

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КОМПЛЕКСНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему «Інноваційні технології проєктування енергоефективної системи кондиціонування повітря ТРЦ «РІВ'єра» м. Одеса з бомбосховищем»

Частина IV

на тему «Проект системи кондиціонування повітря FOOD-CORT ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса»

Здобувач Царук Р. С.

4 курсу ЕН141 - групи

Керівник к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

Консультант: к.т.н.доц. Когут В. О

±

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від
Завідувач кафедри ХУКП

28.05.2026

протокол № 10
Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса 2026

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«__» _____ р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Царука Романа Сергійовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Проект системи кондиціонування повітря FOOD-CORT ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса»

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Жихарєва Наталія Віталіївна
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 537.03 від 02.10.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , FOOD-CORT ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса»

Параметри повітря в приміщенні влітку: $t = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;

Параметри повітря в приміщенні взимку: $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;

Параметри зовнішнього повітря влітку: $t = 28,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; ентальпія $h=62\text{ кДж/ кг}$

Параметри зовнішнього повітря взимку: $t = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$., ентальпія $h=-18\text{ кДж/ кг}$

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

5. 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..		

7. Дата видачі завдання:

Керівник _____ к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Царук Р. С.

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 _____ Царук Р. С.
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.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Царука Романа Сергійовича тема: «Проект системи кондиціювання повітря FOOD-CORT ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса» складається з: 78 сторінок тексту, 6 таблиць, 18 посилань на літературні джерела.

Даний проект передбачає розробку та впровадження сучасної системи кондиціювання повітря для торгово-розважального центру «Рів'єра» в місті Одеса. У рамках проекту передбачено застосування новітніх технологій і обладнання для вентиляції та кондиціювання, які забезпечують енергозбереження, ефективність та безпеку експлуатації системи. Проект враховує особливості клімату Одеси, розміщення торгового центру та об'ємність внутрішніх приміщень.

Ключовими елементами системи є новітні кондиціонери, теплові насоси, системи рекуперації тепла, системи фільтрації та осушення повітря, що забезпечують стабільний мікроклімат та високу якість повітря всередині об'єкта.

Загалом, реалізація даного проекту сприятиме підвищенню комфорту відвідувачів та забезпеченню сучасних стандартів вентиляції та кондиціювання у ТРЦ «Рів'єра», що відповідатиме сучасним вимогам енергозбереження та екологічної безпеки. У даній кваліфікаційній роботі розглянуто розрахунок і підбір кондиціонеру фірми «Веа» марки КЦКП-10А. Підібране обладнання та насоси. Працюють системи на холодильному агенті R407C.

Ключові слова: об'єкти харчування, системи кондиціювання, компресор, конденсатор, випарник, теплоприливи, холодильний агент, теплоутилізатор.

ABSTRACT

The bachelor's qualification work of Tsaruk Roman Serhiyovych on the topic: "Project of the FOOD-CORT air conditioning system for the Riviera shopping and entertainment center in Odessa" consists of: 78 pages of text, 6 tables, 18 references to literary sources.

This project involves the development and implementation of a modern air conditioning system for the Riviera shopping and entertainment center in Odessa. The main goal is to create comfortable conditions for visitors and staff, as well as ensuring optimal climatic parameters in accordance with the requirements of the functional purpose of the facility.

. The key elements of the system are the latest air conditioners, heat pumps, heat recovery systems, air filtration and dehumidification systems, which ensure a stable microclimate and high air quality inside the facility.

