selection for air conditioning systems. These tasks formed the basis of the qualification work.

Keywords: lyceum, bomb shelter, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, heat gains, refrigerant, heat recovery unit.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ТЕОРЕТИЧНІ ТА НОРМАТИВНО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ	
ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	8
2 ОСНОВНІ ВХІДНІ ДАННІ ПРОЄКТА	19
Кліматичні умови регіону	19
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО	
КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	21
3.1 Визначаємо товщину теплоізоляції стін та перекриття.....	21
Стіна зовнішня:	21
3.2 Розрахунок загальних теплоприпливів у приміщенні	22
3.3 Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні	
огороження для теплого періоду року.....	23
3.4 Тепловиділення від інших джерел	28
3.5 Розрахунок вологовиділень.....	32
3.6 Визначаємо загальні сховану і явну теплоту.....	34
3.7 Явний теплоприплив в приміщеннях	35
3.8 Визначення витрати повітря систем кондиціонування	
повітря	36
3.9 Розрахунок теплоприпливів для холодного періоду року	40
3.10 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів	
обробки повітря в літній та зимовий періоди.....	44
4 ПРОЄКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	48
5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ	52
5.1 Підбір центрального кондиціонера	52
5.2.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 1-го підігріву	53
5.2.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 2-го підігріву	56
5.2.3 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 3-го підігріву	58
5.3 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для	
повітрянагрівачів	60

5.4 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор	64
5.5 Розрахунок адіабатної камери зрошування	68
5.5.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для камери зрошення	69
5.6 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру	71
6 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	74
6.1 Тепловий розрахунок компресора	74
6.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб	78
6.3 Розрахунок повітряного конденсатора	80
7. ОХОРОНА ПРАЦІ	88
Токсичність робочої речовини	88
Електробезпека	90
Електробезпека устаткування	91
Пожежна профілактика	92
ВИСНОВКИ	94
ДОДАТКИ	95
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	101

ВСТУП

Сучасний заклад освіти є складним інженерним об'єктом, у якому необхідно одночасно забезпечити комфорт, безпеку, санітарно-гігієнічні умови, енергоефективність і готовність до роботи в особливих режимах. Система кондиціювання повітря в такій будівлі не може розглядатися лише як засіб охолодження в літній період. Вона є частиною комплексної системи забезпечення мікроклімату, що включає вентиляцію, очищення повітря, регулювання температури, вологості, швидкості повітря, моніторинг параметрів та автоматичне керування.

Актуальність теми проєктування системи кондиціювання повітря для Житомирського екологічного ліцею визначається високою щільністю перебування учнів, змінним графіком використання приміщень, тепловиділеннями від людей та обладнання, потребою підтримання нормативної якості повітря і сучасними вимогами до укриттів у складі закладів освіти. Система повинна забезпечувати не тільки комфорт, а й безпечне та енергоефективне функціонування будівлі у різних режимах експлуатації.

Проектування систем мікроклімату для навчальних будівель сьогодні розглядається у взаємозв'язку з енергозбереженням, автоматизацією будівель, скороченням енергоспоживання та підвищенням стійкості інженерних систем. Особливого значення це набуває для об'єктів освіти, де вимоги до мікроклімату безпосередньо пов'язані зі здоров'ям, працездатністю та безпекою дітей.

Наявність укриттів у складі навчальних закладів суттєво розширює постановку задачі. У такому випадку система кондиціювання повинна розглядатися як двохрежимна інженерна система, здатна працювати як у звичайному навчальному режимі, так і в спеціальних режимах захисної споруди.

1 ТЕОРЕТИЧНІ ТА НОРМАТИВНО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Значення систем мікроклімату для навчальних будівель

Система кондиціювання повітря у навчальних будівлях є складовою забезпечення мікроклімату та якості внутрішнього середовища. Її призначення не обмежується компенсацією надлишкових теплоприпливів у теплий період року. Вона має забезпечувати стабільність температурного режиму, нормативний повітрообмін, допустиму вологість, очищення повітря та узгоджену роботу з вентиляційними системами.

Особливістю навчальних будівель є нерівномірність теплових та вентиляційних навантажень. Різні приміщення мають різні режими використання, різну кількість людей та різні джерела внутрішніх тепловиділень. Це формує необхідність зонального підходу до побудови систем мікроклімату.

У навчальних класах ключове значення має одночасне забезпечення комфортної температури і нормативної якості повітря. Лише охолодження без контрольованого припливу свіжого повітря не вирішує проблем накопичення CO₂ і погіршення повітряного середовища.

Для кабінетів інформатики та лабораторій до звичайних навантажень додаються тепловиділення від обладнання. Актові та багатофункціональні приміщення характеризуються змінним піковим навантаженням. Усе це визначає доцільність систем з гнучким регулюванням і розділенням на функціональні зони.

Для об'єкта екологічного спрямування системи мікроклімату мають також демонструвати принципи енергоефективності, раціонального використання енергії, рекуперації та автоматичного керування.

Параметри мікроклімату та якість внутрішнього повітря

Мікроклімат приміщення формується температурою повітря, відотною вологістю, рухом повітря, тепловим випромінюванням огорожувальних поверхонь, чистотою повітря та кратністю повітрообміну.

Для навчальних приміщень якість повітря є не менш важливою, ніж температура. Основними факторами погіршення внутрішнього середовища є накопичення вуглекислого газу, завислі частинки, надлишкова вологість, запахи, а також зовнішні аерозольні забруднення.

Контроль CO₂ є одним з ключових індикаторів якості внутрішнього повітря. Використання датчиків концентрації CO₂ дозволяє реалізувати керування витратою припливного повітря за реальною потребою приміщення, що одночасно забезпечує комфорт і сприяє зниженню енерговитрат.

Особливу увагу при проєктуванні слід приділяти взаємозв'язку між вентиляційним навантаженням та енергоспоживанням. Збільшення подачі зовнішнього повітря покращує якість повітря, але одночасно підвищує навантаження на нагрів або охолодження. Саме тому питання вентиляції неможливо відокремлювати від рекуперації теплоти та автоматичного регулювання.

Нормативні засади проєктування

Проєктування систем кондиціювання повітря для закладів освіти базується на комплексі нормативних вимог, що охоплюють параметри мікроклімату, вентиляцію, кондиціювання, енергоефективність, санітарні вимоги та вимоги цивільного захисту.

Навчальна будівля розглядається як спеціалізований громадський об'єкт з підвищеними вимогами до якості повітря, шумового режиму, надійності інженерних систем та безпеки.

Нормативний підхід вимагає врахування:

- параметрів мікроклімату;
- витрат припливного повітря;

- вимог до вентиляції та кондиціонування;
- рекуперації енергії;
- автоматизації та моніторингу;
- спеціальних вимог до захисних споруд.

Такий підхід формує основу для системного вибору концепції HVAC-рішення.

Функціональне зонування будівлі як основа вибору системи

Будівлю ліцею доцільно розглядати як багатозонний об'єкт із різними режимами навантажень.

Основними функціональними зонами є:

- навчальні класи;
- лабораторії;
- кабінети інформатики;
- адміністративні приміщення;
- актова зала;
- рекреації;
- технічні приміщення;
- укриття.

Кожна із зон має власні вимоги до температурного режиму, повітрообміну, рівня шуму та способу керування.

Зональний підхід дозволяє уникнути надлишкової централізації, забезпечити гнучкість керування та знизити експлуатаційні витрати.

Тепловологісні навантаження як основа концепції системи

Концепція системи кондиціювання повинна базуватися на структурі теплових та вологісних навантажень.

Основними джерелами теплоприпливів є:

- сонячна радіація;
- теплопередача через огороження;
- люди;
- освітлення;
- комп'ютерне і лабораторне обладнання;
- вентиляційне навантаження.

Для навчальних приміщень особливого значення набувають тепловиділення від людей та навантаження від зовнішнього повітря.

Суттєва частка навантаження пов'язана саме з необхідністю подачі свіжого повітря. Це робить рекуперацію теплоти не додатковою опцією, а ключовим елементом концепції.

Системи вентиляції, кондиціювання та концептуальний вибір рішення

Для об'єкта такого типу можуть розглядатися різні системні рішення:

- локальні спліт-системи;
- мультиспліт системи;
- VRF/VRV системи;
- чилер-фанкойл;
- центральні системи кондиціювання;
- комбіновані системи.

Локальні спліт-системи мають низькі початкові витрати, але не вирішують питання нормативного повітрообміну.

VRV-системи забезпечують високу гнучкість і зональність, однак потребують окремого вентиляційного рішення.

Центральні системи забезпечують повну обробку повітря, але можуть бути складними для реконструкції існуючих будівель.

Найбільш збалансованим для ліцею є комбіноване рішення:

припливно-витяжна вентиляція з рекуперацією + зональне кондиціювання.

Такий підхід дозволяє одночасно вирішити:

- нормативний повітрообмін;
- температурний комфорт;
- енергоефективність;
- масштабованість;
- поетапність реалізації.

Системи очищення і фільтрації повітря

Якість повітря у навчальних будівлях визначається не тільки кількістю припливного повітря, а і ступенем його очищення. Система фільтрації повинна розглядатися як окрема функціональна підсистема HVAC.

Зовнішнє повітря може містити:

- пил;
- дрібнодисперсні частинки;
- аерозолі;
- продукти згоряння;
- пилок;
- міські забруднення;

Для ліцею доцільно застосовувати багатоступеневу фільтрацію.

Попереднє очищення

На першому ступені застосовуються фільтри грубого очищення.

Їх функції:

- затримання великих частинок;
- захист теплообмінників;
- захист рекуператорів;
- зниження навантаження на основні фільтри;
- збільшення ресурсу системи.

Тонке очищення

Другий ступінь складають фільтри тонкого очищення.

Вони забезпечують вилучення дрібнодисперсних частинок та суттєво впливають на якість внутрішнього повітря.

Саме цей ступінь є базовим для навчальних приміщень.

Високоєфективна фільтрація

Для окремих приміщень або режимів роботи можуть застосовуватись фільтри високоєфективного очищення.

Це особливо актуально:

- для укриттів;
- при підвищеному зовнішньому забрудненні;
- для режимів захисту;
- для приміщень підвищених вимог до повітря.

Багатоступенева схема

Рациональною є схема:

- передфільтр;
- основний фільтр;

- за потреби високоефективний ступінь.

Такий підхід підвищує стабільність роботи системи.

Аеродинамічний опір фільтрів

Фільтри створюють втрати тиску, які повинні враховуватися при підборі вентиляторів.

Ігнорування цього фактору може призвести до:

- зниження фактичної витрати повітря;
- недобору тиску;
- погіршення роботи системи;
- зростання енерговитрат.

Тому необхідно враховувати:

- початковий перепад тиску;
- кінцевий перепад тиску;
- забруднення фільтрів у часі.

Моніторинг стану фільтрів

Сучасні системи повинні включати контроль засмічення фільтрів за перепадом тиску.

Це забезпечує:

- своєчасну заміну;
- стабільний повітрообмін;
- зниження енергетичних втрат;
- надійність системи.

Фільтрація та енергоефективність

Клас фільтрації не повинен визначатися лише максимальною ефективністю очищення.

Потрібен баланс між:

- санітарними вимогами;
- аеродинамічним опором;
- споживанням енергії;
- ресурсом фільтрів.

Спеціальна фільтрація укриттів

Для режимів укриття фільтрація може бути частиною системи життєзабезпечення.

Тут можуть застосовуватись:

- пилові фільтри;
- сорбційні елементи;
- захисні фільтри;
- комбіновані схеми очищення.

У цьому режимі фільтрація стає елементом безпеки, а не лише частиною вентиляції.

Укриття та спеціальні режими вентиляції

Укриття повинно розглядатися як окремий режим функціонування системи.

Доцільно передбачати декілька сценаріїв:

Повсякденний режим

- звичайний повітрообмін;
- комфортний мікроклімат;
- використання приміщення за основним призначенням.

Режим укриття

- посилений контроль CO₂;
- спеціальний режим вентиляції;
- резервне живлення;
- контроль автономності.

Режим фільтровентиляції

- спеціальна фільтрація;
- контроль герметичності;
- підпір повітря;
- захист від зовнішнього забруднення.

Підпір і герметизація

Окремого врахування потребують:

- надлишковий тиск;
- витоки;
- клапани;
- взаємодія припливу і витяжки.

Ці режими формують окрему підсистему в межах загальної HVAC-концепції.

Автоматизація та енергоефективність

Автоматизація є невід'ємною частиною сучасної системи кондиціонування.

Доцільними є:

- датчики температури;
- датчики CO₂;

- контроль вологості;
- частотне керування вентиляторами;
- керування за заповненням приміщень;
- контроль стану фільтрів;
- сценарне керування режимами.

Автоматизація дозволяє:

- адаптувати систему до навантаження;
- знижувати енерговитрати;
- підтримувати якість повітря;
- підвищувати надійність.

Важливим елементом енергоефективності є рекуперація теплоти витяжного повітря, яка особливо важлива для об'єктів з великим вентиляційним навантаженням.

Техніко-економічне обґрунтування концепції

Техніко-економічна оцінка повинна враховувати:

- капітальні витрати;
- експлуатаційні витрати;
- енергоспоживання;
- сервіс;
- ремонтпридатність;
- ресурс обладнання.

Комбінована система вентиляції з рекуперацією та зонального кондиціонування забезпечує найбільш збалансоване співвідношення між:

- комфортом;
- якістю повітря;

- енергоефективністю;
- гнучкістю;
- масштабованістю;
- безпекою.

Для об'єкта освіти з укриттям це рішення є не лише технічно доцільним, а концептуально найбільш обґрунтованим.

Отже, проведений аналіз показує, що система кондиціювання повітря для ліцею повинна розглядатися як комплексна багатофункціональна інженерна система, що поєднує вентиляцію, кондиціювання, очищення повітря, автоматизацію, енергоефективність і спеціальні режими захисної споруди.

Концептуально найбільш обґрунтованим є комбінований підхід, заснований на поєднанні припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією, зонального кондиціювання, багатоступеневої фільтрації та адаптивного керування.

Така система формує інженерну основу для подальшого розрахункового розділу дипломного проекту.