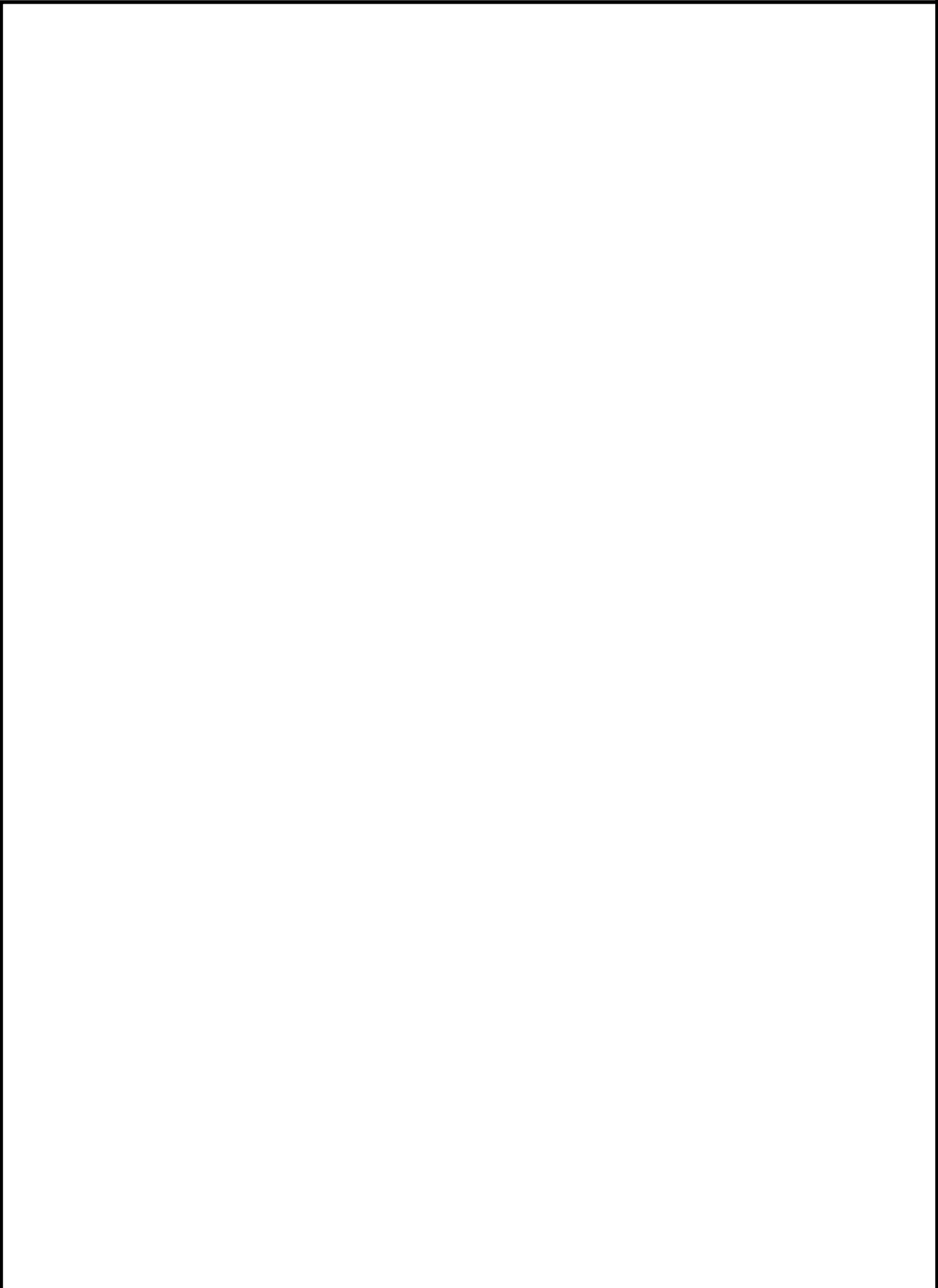
In general, the implementation of this project will contribute to increasing the comfort of visitors and ensuring modern standards of ventilation and air conditioning in the Riviera shopping center, which will meet modern requirements for energy saving and environmental safety.

This qualification work considers the calculation and selection of an air conditioner from Veza, brand KCKP-10A. The systems operate on the refrigerant R407C.

Keywords: food facilities, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, heat waves, refrigerant, heat recovery unit.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ	7
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ	12
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	14
3.1. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	15
3.2. Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції	16
3.3. Розрахунок теплових виділень від різних джерел	18
3.4. Розрахунок вологовиділень	19
3.5. Розрахунок тепло припливів в Холодний період року	20
3.6. Розрахунок повітря-обмінів в гарячому цеху	24
3.7. Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоду.	29
4 ПРОЄКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ	32
5. РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ	32
5.1. Розрахунок поверхневого повітронагрівача 1-го підігріву	35
5.2. Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для повітронагрівачів	32
5.4. Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор	39
5.5. Розрахунок адіабатної камери зрошування	42
6. РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	45
6.1. Тепловий розрахунок компресора	45
6.2. Розрахунок повітряного конденсатора	47
7 ОХОРОНА ПРАЦІ	50
8 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ	68
ВИСНОВКИ	74
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	76



					«Проект СКП кінотеатруFOODCORD ТРЦ «Рів'єра» м				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.	Царук Р.С				КРБ.ХУКП .1 .537-03-11.4 Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Арк.	Арк.
Перевір.	Жихарева Н.В.					11.4	1	5	35
Реценз.	Посенко Д.Г								
Н. Контр.	Жихарева Н.В								
Затверд.									

ВСТУП

Кондиціювання мікроклімату будівель і споруд є основним розділом будівельної науки і техніки.

Кондиціювання повітря- це надання йому і автоматична підтримка необхідних тепловологісних якостей. При цьому на відміну від загально обмінної вентиляції і опалювання при кондиціонуванні протягом круглого року і особливо в теплий час в приміщенні можна підтримувати будь-які параметри внутрішнього повітря, незалежно від зовнішніх метеорологічних умов і змінних надходжень в приміщення тепла і вологи.

Наявність необхідного кліматичного устаткування здатна помітно збільшити кількість відвідувачів в магазинах, ресторанах, кінотеатрах. Постійний контроль клімату необхідний для нормальної роботи деяких видів техніки. Саме тому системи, що забезпечують необхідні параметри, встановлюють в ресторани, комп'ютерні класи, серверні, виробничі приміщення, друкарні.

Комфортний мікроклімат в приміщеннях, де ми проводимо велику частину життя, покращує працездатність і настрій. Якщо говорити про фізіологічну дію навколишнього повітря на людину, то слід нагадати, що людина споживає в добу близько 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, задушливо, жарко або холодно людині в приміщенні, багато в чому залежить від інженерних систем, призначених для забезпечення повітряного комфорту.

Серед таких систем можна виділити: систему вентиляції, систему опалювання (або комбіновану опалювально -вентіляційну систему) і систему кондиціювання повітря (СКП).

СКП є основною, регульованою системою, призначеною для комплексної підтримки заданих параметрів внутрішнього повітря, які забезпечують розрахункові і оптимальні умови в приміщеннях будівель і споруд . СКП може працювати спільно з опалюванням і вентиляцією, але

зазвичай СКП бере на себе функції останніх і створює в будівлі або в його найбільш відповідальних приміщеннях необхідні кліматичні умови, як в холодний, так і в теплий період року.

СКП великих громадських, адміністративних і виробничих будівель обслуговуються, як правило, комплексними автоматизованими системами управління. Автоматизована система кондиціювання підтримує задані параметри повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів довкілля (атмосферних умов). Основне устаткування системи кондиціювання для підготовки і переміщення повітря агрегатується (компонується в єдиному корпусі) в апарат, званий кондиціонером .

Кондиціонер - пристрій, що відповідає за створення і автоматичну підтримку в закритих приміщеннях всіх або певних параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря). Призначається для створення найбільш сприятливих для здоров'я людей кліматичних умов в квартирах, будинках і офісах.

До складу СКП входять технічні засоби забору повітря, підготовки, тобто додання необхідних кондицій (фільтри, теплообмінники, зволожувачі або осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) і його розподілу, а також засобу холодо- і тепlopостачання, автоматики, дистанційного керування і контролю.

Центральні системи кондиціювання повітря володіють наступними перевагами:

- можливістю ефективної підтримки заданої температури і відносної вологості повітря в приміщеннях;
- зосередженням устаткування, що вимагає систематичного обслуговування і ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі і тому подібне);
- можливостями забезпечення ефективного шумо- і віброгашення.

Не дивлячись на ряд достоїнств центральних СКП, треба відзначити, що крупні габарити і проведення складних монтажно-будівельних робіт по установці кондиціонерів, прокладці повітроводів і трубопроводів часто приводять до неможливості вживання цих систем в існуючих будівлях, що реконструюються.

Для підтримки комфортних умов в приміщеннях очищений від мінерального і органічного пилу і дезодороване повітря повинне містити близько 21% кисню і не більше 0,3% вуглекислого газу при температурі 20-24°C, відносній вологості 50-60% і рухливості повітряної маси 0,1-0,15 м/с.

Таким чином, підготовка повітря у СКП може включати його охолодження, нагрівання, зволоження або осушення, очищення (фільтрацію, іонізацію і т.п.), причому система дозволяє підтримувати в приміщенні задані кондиції повітря незалежно від рівня і коливань метеорологічних параметрів зовнішнього (атмосферного) повітря, а також змінних надходжень в приміщення тепла і вологи. Сприятливий клімат навколо Вас можна успішно здійснити на основі сучасних технологій. В єдину систему створення мікроклімату, можна скомбінувати весь комплекс кліматизації, де одна система повітропроводів буде служити, як для опалення так і для вентиляції та кондиціонування, а також для очищення, зволоження та осушення повітря.