2 ОСНОВНІ ВХІДНІ ДАННІ ПРОЄКТА

Місцезнаходження об'єкту – місто Житомир

Найменування об'єкту – Житомирський екологічний ліцей

Географічна широта - 48°.

Характеристика приміщення: бомбосховище

Висота приміщень: 3 м.

Розміри приміщення:

1 приміщення 9х6 м

2 приміщення 3х6 м

3 приміщення 6х12 м

4 приміщення 6х12 м

5 приміщення 6х18 м

6 приміщення 6х6 м

7 приміщення 8х6 м

Кліматичні умови регіону

Ліцей розташований в кліматичному регіоні з помірно-континентальним кліматом.

Для проєктування системи кондиціювання прийняті наступні розрахункові параметри:

Швидкість вітру – 1 м/с

Атмосферний тиск – 760 мм рт. ст.

Амплітуда коливань температури 10,8°C

Літній період:

Температура зовнішнього повітря – +27,7 °C

Відносна вологість зовнішнього повітря – $\varphi = 60\%$

Ентальпія зовнішнього повітря – $h \approx 54,7$ кДж/кг

Зимовий період:

Температура зовнішнього повітря – -22 °C

Відносна вологість зовнішнього повітря – $\varphi = 85\%$

Ентальпія зовнішнього повітря – $h \approx -21$ кДж/кг

Керуючись нормами проектування, приймаємо такі значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні :

Внутрішні параметри:

Температура повітря: $t_{\text{внутр}} = +22$ °С

Відносна вологість: $\varphi_{\text{внутр}} = 50 \%$

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Визначаємо товщину теплоізоляції стін та перекриття.

Стіна зовнішня:

штукатурка	$\delta = 25 \text{ мм};$	$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$
залізобетон	$\delta=500\text{мм};$	$\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$

Перегородки:

штукатурка	$\delta = 25 \text{ мм};$	$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$
цегла глиняна звичайна	$\delta=120 \text{ мм}$	$\lambda = 0,62 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$
штукатурка	$\delta = 25 \text{ мм};$	$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$

Стеля:

залізобетона плита	$\delta=160 \text{ мм};$	$\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$
вирівнюючий слой (цементно-пісчаний) $\delta=20 \text{ мм. } \lambda = 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$		

У приміщеннях 1, 3, 4, 7 відбувається навчання дітей

У приміщенні 6 знаходиться педагогічний колектив

Приміщення 2 використовується як підсобне приміщення

Приміщення 5 – коридор

Кількість людей, кількість устаткування та його потужність представлені в таблиці

Кількість людей, кількість устаткування та його потужність

№ приміщення	Кількість людей, $n_{\text{л}}$, чол.	Кількість устаткування, $n_{\text{у}}$, шт.	Потужність устаткування, $N_{\text{у}}$, Вт
1	21	4	250
2	2		
3	26	5	250
4	26	4	250
5	30		
6	10	8	250
7	16	3	200

Визначаємо відносну вологість для типу робіт температуру всередині приміщення і відносну вологість.

Параметри	1	2	3	4	5	6	7
$t_{\text{вн}} = ^\circ \text{C}$	22	22	22	22	22	22	22
$\varphi_{\text{вн}} = \%$	50	50	50	50	50	50	50
$h_{\text{вн}} = \text{кДж/кг}$	43	43	43	43	43	43	43
$d_{\text{вн}} = \text{кг/кг.с.в}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$	$8,2 \cdot 10^{-3}$

Всі розрахунки будуть розписуватись по першому приміщенні. Значення для решти приміщень будуть розраховуватись по аналогії і результати будуть фіксуватись в таблицях.

3.2 Розрахунок загальних теплоприпливів у приміщенні

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{обл}}, \text{ кВт, де}$$

$Q_{\text{огр}}$ – тепло приплив через огороження.

Надходження тепла через зовнішні непрозорі огороження в дипломній роботі визначається за спрощеним інженерним методом.

Тепло припливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{в.}} + Q_{\text{ост}}, \text{ Вт}$$

де

$Q_{\text{кр}}$ – кількість теплоти, що надходить крізь перекриття, Вт;

$Q_{\text{н.ст}}$ - кількість теплоти, що надходить крізь зовнішні конструкції, Вт;

$Q_{\text{в.}}$ - кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

3.3 Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження для теплого періоду року

Розрахунок теплоприпливів через перекриття

Розрахунок теплоприпливів для теплого періоду року проводиться за формулою

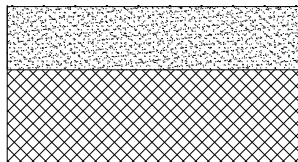
$$Q_{\text{кр}} = m \cdot k_{\text{кр}} \cdot F_{\text{кр}} \cdot \theta_{\text{кр}}, \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

де $k_{\text{кр}}$ – коефіцієнт теплопередачі для перекриття,

$$k_{\text{кр}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3.2)$$

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_3 = 7 - 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad \alpha_{\text{вн}} = 7 - 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$



1. вирівнюючий шар (цементно-піщаний) $\delta=20\text{мм}$, $\lambda=0,93 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
2. залізобетонна плита $\delta=160 \text{ мм}$, $\lambda=2,04 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

m – коефіцієнт, який характеризує конструкцію, довідкова величина, залежить від виду перекриття

$\theta_{кр}$ – умовний температурний тиск між зовнішнім повітрям і кондиціонуємим, визначається з табл.1 (стр.10), за умови, що перекриття важке

$F_{кр}$ – площа перекриття, (м²)

За формулою 1.34, з урахуванням вихідних даних визначаємо коефіцієнт теплопередачі для перекриття всіх приміщень.

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.16}{2.04} + \frac{0.02}{0.93} + \frac{1}{8} \right)^{-1} = 2.858 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$Q_{кр} = 1 \cdot 2.858 \cdot 54 \cdot 11.5 = 1774.8 \text{ Вт}$$

	Приміщення						
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Коефіцієнт теплопередачі для перекриття, Вт/м ² ·К	2,858	2,858	2,858	2,858	2,858	2,858	2,858
Коефіцієнт, який характеризує конструкцію	1	1	1	1	1	1	1
Площа покрівлі, м ²	54	18	72	72	108	36	48
Умовний температурний тиск, $\theta_{кр}$	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
Тепловий потік крізь покрівлі, Вт	1774,8	591,6	2366,4	2366,4	3549,6	1183,2	1577,6

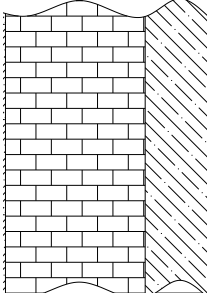
Розрахунок теплоприпливів крізь стіни

Кількість теплоти, що поступає крізь несучі стіни розраховується для стін будівель, що знаходяться північних широтах

$$Q_{н.ст} = a \cdot k_{ст} \cdot (F_c \cdot + 0,5 \cdot F_з), \text{ Вт}, \quad (3.3)$$

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_з = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad \alpha_{вн} = 7 - 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- 
1. Залізобетон $\delta = 500\text{мм}$; $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$
 2. Штукатурка $\delta = 25\text{мм}$; $\lambda = 0,7 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

$$k_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,5}{2,04} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23,3} \right)^{-1} = 2,229 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

a – коефіцієнт затемнення, довідкова величина (0,7- 0,9)

F_c – загальна площа всіх сонячних стін, $[\text{м}^2]$. Оскільки це сховище $F_c = 0$

$F_з$ – загальна площа всіх затемнених стін, $[\text{м}^2]$. Визначається, як різниця між загальною площею всієї затемненої стіни і площею вікон, які знаходяться на цій стіні.

θ_{cm} – умовний температурний тиск між зовнішнім повітрям і кондиціонуємим, довідкова величина з табл.2 (стр.11)

$$Q_{н.ст} = 0,7 \cdot 2,229 \cdot (0 + 0,5 \cdot 45) = 270,3 \text{ Вт}$$

	Приміщення						
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Коефіцієнт теплопередачі для стіни, Вт/м ² ·К	2,229	2,229	2,229	2,229	2,229	2,229	2,229
Коефіцієнт затемнення	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Загальна площа всіх сонячних стін, м ²	0	0	0	0	0	0	0
Площа затемнених стін, м ²	45	9	54	36	18	18	42
Умовний температурний тиск, $\theta_{\text{пд}}$	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7
Тепловий потік крізь стіни, Вт	270,3	54,1	324,4	216,3	108,1	108,1	252,3

Надходження теплоти через внутрішні огороження

Надходження теплоти із суміжних приміщень варто розраховувати за формулою:

$$Q_{\text{в}} = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{розр}}, \quad \text{Вт} \quad (3.4)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огороження, Вт/(м²·К);

Внутрішні огороження:

штукатурка $\delta = 25 \text{ мм};$

$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$

цегла глиняна звичайна $\delta=120 \text{ мм}$

$\lambda = 0,62 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$

штукатурка $\delta = 25 \text{ мм};$

$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$

Коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огороження розраховується за формулою:

$$k = \left(\frac{2 \cdot 1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \quad (3.5)$$

$$k = \left(2 \cdot \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{8} + \frac{0.025}{0.7} \cdot 2 + \frac{0.12}{0.62} \right)^{-1} = 1.942 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

$$Q_{\text{в}} = k_{\text{в.ст}} \cdot F_{\text{в.ст}} \cdot (t_{\text{см.п}} - t_{\text{п}}), \text{ Вт} \quad (3.6)$$

де k -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

а) $t_{\text{см.п}} = 0,5 \cdot (t_{\text{н}} + t_{\text{в}})$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;

$$Q_{\text{в}} = 1,942 \cdot 45 \cdot (0,5 \cdot (27,7 + 22) - 22) = 249,1 \text{ Вт}$$

	Приміщення						
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м ² ·К	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942
Площа перекриттів, м ²	45	45	54	72	126	54	42
Тепловий потік через внутрішні огороження ,Вт	249,1	249,1	298,9	398,5	697,4	298,9	232,5

Загальний теплоприплив через зовнішні огороження

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{в}}, \text{ Вт}, \quad (3.7)$$

де $Q_{\text{кр}}$ – теплоприплив через перекриття, Вт,

$Q_{\text{н.ст}}$ – теплоприплив через несучі стіни, Вт,

$Q_{\text{в}}$ – теплоприплив через внутрішні огороження, Вт,

$$Q_{\text{огор}} = 1774,8 + 270,3 + 249,1 = 2294,2 \text{ Вт}$$

	Приміщення						
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Загальний тепло приплив через зовнішні огороження, Вт	2294,2	894,8	2989,7	2981,2	4355,1	1590,2	2062,4

3.4 Тепловиділення від інших джерел

Розрахунок теплоприпливів від людей

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні $Q_{\text{л}}^{\text{я}}$,

скриті $Q_{\text{л}}^{\text{ск}}$ та повні $Q_{\text{л}}^{\text{п}}$ тепло припливи при роботі середньої важкості:

$$Q_{\text{л}}^{\text{я}} = n \cdot q_{\text{я}}, \text{ Вт} \quad (3.8)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{п}} = n \cdot q_{\text{п}}, \text{ Вт} \quad (3.9)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{ск}} = n \cdot q_{\text{ск}}, \text{ Вт} \quad (3.10)$$

де $q_{\text{я}}$, $q_{\text{п}}$, $q_{\text{ск}}$ – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однієї людиною, Вт,

n – кількість людей.

Для розрахунку теплоприпливів від людей приймається, що одна дитина виділяє $q_{\text{я}} = 55 \text{ Вт}$ явного та $q_{\text{ск}} = 35 \text{ Вт}$ повні тепла ($q_{\text{п}} = 90 \text{ Вт}$), а дорослий — відповідно 75 Вт та 45 Вт ($q_{\text{п}} = 120 \text{ Вт}$).

$$Q_{\text{л}} = n_{\text{учні}} \cdot q_{\text{учні}} + n_{\text{вчителі}} \cdot q_{\text{вчителі}}, \text{ Вт} \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{л}} = 20 \cdot 90 + 1 \cdot 120 = 1920 \text{ Вт}$$

	Приміщення						
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Кількість дорослих	1	2	1	1	0	10	1
Кількість дітей	20	0	25	25	30	0	15
Теплонадходження від людей, Вт	1920	240	2370	2370	2700	1200	1470

Розрахунок теплоприпливів від обладнання

Кількість теплоти, яка виділяється обладнанням, визначається за формулою:

$$Q_{\text{об}} = k_{\text{од}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot \xi \sum_{i=1}^n N_y, \text{ кВт} \quad (3.12)$$

де $k_{\text{од}}$ – коефіцієнт одночасності,;

$k_{\text{загр}}$ – коефіцієнт завантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

N_y – настановна (номінальна) потужність, [кВт];

ξ – витрачена частина потужності і теплоти, приймається:

1) $\xi = 1$. У цьому випадку вся потужність, споживана електродвигунами, цілком переходить у теплоту приміщення;

2) $\xi = \eta_{\text{ел.дв}}$ – коли електродвигуни розміщені за межами кондиціонованого приміщення;

3) $\xi = 1 - \eta_{\text{ел.дв}}$ – коли електродвигуни розміщені в кондиціонованому приміщенні.

	Приміщення
--	------------

	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Число одиниць обладнання	4	0	5	4	0	8	3
Встановлена потужність обладнання, кВт	0,25	0	0,25	0,25	0	0,25	0,2
Коефіцієнт завантаження обладнання	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Коефіцієнт одночасності обладнання	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Частина потужності, що витрачається всередині	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Теплонадходження від обладнання, кВт	448	0	560	448	0	896	268,8

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв.}} = \beta_{\text{осв.}} \cdot \Phi_{\text{осв.}} \cdot F_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (3.13)$$

де $F_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, $[\text{м}^2]$;

$\Phi_{\text{осв.}}$ – питома теплота від освітлення, $\Phi_{\text{осв.}} = 12 \dots 20 \text{ Вт/м}^2$;

β – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

1) для люстр $\beta = 1$;

2) для світильників, розташованих на стелі, $\beta = 0,4 \dots 0,6$.

$$Q_{\text{осв.}} = 0,5 \cdot 18 \cdot 54 = 486 \text{ Вт}$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Площа стелі, м ²	54	18	72	72	108	36	48
Питомий тепловий потік, Вт/м ²	18	18	18	18	18	18	18
Коефіцієнт, що враховує частку теплоти	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Повний тепловий потік, Вт	486	162	648	648	972	324	432

Звідна таблиця розрахункових теплоприпливів для всіх приміщень (теплий період року)

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Повний тепловий потік, Вт	5148	1297	6568	6447	8027	4010	4233

3.5 Розрахунок вологовиділень

$$W = W_{\text{л}} + W_{\text{вол}} \text{ кг/с, де}$$

Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{л}}, \text{ кг/с,} \quad (3.14)$$

де $w_{\text{л}}$ – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення, [кг/с];

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Кількість вчителів	1	2	1	1	0	10	1
Кількість дітей	20	0	25	25	30	0	15
Питоме вологонадходження від 1 викладача, кг/с	0,05	0	0,05	0,05	0	0,05	0,05
Питоме вологонадходження від 1 учня, кг/с	0,045	0	0,045	0,045	0	0	0,045
Вологовиділення від людей, кг/с	0,9504	0,1002	1,1756	1,1756	1,3508	0,5005	0,7256

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги визначають за рівнянням:

$$W_{\text{вод}} = \sigma \cdot F \cdot (d''_{\text{в}} - d_{\text{в}}), \text{ кг/с,} \quad (3.15)$$

де $\sigma = \alpha_{\text{в}} / C_{\text{р}}$, - із співвідношення Л'юїса;

$C_{\text{р}}$ - теплоємність вологого повітря, [кДж/(кг·K)];

$\alpha_{\text{в}}$ - коефіцієнт тепловіддачі, [Вт/(м²K)];

F - площа відкритої поверхні води або підлоги [м^2];

$d''_в$ - вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];

$d_в$ - вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг].

$$W_{\text{вод}} = 7/1033 \cdot 54 \cdot (0,0166 - 0,0082) = 3,07\text{E-}04 \text{ кг/с}$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Площа підлоги, м^2	54	18	72	72	108	36	48
Вологовиділення від мокрої підлоги, кг/с	3,07E- 04	1,02E- 04	4,10E- 04	4,10E- 04	6,15E- 04	2,05E- 04	2,73E- 04

Звідна таблиця розрахункових вологовиділення для всіх приміщень (теплій період року)

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Вологовиділення, кг/с	0,9504	0,1002	1,1756	1,1756	1,3508	0,5005	0,7256

3.6 Визначаємо загальні сховану і явну теплоту

$$Q_{\text{сх}} = \sum Q_{\text{сх}}, \text{ кВт} \quad (3.16)$$

$$Q_{\text{л.}}^{\text{сх}} = r \cdot W_{\text{л}} = 2500 \cdot 0.9504 = 2.375 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{вол.пр.}}^{\text{сх}} = r \cdot W_{\text{вол.пр.}} = 2500 \cdot 0.00768 = 0.768 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{скр}} = 2.375 + 0.768 = 3.143 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пов}} - Q_{\text{сх}}, \text{ кВт} \quad (3.17)$$

$$Q_{\text{явн}} = 5,148 - 3.143 = 2.005 \text{ кВт}$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Вологовиділення від мокрої підлоги, кг/с	3,07E-04	1,02E-04	4,10E-04	4,10E-04	6,15E-04	2,05E-04	2,73E-04
Схований тепло приплив, Вт	768	256	1025	1025	1537	512	683

Схований тепло приплив від людини

$$Q_{\text{скр}} = W \cdot r, \text{ Вт} \quad (3.18)$$

де W - вологовиділення від вологої підлоги кг/с,

$r = (r_0 - 2,3 \cdot t_w)$ - схована теплота пароутворення

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Вологовиділення від людини, кг/с	0,95	0,1	1,175	1,175	1,35	0,5	0,725
Схований тепло	2375	250	2938	2938	3375	1250	1813

приплив , Вт							
--------------	--	--	--	--	--	--	--

Звідна таблиця розрахункової явної теплоти

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Схований тепло приплив , Вт	3143	506	3963	3963	4912	1762	2496

3.7 Явний теплоприплив в приміщеннях

$Q_{явн} = Q_{пов} - Q_{схов}$, Вт ,

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Явний тепло приплив , Вт	2005	791	2605	2484	3115	2248	1737

Звідна таблиця розрахункових тепло- і вологовиділень для всіх приміщень (теплий період року)

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Повні тепло припливи ,Вт	5148	1297	6568	6447	8027	4010	4233
Скриті тепло припливи, Вт	3143	506	3963	3963	4912	1762	2496
Явні тепло припливи, Вт	2005	791	2605	2484	3115	2248	1737
Повні вологовиділення, кг/с	3,07E-04	1,02E-04	4,10E-04	4,10E-04	6,15E-04	2,05E-04	2,73E-04

3.8 Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря

Для визначення витрати повітря системи кондиціонування повітря тепловологісної характеристики і будуємо в d,h- діаграмі процесів кондиціонування повітря для теплого періоду року.

$$\varepsilon = \frac{Q_{пов}}{W_{пов}}, \text{кДж/кг}$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Тепловологісна характеристика процесу, кДж/кг	16748	12659	16026	15731	13057	19569	15493

Для розрахунку продуктивності систем кондиціонування повітря величина G_v приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{заг}}{h_B - h_{п}}, \text{кг/с}, \quad (3.19)$$

де

$Q_{заг}$, - повні надлишки тепла в теплий період, кВт;

h_B , - ентальпія у приміщенні, [кДж/кг];

$h_{п}$ - ентальпія припливного повітря [кДж/кг];

Формула ентальпії

$$h = 1.005t + d(2500 + 1.86t)$$

де:

- t — температура, °C
- d — вологовміст, кг/кг

Знаходимо ентальпію в приміщенні

$$h=1.005 \cdot 22 + 0.0082 \cdot (2500 + 1.86 \cdot 22)$$

$$h \approx 42.9 \text{ кДж/кг}$$

$$G_1 = 5148 / (54.7 - 42.9) = 0.4363$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
G_1 , кг/с	0,4363	0,1099	0,5566	0,5464	0,6803	0,3398	0,3587

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{(t_B - t_{п}) \cdot C_{вв}}, \text{ кг/с}, \quad (3.20)$$

де

$Q_{явн}$ - явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

t_B , – температура у приміщенні [$^{\circ}\text{C}$];

$t_{п}$ – температура припливного повітря;

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
G_2 , кг/с	0,3497	0,1379	0,4543	0,4332	0,5432	0,392	0,3029

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{\text{общ}}}{(d_B - d_{\text{п}})}, \text{ кг/с}, \quad (3.21)$$

де

W – надходження вологи в приміщення, кг/с;

d_B – вологовміст у приміщенні, відповідно, кг/кг;

$d_{\text{п}}$ – вологовміст припливного повітря, , кг/кг;

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
G_3 , кг/с	0,0504	0,0168	0,0672	0,0672	0,1008	0,0336	0,0448

За максимальним значенням витрати припливного повітря для кожного приміщення визначаємо корисну продуктивність кондиціонера за формулою:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{max}}}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.22)$$

де G_{max} - максимальна витрата повітря, кг/с

$\rho_B = 1,2 \text{ кг/м}^3$ - густина повітря

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
G_{max} , кг/с	0,44	0,14	0,56	0,55	0,68	0,39	0,36

$$G_{\text{заг}} = \Sigma G_{\text{max}}$$

$\Sigma G_{\max}$ – кількість припливного повітря кожного окремого приміщення, [кг/год];

$$G_{\text{заг}} = 3,12 \text{ кг/с}$$

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{заг}}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 3,12}{1,2} = 9360 \text{ м}^3/\text{год}.$$

де $G_{\text{заг}}$ – загальна витрата повітря.

Продуктивність систем кондиціонування повітря обумовлюється необхідною кількістю повітря, яка подається в приміщення для асиміляції шкідливостей і забезпечення заданих параметрів повітря в робочій зоні

$$G = k \cdot L_{\text{КД}}, \text{ кг/с}, \quad (3.23)$$

де G – продуктивність системи кондиціонування повітря, [кг/год];

$k = 1,03$ - коефіцієнт запасу;

$$G = 1,03 \cdot 9360 = 9641, \text{ кг/с}.$$

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{КД}} = \frac{\rho \cdot G}{3600}, \text{ кг/с}. \quad (3.24)$$

$$G_{\text{КД}} = \frac{1,2 \cdot 9641}{3600} = 3,21$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються розрахунки тепломасообмінних апаратів.

3.9 Розрахунок теплоприпливів для холодного періоду року

Враховуємо, що для холодного періоду року :

$$G_{\kappa\partial}^x = G_{\kappa\partial}^m$$

Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприпливи через зовнішні масивні огороження.

Розрахункові параметри мікроклімату в холодний період року для м.Житомир:

$$t_{\text{зовн.}} = -22^{\circ}\text{C}, h_{\text{зовн.}} = -21 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловтрати через зовнішні огороження(стіни)

$$Q_{\text{ст.}} = k_{\text{ст}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot \Delta t, \text{ Вт,} \quad (3.25)$$

де $k_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплового періоду, $k_{\text{ст}} = 2,229 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;

$F_{\text{ст}}$ – площа зовнішньої стіни, м^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$\Delta t = t_{\text{зовн.}} - t_{\text{вн}}, \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Коефіцієнт теплопередачі для стін , Вт/м ² .К	2,229	2,229	2,229	2,229	2,229	2,229	2,229
Площа стін, м ²	45	9	54	36	18	18	42
Тепловтрати крізь зовнішні стіни, Вт	-4413	-883	-5296	-3531	-1765	-1765	-4119

Теплоприпливи через перекриття

$$Q_{\text{покр.}} = k_{\text{покр.}} \cdot F_{\text{покр.}} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (3.26)$$

де $k_{\text{покр.}}$ – коефіцієнт теплопередачі покрівлі, приймається з теплого періоду,

$$k_{\text{покр.}} = 1,942 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$F_{\text{ст}}$ – площа проекції покрівлі, м^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$\Delta t = t_{\text{вн.}} - t_{\text{зовн.}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Коефіцієнт теплопередачі для стін, Вт/м ² ·К	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942
Площа стін, м ²	54	18	72	72	108	36	48
Тепловтрати крізь покрівлю, Вт	-1384	-461	-1846	-1846	-2769	-923	-1230

Тепловтрати через внутрішні огородження

$$Q_{\text{вн. огор.}} = k_{\text{вн. огор.}} \cdot F_{\text{вн. огор.}} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (3.27)$$

де $k_{\text{вн. огор.}}$ – коефіцієнт теплопередачі внутрішнього огородження, приймається з теплого періоду, $k_{\text{ст}} = 1,942 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$

$F_{\text{вн. огор.}}$ – площа внутрішнього огородження, м^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$\Delta t = t_{\text{вн.}} - t_{\text{вн. огор.}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $t_{\text{вн. огор.}}$ – температура внутрішнього огороження, $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вн. огор.}} = t'_{\text{вн. роси}} + 2 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

$t'_{\text{вн. роси}}$ – температура точки роси повітря в приміщенні, $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{вн. огор.}} = t'_{\text{вн. роси}} + 2 \text{ } ^\circ\text{C} = 6,8 + 2 \text{ } ^\circ\text{C} = 8,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = t_{\text{вн.}} - t_{\text{вн. огор.}} = 22 - 8,8 = 13,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Коефіцієнт теплопередачі для перегородки, Вт/м ² .К	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942	1,942
Площа стін, м ²	45	45	54	72	126	54	42
Тепловтрати крізь перегородки, Вт	-1154	-1154	-1384	-1846	-3230	-1384	-1077

Звідна таблиця розрахункових теплоприпливів через огороження для всіх приміщень (холодний період року)

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Повні тепло припливи ,Вт	-6951	-2498	-8526	-7223	-7764	-4072	-6426

Загальні тепло- і вологовиділення в приміщенні в холодний період року

Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприпливів через зовнішні масивні огороження за рахунок опалення складає 40-50 %.

$$Q_{\text{пов.}} = (0,4 \div 0,5) \cdot Q_{\text{зовн. огор.}} + Q_{\text{осв.}} + Q_{\text{об.}} + Q_{\text{люд.}}, \text{ Вт} \quad (3.28)$$

$$1 Q_{\text{пов.}} = 0,4 * (-6951) + 486 + 448 + 1920 = 74$$

	Приміщення						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
Q _{общ.} , Вт	74	-597	168	577	566	791	-400

Вологовиділення в приміщенні для холодного періоду року залишаються такими ж, як і для теплого періоду року

Усі отримані данні заносимо у таблицю

Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків та витрат повітря.