Кондиціонування повітря в FOODCORD має кілька специфічних особливостей, зумовлених їхньою структурою, розміром та функціональним призначенням. Даний проект передбачає розробку та впровадження сучасної системи кондиціонування повітря для торгово-розважального центру «Рів'єра» в місті Одеса. Основною метою є створення комфортних умов для відвідувачів та персоналу, а також забезпечення оптимальних кліматичних параметрів відповідно до вимог функціонального призначення об'єкта.

У рамках проекту передбачено застосування новітніх технологій і обладнання для вентиляції та кондиціювання, які забезпечують енергозбереження, ефективність та безпеку експлуатації системи. Проект враховує особливості клімату Одеси, розміщення торгового центру та об'ємність внутрішніх приміщень.

Ключовими елементами системи є новітні кондиціонери, теплові насоси, системи рекуперації тепла, системи фільтрації та осушення повітря, що забезпечують стабільний мікроклімат та високу якість повітря всередині об'єкта.

Загалом, реалізація даного проекту сприятиме підвищенню комфорту відвідувачів та забезпеченню сучасних стандартів вентиляції та кондиціювання у ТРЦ «Рів'єра», що відповідатиме сучасним вимогам енергозбереження та екологічної безпеки.

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є системи кондиціювання кінотеатру FOOD-CORD ТРЦ «Рів'єра»

Методи дослідження.

Чисельні методи оптимізації, проектування в середовищі AutoCAD.

Структура роботи.

Включає 6 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків.

Задачі дослідження.

Проаналізувати існуючі ресурсозберігаючі системи комфортного кондиціювання повітря приміщень громадянського захисту. Провести дослідження і розрахунок систем комфортного кондиціювання повітря

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) - це розрахунок економічної доцільності здійснення проекту, заснований на порівняльній оцінці витрат і результатів ефективності використання, а також строку окупності вкладень. ТЕО - це виваженість кожного Вашого кроку в реалізації задуманого.

Укладенню капіталу передуює підготовка техніко-економічного обґрунтування (ТЕО) інвестиційного проекту. В інвестиційному процесі цьому етапу відводиться значне місце, адже чим більше вірогідної та грамотно оформленої інформації про підприємство (проект) одержить інвестор, тим менший ризик чекає на нього на етапі реалізації проекту. Крім того, до початку інвестування потрібен досить тривалий період переговорів, експертиз, узгоджень, перевірок та переперевірок, предметом яких є ТЕО і які здійснюються майже всіма суб'єктами інвестиційної діяльності. Розроблення та реалізація виробничого інвестиційного проекту проходить тривалий шлях від ідеї до будівництва та експлуатації об'єкта. Цей період розглядається як життєвий цикл інвестиційного проекту.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінювання) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

Основні економічні вимоги до проекту полягають в наступному: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо дорогого холоду.

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття

людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло- і влагообмена, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування і експлуатація СКП не виправдано збільшиться, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року і занижені для теплого.

Як установка кондиціювання був вибраний центральний кондиціонер фірми СМТ Україна (типорозмер по каталогу КЦКП 10А). До складу установки входять фільтри на припливному та витяжному потоці повітря, блоки повітрянагрівачів, живлений від централізованої системи теплопостачання з параметрами теплоносія 90°C / 70°C. Також встановлена форсункова камера зволоження, пластинчатий тепло утилізатор, блоки вентиляторів і блоки шумоглушіння. Всі блоки забезпечені системами автоматики, що входять до складу установки.

Джерелом холодопостачання служать чилер (фірми TRANE типорозмер по каталогу CGA 150) з повітряним охолодженням конденсатору встановленого на даху приміщення. У комплект з чилерам також входить встроєний гідромодуль.

У приміщення по результатам теплового розрахунку подається розрахункова кількість зовнішнього повітря що відповідає санітарним нормам. Викид відпрацьованого повітря виконується через тепло утилізатор, витяжною системою. У приміщення повітря подається по герметичним воздуховодам в ізоляції. Повітрярозподіл в приміщенні здійснюється розподільниками повітря компанії "Арктос", при дотриманні необхідних параметрів повітряного середовища і рухливості повітря в робочій зоні. У даному випадку вибрані розподільники повітря марки ВМС – вентиляційні

решітки з вертикальними подвижними пластинами, з можливістю роздачі великих витрат повітря .

Техніко-економічна оцінка СКП завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не лише в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливе для вибору того або іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність пристрою СКП. Ключовими елементами системи є новітні кондиціонери, теплові насоси, системи рекуперації тепла, системи фільтрації та осушення повітря, що забезпечують стабільний мікроклімат та високу якість повітря всередині об'єкта.