Приміщення №	Сумарний теплоприплив(літо),Вт	Сумарні вологовиділення(літо), кг/с	Сумарний теплоприплив(зима)	Сумарні вологовиділення(зима), кг/с	Тепловологісна характеристика(літо), кДж/кгК	Масова витрата повітря,кг/с	Об'ємна витрата повітря, м ³ /г
1	5148	0,00031	74	0,9504	16748	0,44	1320
2	1297	0,0001	-597	0,1002	12659	0,14	420
3	6568	0,00041	168	1,1756	16026	0,56	1680
4	6447	0,00041	577	1,1756	15731	0,55	1650
5	8027	0,00061	566	1,3508	13057	0,68	2040
Всього						3,12	9360

3.10 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди

Кондиціонування для теплої пори року

Для літнього процесу кондиціонування витрата повітря для асиміляції тепло - вологісного навантаження в приміщеннях визначимо:

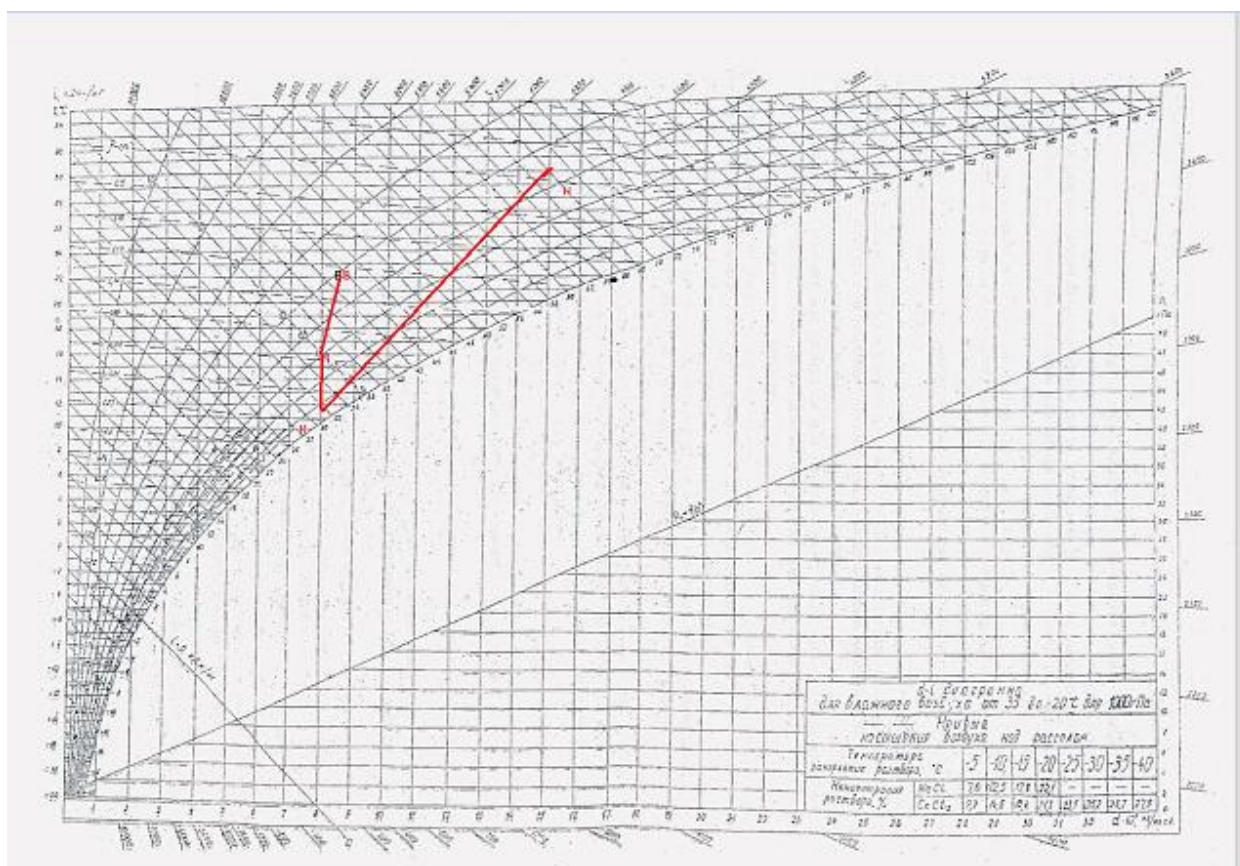
$$G = 3.12 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right);$$

При висоті стелі $h = 3(\text{м})$ приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях

$$\Delta t_p = 5^{\circ}\text{C}.$$

Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

	t.B _л	t.B _л '	t.П _л	t.K _л	t.н
$t_i, (^{\circ}\text{C})$	22	23	17	11	27,7
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$	42,9	42,7	36,5	36,2	57,4
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}} \right)$	8,2	7,7	7,7	7,7	11,6



Кондиціонування у холодну пору року

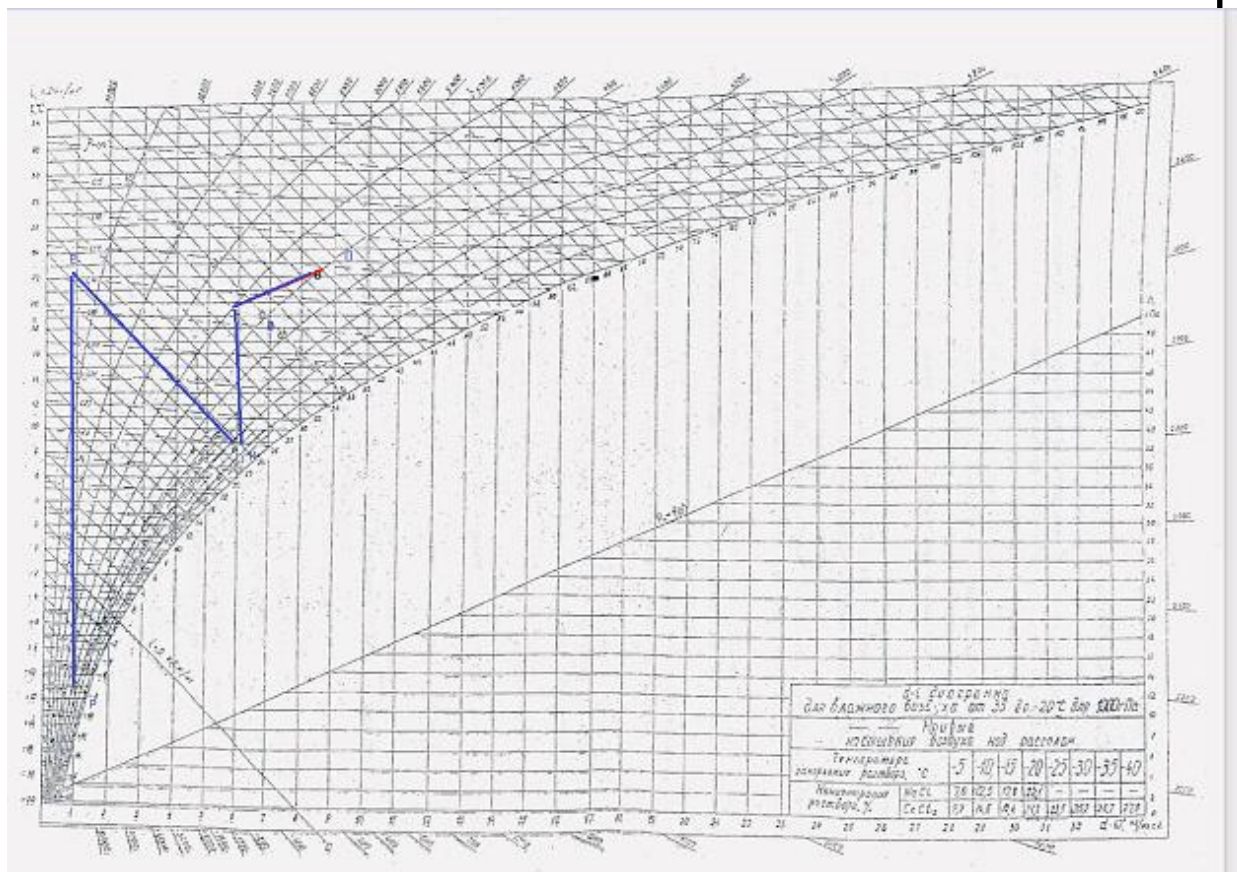
Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього позначаємо на діаграмі точку внутрішнього повітря t_{B_3} , після чого по тепловологістній характеристиці у зимовий період проведемо лінію до перетину з h_{Π} для цього розрахуємо ентальпію за формулою та отримаємо точку t_{O_3} .

$$h_{\Pi} = h_B - (Q_{\text{нов}}^3 / G_1) \text{ кДж/кг.} \quad (3.29)$$

$$h_{\Pi} = 42.9 - \frac{1.179}{3.12} = 42,62 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

	t_{B_3}	t_{Π_3}	t_{K_3}	t_{T_3}	t_{H_3}
$t_i, (^{\circ}\text{C})$	22	20.1	11	24	-22
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$	43	38,5	29,1	42,1	-21,3
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}} \right)$	8,2	7,2	7,1	7,1	0,33



4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

- 1) Вибір діаметрів для круглих повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;
- 2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуємих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);

- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1, П2

Де П1 та П2 - це дві паралельні лінії приточної магістралі в сховищі.

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600 / \rho , \quad (4.1)$$

де $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря.

Для системи П1 та П2 корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = L_2 = (L_{\text{т.з}} - L_{\text{кухні}}) / 2 \quad (4.2)$$

$$L_1 = (9641 - 3381) / 2 = 3130 \text{ м}^3 / \text{ч} ,$$

так як мережа повітроводів в сховищі ділиться на дві рівні та паралельні гілки.

З врахуванням втрат із-за нещільності в системі розподілення повітря устаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

для системи К1

$$L_1^n = 1.05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.3)$$

$$L_1^n = 1,05 \cdot 3130 = 3286 \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$L_2^n = 1.05 \cdot L_2, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$L_2^n = 1,05 \cdot 3130 = 3286 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{дiл}\text{№}1} = \frac{L_1^n}{6} = 3286 / 6 = 548 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (4.4)$$

Задаємось швидкістю повітря $v=7 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0.5} \quad (4.5)$$

$$d = (548 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 7))^{0.5} = 0,166 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,25 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F=(\pi d^2)/4 \quad (4.6)$$

$$F=(3,14 \cdot 0,25^2)/4=0,049 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L/(F \cdot 3600) \quad (4.7)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 548/(0,049 \cdot 3600) = 3,102 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$K=(3,102 \cdot 0,25)/0,0000156=33102, \text{ де } d \quad (4.8)$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25} = 0,3164 / 33102^{0,25} = 0,0234 \quad (4.9)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в.факт.}}^2}{2} = (1,2 \cdot 3,102^2)/2 = 5,77 \quad (4.10)$$

Величину параметра R визначимо:

$$p=(0,0234/0,25) \cdot 5,77=0,54 \quad (4.11)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,54 \cdot 2,3 = 1,25 \quad (4.12)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} = 17 \quad (4.13)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;
- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 1,25 + 17 = 18,25 \quad (4.14)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії” Єврокліма Україна,,.

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами ,розміром 400*225 ,у якого площа живого січення дорівнює $f=0,06 \text{ м}^2$. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{ м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p = 17 \text{ Па}$.

5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ

5.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 3,12}{1,2} = 9360 \text{ м}^3/\text{год} \quad (5.1)$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітроводів :

$$L_{\text{кд}} = L_{\text{кд}} 1,03 = 9360 \cdot 1,03 = 9641 \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо центральний кондиціонер. КЦКПА-10

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}} = \frac{\rho_v \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повн}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 9641}{3600} = 3,21 \text{ кг/с}, \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів

5.2.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 1-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -22^\circ\text{C}$, $t_k = 5^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_B = 9641 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-3,5-04-2 кондиціонера КЦКПА-10 площа фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКПА -10 $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$.

$$v\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (5.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря $\text{кг}/\text{с}$;

$$v\rho = 9641/(3600 \cdot 0,93) = 2,88 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (5.5)$$

c_g – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 9641 \cdot (5 - (-22)) = 72800 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.6)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 67910 / (4.187(90-70)) = 3130 \text{ кг}/\text{час}.$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах w от 1.2 до 1.5 м/с, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, p .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.7)$$

де $H_{тр}$ – висота трубної решітки, м;

h – крок труб по висоті, м, для КЦКПА $h = 0.05$ м.

Приймаємо $p = 1$; при $H_{тр} = 0,85$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.8)$$

де f_w – площа живого перетину мідної трубки m^2 ;

приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

$$m = 3130 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 4,9$$

Приймаємо $m = 4$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.9)$$

$$n = 17 / 4 \approx 4$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.10)$$

$$w = 3130 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 4) = 1,96 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$)

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.11)$$

A – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 23,11 \cdot (2,88)^{0,37} \cdot 1,96^{0,18} = 38,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ C)$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \quad (5.12)$$

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70) / 2 - (-22 + 5) / 2 = 89 \text{ } ^\circ C.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.13)$$

$$F = 72800 / (38,6 \cdot 89) = 21,2 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 4 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника менш ніж $21,2 \text{ м}^2$, цього не достатньо для передачі необхідної кількості теплоти. Приймаємо відстань між пластинами 1,8 мм і повторюємо розрахунок.

$$k = 20,94 \cdot (2,88)^{0,37} \cdot 1,83^{0,18} = 34,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

$$F = 72800 / (34,2 \cdot 89) = 23,7 \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм – $25,3 \text{ м}^2$.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (25,3 - 23,7) / 23,7 \cdot 100 = 6,3 \%$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.14)$$

Б, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2,104 \cdot 2,9^{1,64} = 12,06 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (5.15)$$

де $l_{\text{хода}}$ – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 4) \cdot 1,96^{1,69} = 25,04 \text{ кПа}$$

5.2.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 2-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 12,6^{\circ}\text{C}$, $t_k = 23^{\circ}\text{C}$, витрати повітря $G_v = 9641 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-01-4-06-2 кондиціонера КЦКПА-10 площа фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКПА-10 $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$.

$$v_p = 9641 / (3600 \cdot 0,93) = 2,88 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 9641 \cdot (23 - 12,6) = 28041 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$G_w = 3.6 \cdot 25220 / (4.187(90 - 70)) = 1205 \text{ кг}/\text{час}.$$

Загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = 1084 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 0,5) = 6,04$$

Приймаємо $m = 6$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m}$$

$$n = 17 / 6 \approx 3$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = 1205 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 6) = 1,51 \text{ м}/\text{с}$$

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

$$k = 21,68 \cdot (2,59)^{0.37} \cdot 0,453^{0.18} = 34,53 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70) / 2 - (12,6 + 23) / 2 = 62^{\circ}\text{C}.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = 28041 / (34,53 \cdot 62) = 13,1 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 2,5 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника $19,1 \text{ м}^2$, цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (19,1 - 13,1) / 19,1 \cdot 100 = 31,4 \%$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = 1,574 \cdot 2,59^{1,74} = 8,24 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 2) \cdot 1,51^{1,69} = 8,06 \text{ кПа}$$

5.2.3 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 3-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 14^\circ\text{C}$, $t_k = 18^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_B = 9641 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-2,5-18-2 кондиціонера КЦКПА-10 площа фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКПА-10 $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$.

$$\nu_p = 9641 / (3600 \cdot 0,93) = 2,88 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot 1,006 \cdot 9641 \cdot (18 - 14) = 10785 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$G_w = 3,6 \cdot 10785 / (4,187(90 - 70)) = 464 \text{ кг}/\text{час}.$$

Загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0,05 = 17$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = 464 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,0001108 \cdot 0,5) = 2,32$$

Приймаємо $m = 2$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m}$$

$$n = 17 / 2 \approx 8$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = 464 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,0001108 \cdot 8) = 0,15 \text{ м}/\text{с}$$

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

$$k = 21,68 \cdot (2,88)^{0,37} \cdot 0,15^{0,18} = 22,79 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70) / 2 - (14 + 18) / 2 = 64^\circ\text{C}.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = 10785 / (22,79 \cdot 64) = 7,4 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 2,5 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника $19,1 \text{ м}^2$, цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (19,1 - 7,4) / 19,1 \cdot 100 = 74,3 \%$$

Так як ми отримали дуже великий запас тому доречно буде змінити шаг між пластинами на 4мм, і таким чином зменшити площу теплообміну.

Знайдемо аеродинамічний опір для повітронагрівача в якому буде використовуватися шаг пластин 4мм :

$$\Delta P_a = 1,034 \cdot 2,59^{1,81} = 5,79 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1,02 \cdot 8) \cdot 0,15^{1,69} = 0,65 \text{ кПа}$$

5.3 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для повітронагрівачів

Циркуляція теплоносія в контурах системи тепло/ холодопостачання, заповнення систем і створення надлишкового тиску в них забезпечуються за допомогою насосів. Також як і компресори, насоси класифікуються за способом, за допомогою якого здійснюється підвищення тиску і діляться на об'ємні і динамічні. До категорії об'ємних відносяться поршневі, гвинтові, шестерінчасті насоси, до динамічних - в основному відцентрові. Відцентрові насоси - найпоширеніший тип насосів як складова частина систем холодопостачання. Вибір насоса виробляється на основі його характеристик і особливостей вживання (хімічний склад переміщуваного середовища, габаритні показники і так далі).

Для розділення, об'єднання, гідравлічної ув'язки окремих ділянок системи холодопостачання, регулювання її в процесі експлуатації і так далі використовується трубопровідна арматура. Це замочні і регулюючі вентиля, зворотні клапани, запобіжні клапани і багато що інше. Трубопровідна арматура холодильних систем може бути як фреоновою, для використання у фреоновому контурі холодильних машин так і водяний, для систем водяного охолодження.

Керуючись [4] та [10] зробимо розрахунок трубопроводу для першого повітронагрівача.

У циркуляційній системі рух рідини відбувається під дією різниці тисків нагнітання і всмоктування, створюваною при роботі насоса. При цьому рідина рухається від точок системи з більшим тиском до точок з меншим.

При русі рідини по системі відбуваються втрати тиску : на тертя об стінки труби і в місцевих опорах.

Виконаємо гідравлічний розрахунок нашої мережі.

Загальна довжина труб дорівнює:

$$L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 4\text{м.}$$

Витрата рідини:

$$V = 1,63 \text{ л/с}$$

Швидкість руху рідини приймаємо рівною $\omega = 0,85 \text{ м/с}$.

Визначимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{1,63 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,85}} = 0,049 \text{ (м)} \quad (5.16)$$

де $v=0,85 \text{ м/с}$ – заздалегідь задана швидкість води в трубопроводі (не більш $1,5 \text{ м/с}$)

$V=1,63 \text{ л/с}$ – витрата рідини

Вибираємо поліпропіленову трубу Pilsa PN25 із зовнішнім діаметром $D=75 \text{ мм}$ і завтовшки стінки $t=12,6 \text{ мм}$. Уточнимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{\text{вн}} = D - 2t = 75 - (2 \cdot 12,6) = 49,8 \text{ (мм)} \quad (5.17)$$

Уточнимо швидкість руху рідини в трубопроводі:

$$\omega = \frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{1,63 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,0498^2} = 0,84 \text{ (м/с)} \quad (5.18)$$

Визначаємо динамічний тиск:

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{974,8 \cdot 0,84^2}{2} = 344 \text{ (Па)} \quad (5.19)$$

де ρ – щільність води при $t = 75^\circ\text{C}$

Розраховуємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0,84 \cdot 0,0498}{0,389 \cdot 10^{-6}} = 107500 \quad (5.20)$$

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, $\text{м}^2/\text{с}$

Коефіцієнт опору по довжині:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot k_e}{d_{\text{вн}}} + \frac{100}{Re} \right) = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot 0,004}{0,0498} + \frac{100}{107500} \right) = 0,012 \quad (5.21)$$

k_e – коефіцієнт абсолютної еквівалентної шорсткості поліпропіленових труб.

Втрати тиску від тертя на довжині 1м:

$$\Delta p_{\text{тр}} = R = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{0,012}{0,0498} \cdot 344 = 83 \text{ (Па/м)} \quad (5.22)$$

Втрати тиску по усій довжині труби:

$$R \cdot L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 83 \cdot 4 = 332 \text{ (Па)} \quad (5.23)$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} + \Delta p_{\text{пн}}, \text{ (Па)} \quad (5.24)$$

$$Z = ((2 \cdot 1,2) + (2 \cdot 5,7) + 1,2) \cdot 344 + 2300 = 7460 \text{ (Па)}$$

де, ξ – коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник 90° $\xi = 1,2$

- вентиль $\xi = 5,7$

- тройник $\xi = 1,2$

$\Delta p_{\text{пн}}$ – гідравлічний опір повітронагрівача, Па.

Сумарні втрати:

$$\Delta P = R \cdot L_{\text{тр}}^{\text{заг}} + Z = 332 + 7460 = 7792 \text{ (Па)} \quad (5.25)$$

Визначимо необхідний натиск насоса:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{7792}{974,8 \cdot 9,8} = 0,816 \text{ (м)} \quad (5.26)$$

Вибираємо насос Wilo – Stratos ECO 30/1-5 BMS. Потужність насоса складає 0,047кВт.

Wilo - Stratos ECO - це економічний циркуляційний насос з мокрим ротором для систем водяного опалювання, кондиціонування, закритих контурів охолодження і для промислових циркуляційних установок.

Має функцію автоматичного регулювання, що дозволяє заощадити до 80% електроенергії.

Розрахунок інших гілок магістралі зведений в таблицю 5.1

Розрахунок трубопроводів для повітронагрівачів

№ Ділянки	1	2	3
Витрата води V , л/с	1,63	0,54	0,214
Довжина ділянки l , м	4	4	4
Внутр. діаметр труби (розр) $d_{\text{вн}}$, м	0,049	0,028	0,018
Внутр. діаметр труби (Прийнят.) $d_{\text{вн}}$, м	0,0498	0,0332	0,0166
Швидкість води (уточнена) v , м/с	0,84	0,62	0,99
Динамічний тиск $(\rho v^2)/2$, Па	344	187	478
Критерій Рейнольдса, Re	107500	52920	42250
Коефіцієнт опору по довжині, λ	0,012	0,018	0,035
Втрати тиску від тертя R , Па/м	83	101	1008
Втрати тиску по усій довжині $R \cdot l$, Па	332	404	4032
Втрати тиску в місцевих опорах, Па	7460	15000	8670
Сумарні втрати, ΔP , Па	7792	15404	12700
Необхідний натиск насоса, м	0,816	1,61	1,33

5.4 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор

Проблема енергозбереження відноситься до актуального завдання нашого часу. Проблема загострюється у зв'язку із зростанням енергоспоживанням в різних регіонах і галузях господарської діяльності суспільства. Із-за зростання енергоспоживання збільшується потреба в енергоносіях.

У системах вентиляції і кондиціонування повітря використання теплоти повітря, що видаляється, для нагріву припливного повітря дозволяє на 50...60% понизити витрату теплоти вентиляційними системами.

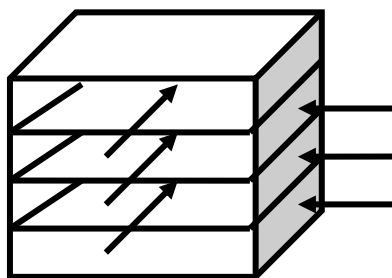
В нашому випадку використовується пластинчастий повітря-повітряний тепло утилізатор.

Пластинчасті рекуператори можуть збиратися з гладких пластин, утворюючих плоскі канали (рис.1, а). Між гладкими пластинами часто встановлюють пластини трикутного U- або П- образного профілю (рис.1, б, в, г), що значно збільшує поверхню контакту повітря з пластиною без збільшення об'єму апарату.

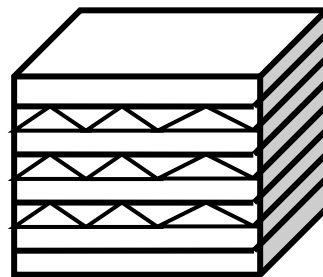
Вживання профільованих каналів в рекуператорах дозволяє значно збільшити теплообмінну поверхню.

У рекуператорах із зігнутими по ходу руху повітря каналами можна збільшити теплообмін в 1,3 разу і більш. Найбільш ефективною, з теплотехнічної точки зору, є проти точна схема руху теплообмінюючихся середовищ. Проте конструктивне вирішення проти точних рекуператорів викликає складнощі, пов'язані з необхідністю забезпечити герметичність повітряних розподільних камер, кількість стиків в яких в цьому випадку виявляється значно великою. У зв'язку з цим часто удаються до перекрестноточних конструкцій теплоутилізаторів (мал.5.1).

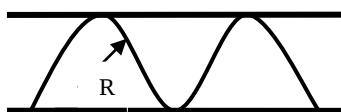
а)



б)



в)



г)



а) – з гладкими пластинами; б) – з трикутними пластинами; в) – з U – образними пластинами; г) – з П- образними пластинами

Малюнок 5.1 – Схема пристрою повітря - повітряного рекуператора

Далі визначимо площу поверхні теплообміну протиточного рекуперативного негігроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності $\varepsilon_t=0,5$.

Масові витрати повітряних потоків складають $G_x=2,89$ кг/с, $G_r=2,05$ кг/с, еквіваленти витрат $G_x c_v=2904$ Вт/К, $G_r c_v=2060$ Вт/К.

Параметри теплоносіїв на вході в апарат: $t_{x1}=5^\circ\text{C}$, $d_{x1}=0,5$ г/кг, $t_{r1}=20^\circ\text{C}$, $d_{r1}=4,8$ г/кг, $h_{r1}=32$ кДж/кг. Барометричний тиск відповідає (760 мм.рт.ст.). Матеріалом поверхні служать алюмінієві листи завтовшки $\delta=0,5$ мм з теплопровідністю $\lambda_c=150$ Вт/(м·К). Геометрія каналу - плоска щілина шириною $S=3$ мм, заввишки $h=0,7$ м і завдовжки $l=1,3$ м, еквівалентний діаметр $d_e=5,97 \cdot 10^{-3}$ м.

Визначаємо параметри повітряних потоків на виході з ТУ, приймаючи, що конденсація вологи в теплообміннику відсутня, $\xi=1$. ξ_r

$$t_{x2} = t_{x1} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_x c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 5 + 0,7 \frac{2060}{2904} (20 - 5) = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.27)$$

$$t_{r2} = t_{r1} - \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_r c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 20 - 0,7 \frac{2060}{2060} (20 - 5) = 9,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.28)$$

По середніх параметрах теплоносіїв $\bar{t}_x = (5 + 12,5)/2 = 8,75 \text{ } ^\circ\text{C}$,
 $\bar{t}_r = (20 + 9,5)/2 = 14,75 \text{ } ^\circ\text{C}$ знаходимо їх фізичні властивості [8]: коефіцієнти
кінематичної в'язкості $\nu_x = 14,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\nu_r = 14,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; теплопровідності
 $\lambda_x = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\lambda_r = 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; числа Прандтля $Pr_x = 0,705$;
 $Pr_r = 0,704$; щільність $\rho_x = 1,253 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\rho_r = 1,21$; питомі теплоємності $c_{в,x} =$
 $c_{в,r} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Приймаємо швидкості повітряних потоків в каналах теплообмінника $v_x =$
 $v_r = 2,5 \text{ м}/\text{с}$. Визначаємо числа Рейнольдса:

Знаходимо комплекс $RePr \frac{dE}{l}$:

$$RePr \frac{dE}{l} = 1062 \cdot 0,705 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,438 \quad (5.30)$$

$$RePr \frac{dE}{l} = 1022 \cdot 0,704 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,304$$

За даними [12] Визначаємо число Нусельта: $Nu_x = Nu_r = 8,2$

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі з боку кожного теплоносія:

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_r \cdot \xi_r}} = \frac{1}{\frac{1}{34,34} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{35,03 \cdot 1}} = 17,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (5.32)$$

Знаходимо середню різницю температур в теплообміннику:

$$\Delta t_{CP,Л} = (\Delta t_B + \Delta t_M) / 2 = [(t_{r1} - t_{x2}) + (t_{r2} - t_{x1})] / 2 \quad (5.33)$$

$$\Delta t_{CP,Л} = [(20 - 12,5) + (9,5 - 5)] / 2 = 6$$

Визначаємо тепловидатність апарату:

$$Q_{II} = G_X \cdot c_{B.X} \cdot (t_{X2} - t_{X1}) = 2904 \cdot (12,5 - 5) = 21780 \text{ Вт} \quad (5.34)$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta t_{CP,II}} = \frac{21780}{17,34 \cdot 6} = 209 \text{ м}^2 \quad (5.35)$$

5.5 Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в.н}=54,7$ кДж/кг ,
 $t_{в.н}=27,7^{\circ}\text{C}$, $t_{в.к}=22^{\circ}\text{C}$.

Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}=9641$ м³/ч. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}=7,8^{\circ}\text{C}$. Керуючись [5].

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{27,7-22}{27,7-7,8} = 0,29$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери указується три можливі величини показника $E_a=0,95$, $E_a=0,85$, $E_a=0,65$. Отримання різних величин показників E_a отримуємо шляхом зміни витрати води перед форсунками. Інтенсивність зрошення водою повітряного потоку прийнято оцінювати через показник В- коефіцієнт зрошення .

$$B = \frac{G_w}{L_{п} \cdot \rho_{п}}, \text{кг води/кг повітря.} \quad (5.36)$$

Проведемо оцінку необхідних коефіцієнтів зрошення в режимах адіабатного зволоження в блок – камері форсункового зрошення в приточному агрегаті КЦКП-10 по даним табл. 2.2(10) .

$$\text{При } E_a=0,65 \text{ потрібно } B = \frac{9000}{10000 \cdot 1,2} = 0,75 \text{ кг/кг;}$$

$$\text{При } E_a=0,85 \text{ потрібно } B = \frac{13100}{10000 \cdot 1,2} = 1,092 \text{ кг/кг;}$$

$$\text{При } E_a=0,95 \text{ потрібно } B = \frac{17100}{10000 \cdot 1,2} = 1,43 \text{ кг/кг;}$$

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнт зрошення В. Знайдемо що для $E_a=0,33$; $B=0,36$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G_w = B \cdot L_{п} \cdot \rho_{п} = 0,36 \cdot 9641 \cdot 1,2 = 4165 \text{ кг/ч.} \quad (5.37)$$

5.5.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для камери зрошення

Керуючись [4], [10] зробимо розрахунок трубопроводу від чилера до камери зрошування :

Загальна довжина труб дорівнює:

$$L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 31 \text{ м.}$$

Витрата рідини:

$$V = 2,41 \text{ л/с}$$

Швидкість руху рідини приймаємо рівною $\omega = 0,85 \text{ м/с}$.

Визначимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{2,41 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,85}} = 0,06 \text{ (м)}$$

де $v=0,85 \text{ м/с}$ – заздалегідь задана швидкість води в трубопроводі (не більш $1,5 \text{ м/с}$)

$V=2,41 \text{ л/с}$ – витрата рідини

Вибираємо поліпропіленову трубу Pilsa PN10 із зовнішнім діаметром $D=75 \text{ мм}$ і завтовшки стінки $t=6,9 \text{ мм}$. Уточнимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{\text{вн}} = D - 2t = 75 - 2 \cdot 6,9 = 61,2 \text{ (мм)}$$

Уточнимо швидкість руху рідини в трубопроводі:

$$\omega = \frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{2,41 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,0612^2} = 0,82 \text{ (м/с)}$$

Визначаємо динамічний тиск:

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{999,7 \cdot 0,82^2}{2} = 336 \text{ (Па)}$$

де ρ – щільність води при $t = 10^\circ\text{C}$

Розраховуємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0,82 \cdot 0,0612}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 38430$$

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, $\text{м}^2/\text{с}$

Коефіцієнт опору по довжині:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot k_e}{d_{\text{вн}}} + \frac{100}{Re} \right) = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot 0,004}{0,0612} + \frac{100}{38430} \right) = 9,803 \cdot 10^{-3}$$

k_e – коефіцієнт абсолютної еквівалентної шорсткості поліпропіленових труб.

Втрати тиску від тертя на довжині 1м:

$$\Delta p_{\text{тр}} = R = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{9,803 \cdot 10^{-3}}{0,0612} \cdot 336 = 54 \text{ (Па/м)}$$

Втрати тиску по усій довжині труби:

$$R \cdot L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 54 \cdot 31 = 1674 \text{ (Па)}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} + \Delta p_{\text{ф}} = ((6 \cdot 1,2) + (3 \cdot 5,7)) \cdot 336 + 20000 = 28160 \text{ (Па)}$$

де, ξ – коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник 90° $\xi = 1,2$

- вентиль $\xi = 5,7$

- тройник $\xi = 1,2$

$\Delta p_{\text{ф}}$ – гідравлічний опір форсунок, Па.

Сумарні втрати:

$$\Delta P = R \cdot L_{\text{тр}}^{\text{заг}} + Z = 1674 + 28160 = 29830 \text{ (Па)}$$

Визначимо необхідний натиск насоса:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{29830}{999,7 \cdot 9,8} = 3,04 \text{ (м)}$$

Вибираємо насос серії Wilo-VeroLine-IPH-W, тип IPH-W 32/125-0,75/2

Потужність насоса складає 0,75 кВт.

Wilo-VeroLine-IPH-W - це економічний циркуляційний насос з сухим ротором для систем водяного опалювання, кондиціонування, закритих контурів охолодження і для промислових циркуляційних установок.

Має функцію автоматичного регулювання, що дозволяє заощадити до 80% електроенергії.

5.6 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє оберегти поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом.

Згідно Європейським нормам EN 779 и EN 1822-1, діючим з 1992 року, існує класифікація фільтрів залежно від ефективності очищення від пилу таблиця 5.2.

Таблиця 5.2 - Класифікація фільтрів

Клас фільтру EN 779	Ефективність очищення (%)	Клас фільтру EN 1822-1	Ефективність очищення (%)
G3	89	H10	85
G4	92	H11	95
F5	40-50	H12	99,5
F6	60-65	H13	99,95
F7	80-85	H14	99,995
F8	90-95	U15	99,9995
F9	≥ 95	U16	99,99995
		U17	99,999995

У складі припливних і витяжних установок КЦКПА поставляють два види блоків, що фільтрують : осередкові фільтри з трьома видами матеріалу, що фільтрує, і кишенькові фільтри.

Робота повітряних фільтрів характеризується наступними показниками: ефективністю очищення, пилеємністю, питомим повітряним навантаженням.

В кишенькових фільтрів поверхня матеріалу, що фільтрує, збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтру для проходження через нього

повітря, що очищається. Розвиток поверхні, що фільтрує, дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріал з іглопробивними отворами.

Міра очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_M = ((C_{BX} - C_{ВИХ})/C_{BX}) \cdot 100\% \quad (5.38)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр C_{BX} , мг/м³ характеризує початкову запилену. Для житлових районів промислових міст $C_{BX} = 0,5$ мг/м³.

Обчислимо запилену припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_M = 92\%$, керуючись [5]:

$$C_{ВИХ} = C_{BX} - (A_M \cdot C_{BX})/100, \text{ мг/м}^3, \quad (5.39)$$

$$C_{ВИХ} = 0,5 - (92 \cdot 0,5)/100 = 0,04 \text{ мг/м}^3$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_\phi, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2 \quad (5.40)$$

Де F_ϕ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

$$УФ = 8672/9,4 = 922,5 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$(5.41)$$

де L – витрата очищається повітря, що проходить через фільтр, м³/ч;

F_ϕ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

C_{BX} , $C_{ВИХ}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру, мг/м³.

$$\tau_\phi = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{9,4}{[0,5 - 0,04] \cdot 8672} = 1343 \text{ год.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_\phi}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ днів} \quad (5.42)$$

$$\tau = \frac{1343}{12} = 112 \text{ днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром використання кишенькового фільтру дозволяє в 4 рази збільшити термін експлуатації фільтру без заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації.

6 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1 Тепловий розрахунок компресора

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є кількість холоду, яку вона повинна виробити для КЦКП, а також режим роботи.

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який має достатньо хороші термодинамічні якості.

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агенту (t_o) та температурою конденсації (t_k).

Температура кипіння залежить від робочої температури води, яка виходить з чілера: $t_{\text{води}} = 7^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, ^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

$$t_o = 7 - 3 = 4^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_o = 3^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чілерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15) ^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

$t_n = 27,7^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 27,7 + 10 = 37,7^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

$$\Delta t_k = 5^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, ^\circ\text{C}. \quad (6.3)$$

$$t_3 = 37,7 - 5 = 32,7^\circ\text{C}$$

Задаємось перегрівом парів холодильного агента в обмотках ел.двигуна компресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 5^\circ\text{C}$.

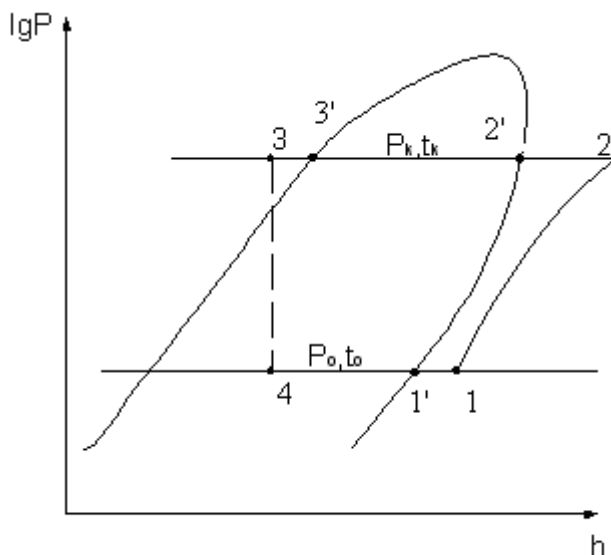
Перегрів в випарнику- $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{BC}}, ^\circ\text{C}. \quad (6.4)$$

$$t_1 = 4 + 5 = 9^\circ\text{C}$$

Побудуємо цикл в $\lg p$ - h діаграмі та визначимо параметри точок процесів.



Підбираємо чілер зі спіральним компресором.

Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^ч = 1,1 * G_B * (h_B - h_{\Pi}) = 1,1 * 3,12 * (54,7 - 42,9) = 40,5 \text{ кВт}; \quad (6.5)$$

Температура кипіння фреону: $t_0 = +4^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_k = +40^\circ\text{C}$;

Будуємо холодильний цикл у $\lg p$ - h діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 6.1

Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

	1	2	3	4
P, бар	5,8	5,8	18	18
t, °C	9	50	35	4
h, кДж/кг	420	444	256	256
v, м ³ /кг	0,04	-	-	-

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 420 - 256 = 164 \text{ кДж/кг}; \quad (6.6)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 444 - 420 = 24 \text{ кДж/кг}; \quad (6.7)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 444 - 256 = 188 \text{ кДж/кг}; \quad (6.8)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{164}{0,04} = 4100 \text{ кДж/м}^3; \quad (6.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{277}{(313 - 277)} = 7,69; \quad (6.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 164 / 24 = 6,83; \quad (6.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{срс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_k} = \frac{6,83}{7,69} = 0,89; \quad (6.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 40,5 / 164 = 0,247 \text{ кг/с}; \quad (6.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 0,247 \cdot 0,04 = 9,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

$$\left(\frac{P_k}{P_o} \right) = 3,1 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 0,91;$$

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$V_h = \frac{Q_o^q}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{40,5}{(0,91 \cdot 4100)} = 0,0011 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{км}} = 0,247 \cdot 24 = 5,93 \text{ кВт}; \quad (6.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{4,87}{0,9} = 6,59 \text{ кВт}, \quad (6.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 6,59 + 0,3 = 6,89 \text{ кВт}, \quad (6.18)$$

де $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ед}} = \frac{6,89}{0,9} = 7,66 \text{ кВт}, \quad (6.19)$$

де $\eta_{ед}$ - к.п.д. електродвигуна, кВт;

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_д = \frac{Q_o^ч}{N_{ел}} = \frac{40,5}{7,66} = 5,29; \quad (6.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_д}{\text{cop}_к} = \frac{5,29}{7,69} = 0,69; \quad (6.21)$$

6.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = (G_b \cdot \rho \cdot \Delta h) / 3600, \quad (6.22)$$

де Δt - перепад температури води в повітроохолоджувачі;

C_p , кДж/кг·К- теплоємність води;

G_w , кг/с - витрата води;

$L'_п$, м³/год. - витрата повітря;

ρ , кг/ м³ – щільність повітря;

Δh , кДж/кг – різниця ентальпій на вході та виході з повітроохолоджувача;

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_п \cdot (h_{вх} - h_{вих}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{9641 \cdot (54,7 - 42,9) \cdot 1,2}{3600 \cdot 5,4,19} = 1,81 \text{ кг/с.} \quad (6.23)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{1,81}{1000} = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.24)$$

де ρ_w , кг/ м³ – щільність води;

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_T = \frac{L_w}{v} = \frac{(1,81 \cdot 10^{-3})}{1,5} = 0,0012 \text{ м}^2, \quad (6.25)$$

Визначимо теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0012}{3,14}} = 0,0391 \text{ м}; \quad (6.26)$$

Беремо трубку екопластик PN 16 з фактичним діаметром $d_\phi = 50$ мм.

Перераховуємо швидкість рідини в трубках:

$$v = \frac{L_w}{F_\phi} = \frac{L_w}{(\pi \cdot d_\phi^2) / 4} = \frac{0,00181}{(3,14 \cdot (0,05)^2) / 4} = 0,92 \text{ м/с}, \quad (6.27)$$

де F_ϕ - фактична площа перерізу трубки, м².

Підбираємо модель чилера по холодовидатності:

$$Q_o^ч = 1,1 \cdot G_b \cdot (h_b - h_п) = 1,1 \cdot 3,12 \cdot (54,7 - 42,9) = 40,5 \text{ кВт}; \quad (6.28)$$

Підбираємо модель CGA –150 фірми TRANE

$Q_o = 43,4$ кВт, $N_e = 13,5$ кВт, COP = 2,92

Д/Ш/В, мм = 2200/1050/1230

Маса = 429 , кг ; Шум = 78, Дб.

Підбираємо модель гідромодуля по необхідній витраті води для камери зрошення :

$$G_w = V \cdot L_{\Pi} \cdot \rho_{\Pi} = 0,38 \cdot 9641 \cdot 1,2 = 4396 \text{ кг/ч} = 1,221 \text{ л/с} \quad (6.29)$$

Із каталогів фірми TRAINER вибираємо гідромодуль моделі HDM 1.3

Д/Ш/В, мм = 635/1045/1300

Маса = 260 , кг; Номінальна потужність – 1,3 кВт.

6.3 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолоджуючому середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолоджуючого середовища конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор повітря-охолоджуваний. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі тепловіддаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів. Керуючись [11]

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (6.30)$$

де Q_0 - холодовидатність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 40,5 + 5,7 = 46,2 \text{ кВт}$$

Приймаємо $\Delta t_{\text{воз}} = 6^\circ\text{C}$,

$$t_{\text{в}2} = t_{\text{в}1} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.31)$$

де $t_{\text{в}1}$ – зовнішня температура повітря, $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{в}2} = 27,7 + 6 = 33,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в}1} + t_{\text{в}2}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.32)$$

$$t_k = \frac{27,7 + 33,7}{2} + 10 = 40,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\text{в}}}{\ln \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{в}1}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}2}}}, \text{ К}, \quad (6.33)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{313,7 - 300,7}{313,7 - 306,7}} = 9,69 \text{ К}.$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_{\epsilon} = \frac{Q_{\kappa}}{c_p \cdot \Delta T_{\epsilon}}, \text{ кг/с}, \quad (6.34)$$

$$G_B = \frac{46,2}{1,006 \cdot 6} = 7,654 \text{ кг/с},$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.35)$$

де $\rho_B = 1,175 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 300,7 \text{ К}$.

$$V_B = \frac{6,743}{1,175} = 6,514 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_B}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (6.36)$$

де $\omega = 7 \text{ м/с}$ – прийнята швидкість повітря.

$$F_{\text{ж}} = \frac{6,514}{7} = 0,931 \text{ м}^2,$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби d_n , м -0,012

Внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}}$, м -0,010

Крок труб по фронту і в глибину s , м -0,024

Товщина ребер δ_p , м 0,00015

Крок ребер u , м -0,004

Матеріал труб Мідь

Матеріал ребер -алюміній

Ребра Пластинчасті – суцільні

Розташування труб в пучку – Коридорне

Розміри апарату по фронту. Живий перетин апарату пов'язаний з основними розмірами, що характеризують поверхню теплообміну співвідношенням

$$F_{\text{ж}} = L_1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (6.37)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{(s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (6.38)$$

$$L_1 = \frac{0,931}{(0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right)} = 80,61, \text{ м}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні оребреної труби. При коридорному розташуванні труб з пластинчастим оребренням при $Re = 500..10000$; $L/d_{\text{екв}} = 4..50$; $u/d_{\text{н}} = 0,18..0,35$; $s/d_{\text{н}} = 2..5$; $t_{\text{ж}} = -40..40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$d_{\text{екв}} = \frac{2(0,024 - 0,012) \cdot (0,004 - 0,00015)}{(0,024 - 0,012) + (0,004 - 0,00015)} = 0,00583 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{u \cdot d_{\text{екв}}}{\nu} = \frac{0,004 \cdot 0,00583}{16,3 \cdot 10^{-6}} = 2504. \quad (6.41)$$

де $\nu = 16,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, при $t = 33,7$

$$Re_{\text{ж}} = \frac{7 \cdot 0,00583}{16,3 \cdot 10^{-6}} = 2504. \quad (6.42)$$

$$\frac{s}{d_{\text{н}}} = \frac{0,024}{0,012} = 2 \quad (6.43)$$

Довжина пластини по ходу повітря L залежить від числа паралельних секцій конденсатора a і визначається по рівнянню

$$L = a \cdot s. \quad (6.44)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582, \quad (6.45)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582,$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (6.46)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2504}{1000} = -0,0797, \quad (6.47)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (6.48)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2504}{1000} = 0,759, \quad (6.49)$$

$$\Phi = 201$$

$$c = 0,201 \cdot 0,759 = 0,15,$$

$$Nu_{ж} = 0,15 \cdot 2504^{0,582} \cdot (20)^{-0,075} = 11,39$$

$$(6.50)$$

$$\alpha_{BF_{BH}} = \frac{11,39 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{0,00583} = 51,39 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

де $\lambda_b = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{в.пр} = \alpha_b \cdot \left(\frac{F_n}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_n}{d_{вн}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.51)$$

де $F'_{тр}$ - поверхня труби між ребрами,

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_n \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.52)$$

$$F'_{тр} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004} \right) = 0,036 \text{ м}^2 / \text{м},$$

де F_p – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.53)$$

$$F_p = 2 \cdot \left(0,024^2 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,231 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

F_H – зовнішня поверхня ребреної труби,

$$F_H = F'_{tp} + F_p, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.54)$$

$$F_H = 0,036 + 0,231 = 0,267 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_H, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.55)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,038 \text{ м}^2 / \text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.56)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1 / \text{м}, \quad (6.57)$$

$\lambda_p = 218 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінію; h' - умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 5,39}{0,00015 \cdot 218}} = 56,064 / \text{м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (6.58)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.59)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,024}{0,012} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,012}{2} (2,29 - 1) (1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,013 \text{ м},$$

$$E = \frac{\text{th}(56,064 \cdot 0,013)}{56,064 \cdot 0,013} = 0.854$$

$$\alpha_{в.лр} = 51,39 \cdot \left(\frac{0,267}{0,038} \cdot 0,854 + \frac{0,036}{0,038} \right) \cdot \frac{0,012}{0,010} = 467,43 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_{\kappa} - T_{\text{см}})}} = , \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.60)$$

$$0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{170 \cdot 10^3 \cdot 1064^2 \cdot 0,01769^3 \cdot 9,81}{2,479 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot (T - T_{\text{см}})}} = \frac{985}{\sqrt[4]{T_{\kappa} - T_{\text{см}}}}$$

де r – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па · с.

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

$$q_{aF_{\text{вн}}} = 985 \cdot (T_{\kappa} - T_{\text{см}})^{0,75}, \text{Вт}/\text{м}^2. \quad (6.61)$$

з боку повітря

$$q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в.лр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \text{Вт}/\text{м}^2, \quad (6.62)$$

де $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,010 = 0,0314 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби;

$\lambda = 385 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (мідь).

$$q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{433,75} + \frac{0,031}{0,031 + 0,267} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 467 (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

$$T_{\kappa} - T_{\text{ст}} = (273 + 40,7) - 306,7 = 7$$

$$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}} = 306,7 - (273 + 27,7) = 6$$

$$\text{Будуємо графік: } q_{aF_{\text{вн}}} = 985 \cdot (T_{\kappa} - T_{\text{см}})^{0,75}, \text{Вт}/\text{м}^2$$

$$\text{Будуємо графік: } q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = 434 (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{F_{\text{вн}}}}, \text{м}^2, \quad (6.63)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{46,2 \cdot 10^3}{4239} = 10,9 \text{ м}^2$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH}}, \text{ м}, \quad (6.64)$$

$$L_{\text{общ}} = \frac{10,9}{3,14 \cdot 0,01} = 347 \text{ м.}$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.65)$$

$$a = \frac{347}{71,25} = 4,305 \approx 4.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{F_{BH}} = \frac{q_{F_{BH}}}{\theta_m}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.66)$$

$$\kappa_{F_{BH}} = \frac{4239}{9,69} = 437 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Основні конструктивні розміри апарату. При числі секцій $a = 3$ довжина труб в одній секції:

$$L_1^1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.67)$$

$$L_1^1 = \frac{347}{4} = 86,75 \text{ м.}$$

Живий перетин

$$F_{жс} = L_1^1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right) \quad (6.68)$$

$$F_{жс} = 86,75 \cdot (0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right) = 1,002 \text{ м}^2.$$

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1^1}{s}}, \quad (6.69)$$

$$n = \sqrt{\frac{80,61}{0,024}} = 57,95$$

Тоді висота апарату :

$$H = n \cdot s = 57,95 \cdot 0,024 = 1,391 \text{ м} \quad (6.70)$$

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{80,61}{57,95} = 1,391 \text{ м} \quad (6.71)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_B = T_{B2} - T_{B1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, ^\circ\text{C} \quad (6.72)$$

$$\Delta T_B = \frac{46200}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 1,002 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тут з метою збереження колишнього коефіцієнта теплопередачі доцільно зберегти прийняту швидкість повітря.

Збільшення живого перетину апарату в порівнянні з визначеним в п. 5 повинне зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагріву. Зменшення перепаду температур на 0,7 є в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим ребренням по формулі Гоголина:

де $A = 0,007$ для ретельно виготовлених поверхонь.

$$\Delta \rho = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 49,8 \text{ Па.} \quad (6.73)$$

7. ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпека життєдіяльності - це стан діяльності, при якому з певною вірогідністю виключаються потенційні небезпеки, що впливають на здоров'я людини.

Для забезпечення безпеки конкретною діяльністю мають бути вирішене три завдання.

1) Виробити повний детальний аналіз небезпек формованих в діяльності, що вивчається.

2) Розробити ефективні заходи захисту людини і місця існування від виявлених небезпек. Під ефективними мається на увазі такі заходи по захисту, які при мінімумі матеріальних витрат, будуть мати максимальний ефект.

3) Розробити ефективні заходи захисту від залишкового ризику даної діяльності. Вони необхідні, оскільки забезпечити абсолютну безпеку діяльності не можливо.

Забезпеченням безпеки життєдіяльності людини (робітника, обслуговуючого персоналу) займається «охорона праці».

Охорона праці - це зведення законодавчих актів і правил, відповідних їм гігієнічних, організаційних, технічних, і соціально-економічних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Токсичність робочої речовини

Як робоча речовина в холодильній установці використовується хладагент R407C - азеотропна суміш R32/R125/R134a (масові долі компонентів відповідно 23/25/52%). Розроблений як основна заміна R22. При звичайній температурі і тиску це - безбарвний газ.

Даний фреон був розроблений як альтернатива хладагенту R22 по холодавидатності і тиску насиченої пари.

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° С.

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

Фосген - безбарвний газ з неприємним запахом прілого сіна або гнилих яблук. У газоподібному поляганні важче повітря в 3,5 разу.

Температура кипіння $t_{\text{кип}} = +8^{\circ}\text{C}$, $\text{ПДК}_{\text{ср}} = 0,003 \text{ мг/м}^3$, $\text{ПДК}_{\text{кр}} = 0,5 \text{ мг/м}^3$. Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроті, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

Хоча в приміщення подається вже холодна вода, а не хладагент, і самі чиллера знаходяться на вулиці, а не усередині приміщень, то все одно існує можливість поразки цією шкідливою речовиною, тому потрібно передбачити необхідні заходи захисту.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, взривопожарної і пожежної небезпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по вибухопожежній і пожежній небезпеці, згідно з ОНТП24-86 розподіляються на категорії А, Б, В, Г і Д.

Дане приміщення відноситься до категорії Д, тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні й апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

При розміщенні проектованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори, відокремлені дверима від інших приміщень і відкриваються у бік виходу.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги включають в себе: скорочення площ приміщень для устаткування систем КП і їх елементів. Естетичну ув'язку елементів систем КП з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування і наладку систем з можливістю по зонного введення їх в експлуатацію. Ув'язку робіт по спорудженню конструкцій будівель з монтажем систем КП. Звуко- і віброізоляцію рухомого устаткування від елементів будівельних конструкцій.

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина

поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечну напругу не лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

Захист від поразки електричним струмом і спалахів можна здійснити захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напругу дотику і кроку), або зануленням (відключають устаткування і знижують напругу дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

Електробезпека устаткування

Згідно правилам пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги до 1000 В і понад 1000 В. Для комфортного СКП в експлуатації знаходяться установки лише першої групи з напругою до 1000 В

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження електричним струмом діляться на три категорії:

1) Приміщення без підвищеної небезпеки - без струмопровідного пилу, без великої кількості сповільнених металевих предметів (адміністративні, учбові приміщення і т. д.).

2) Приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\phi > 75\%$, температурою повітря більше 30°C , з підлогою із струмопровідних матеріалів (цегельні, бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металоконструкцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.).

3) Особливо небезпечні приміщення - особливо сирі, з наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Пожежна профілактика

Заходи щодо пожежної профілактики розділяються на організаційні, технічні, режимні і експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний вміст будівель, території, протипожежний інструктаж робітників і службовців, організацію добровільних пожежних дружин.

До технічних заходів відносяться дотримання протипожежних норм і правил при проектуванні будівель, при обладнанні електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення, правильне розміщення устаткування.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановленому місці, виробництво зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасних приміщеннях.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти і випробування технологічного устаткування.

Здатність конструкцій чинить опір дії пожежі в перебігу певного часу при збереженні експлуатаційних функцій називається вогнестійкістю.

Залежно від величини межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і меж поширення вогню по цих конструкціях будівлі і споруди по вогнестійкості підрозділяються на вісім мір.

Основні конструкції машинних залів мають бути II мірі вогнестійкості з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості 0,75 ч.

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

Захист від поширення полум'я в установках вентиляторів досягається за допомогою вогнепреградителів, швидкодіючих заслінок, водяних завіс і тому подібне. Вогнепреградителі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщувач). Принцип його дії заснований на тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

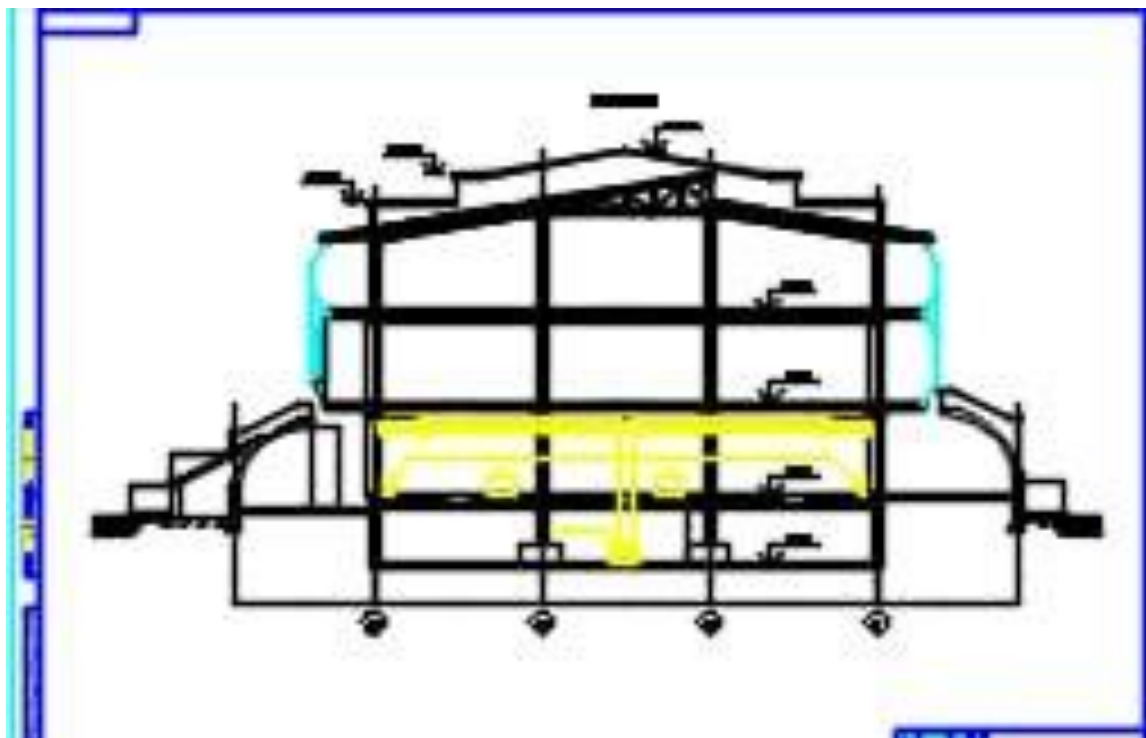
Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасящими засобами. Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані. Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ІСО N 3941 - 77.

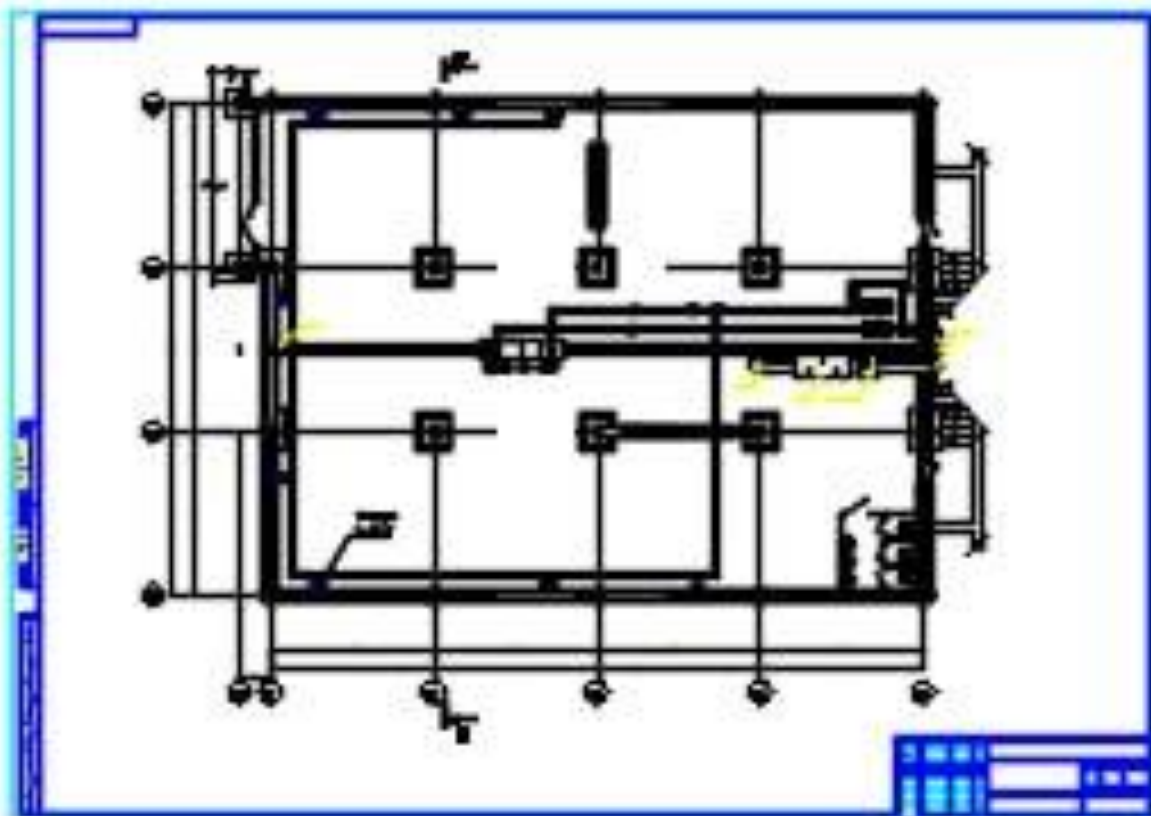
У нашому випадку для гасіння пожежі можна використовувати порошкові вогнегасники. Необхідна кількість цих вогнегасників для гасіння пожежі:

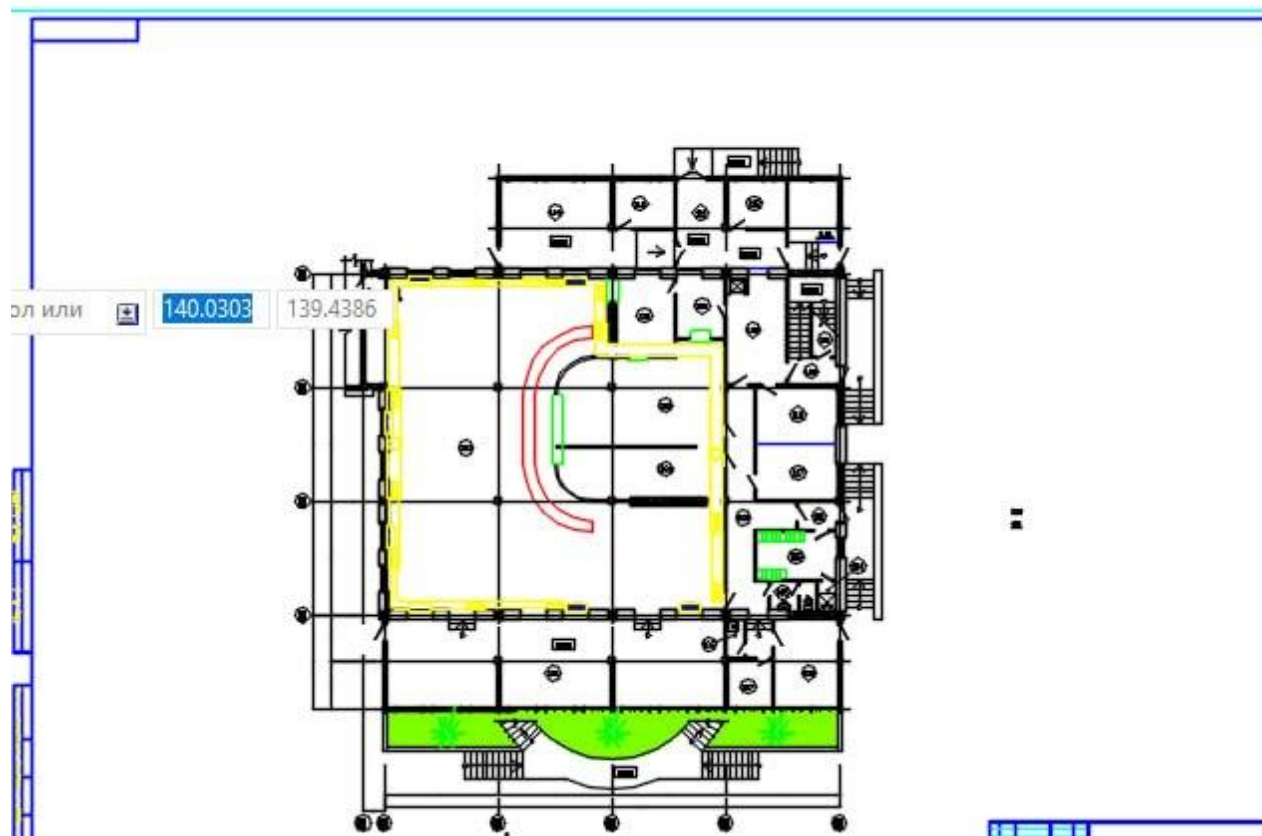
ВИСНОВКИ

Після проведення розрахунку були враховані усі особливості кондиціювання приміщень ліцею в м. Житомир. Були розраховані і враховані усі теплопритоки які надходять у приміщення а саме: надходження теплопритоків від сонячної радіації ,теплопритоки від навколишнього середовища, теплопритоки від різних джерел, надходження вологи від людей та різних обладнання. Розраховані процеси повітрообміну в приміщеннях також були розраховані процеси обробки повітря у СКЦПА у літній та зимовий період. Були розраховані повітропроводи для усіх приміщень. Далі був проведений розрахунок обладнання для обробки повітря у СКЦПА. Був підібраний каналний кондиціонер після чого на базі обраного каналного кондиціонера був розрахований поверхневий повітронагрівач та кишеньковий фільтр.

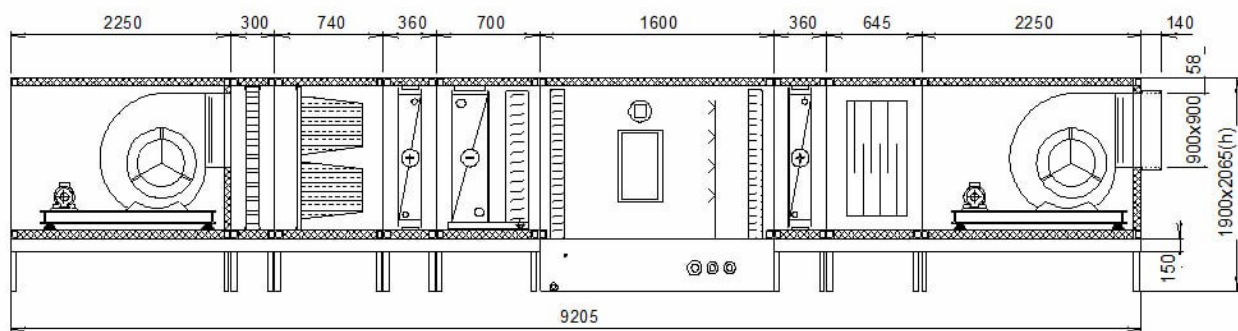
ДОДАТКИ.



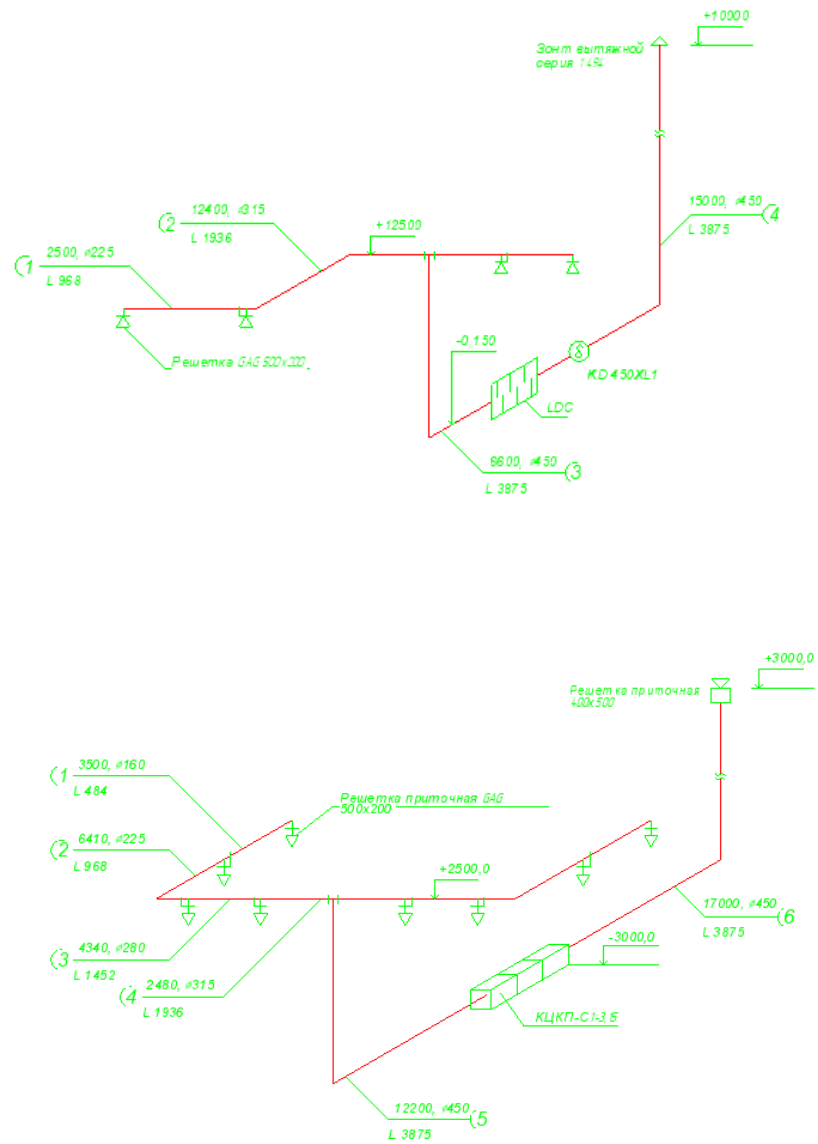




Кондиціонер центральний каркасно-панельний КЦКП-10 -1А



ВЕНТИЛЯЦІЙНІ МЕРЕЖІ



ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря[Текст] / Н.В.Жихарєва // –Одесса: «ТЕС», 2016. – 171 с.
2. Жихарєва, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.
3. Лотошинська Н. Д. Технології 3D-моделювання в програмному середовищі 3ds Max з дисципліни "3D-Графіка" [Текст] : навч. посіб. / Н. Д. Лотошинська, І. В. Ізонін ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2020. — 216 с. :
4. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
5. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020);
6. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодoовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
7. Креслинь А.Я. Оптимізація енергопостачання системами кондиціонування повітря [Текст] / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.
8. Жихарєва Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодoовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарєва // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58

9. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
- 10.Погорєлов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.— / А.І. Погорєлов Львів. —:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
- 11.Жихарєва Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
- 12.Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
- 13.Методичні рекомендації ДСНС України з утримання захисних споруд (2022). Міщенко В.А., Кулинич С.М. «Системи вентиляції та кондиціонування повітря». — Київ: 2020.
- 14.Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термоекономічного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15.
- 15.Фролов В.Ф. «Проектування вентиляції та кондиціонування». — Харків: ХНУМГ, 2019.
- 16.Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004
- 17.Бабич А.І. «Системи повітряного опалення і кондиціонування». — Львів: Вид-во ЛП, 2018-216 с
- 18.Джеджула, В.В.Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів: навчальний посібник/Джеджула В.В. – Вінниця: ВНТУ, 2021- 237 с