Загалом, реалізація даного проєкту сприятиме підвищенню комфорту відвідувачів та забезпеченню сучасних стандартів вентиляції та кондиціонування у ТРЦ «Рів'єра», що відповідатиме сучасним вимогам енергозбереження та екологічної безпеки.

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



Рис 1 FOOD-CORD ТРЦ «Рів'єра»

2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса.

Найменування об'єкта; FOOD-CORD ТРЦ «Рів'єра»

Географічна широта: 48⁰

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск - $P = 990$ мм.рт.ст.овпа.

Ентальпія зовнішнього повітря - $h_T = 62$ кДж/кг. (- $h_T = -18,3$ кДж/кг)

Температура зовнішнього повітря – $t_T = 28,6$ °С. (- $t_x = -18$ 0С кДж/кг)

Розрахункова швидкість вітру – 4.4 м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_b = 22$ °С.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_b = 20$ °С

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\phi_b = 50$ %.

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\phi_b = 50$ %.

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 8.8$ °С.

Система кондиці.ання даного об'єкта носить комфортний характер. Для приміщень значних розмірів у практиці одержали найбільше поширення центральні СКП, що знайшло відбиття й у даній розробці.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,7$ Вт/(мК);

цегла $\lambda = 0,47$ Вт/(мК);

утеплювач Rocswol $\lambda = 0,045$ Вт/(мК).

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)} \quad (2.1)$$

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.25}{0.47} + \frac{0.15}{0.045} + \frac{0.025}{0.7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.24 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

де $\alpha_{\text{вн}} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i та λ_i - товщина та теплопровідність i -го шару огороження;

$\alpha_{\text{н}} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни.

Перекриття зроблено з наступних матеріалів:

залізобетонна плита: $\delta = 160 \text{ мм}$; $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{мК})$;

пінополіуретан: $\delta = 150 \text{ мм}$; $\lambda = 0,064 \text{ Вт}/(\text{мК})$;

цементно-пісчана стяжка: $\delta = 20 \text{ мм}$; $\lambda = 0,93 \text{ Вт}/(\text{мК})$;

руберойдовий килим: $\delta = 10 \text{ мм}$; $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{мК})$.

Тоді, для перекриття коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$K_{\text{пер}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.2)$$

$$K_{\text{пер}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,16}{2,04} + \frac{0,15}{0,064} + \frac{0,2}{0,93} + \frac{0,01}{0,17} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу S шару на границі розділення. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шару огороження D , теплову інерцію огороження ΣD за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (2.3)$$

де δ - товщина шару огороження;

λ - теплопровідність шару огороження.

$$D = R \cdot S \quad (2.4)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1- Характеристика огороджуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і матеріал	Щільність ρ , кг/м ³	Товщина δ , м	Коефіцієнти			
				Питома теплопровідність λ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S, Вт/(м ² К)	Термічний опір, R, (м ² К/Вт)	Теплова інерція ΣD
2	Зовнішня стіна						
	штукатурка	1800	0.025	0.8	11.1	0.043	0.48
	цегла	1400	0.25	0.47	12.2	0.53	6.47
	утеплювач	125	0.15	0.045	1.1	3.3	4,4
3	Перекрыття						
	з/б плита	2500	0.16	2.04	8.7	0.07	1.3
	Пінополіуретан	125	0.15	0.064	0,99	2.3	2.88
	цем.пісч. шар	1800	0.02	0.93	19.1	0.21	4
	рубер. килим	600	0.01	0.17	6.7	0.058	0.38
4	Внутрішні перегородки						
	утеплювач	125	0.12	0.045	1.1	2.6	2.86
	цегла	1400	0.12	0.47	12.2	0.25	3.05
	утеплювач	125	0.12	0.045	1.1	2.6	2.86

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

FOOD-CORD ТРЦ «Рів'єра» розташований на 2 поверсі представляє собою та складається з торгівельної зали, гарячого цеху та адміністративно-господарських приміщень. Система кондиціювання даного об'єкту носить комфортний характер.

Параметри повітря

Ентальпія зовнішнього повітря - $h_T = 62$ кДж/кг. (- $h_T = -18,3$ кДж/кг)

Температура зовнішнього повітря – $t_T = 28,6$ °С. (- $t_x = -18$ 0С кДж/кг)

Розрахункова швидкість вітру – 4.4 м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_b = 22$ °С.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_b = 20$ °С

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\phi_b = 50$ %.

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\phi_b = 50$ %.

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 8.8$ °С.

Системи кондиціювання повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- та волого обміну, які в свою чергу залежать від конструкції людини, стану її здоров'я, характеру роботи, яку він виконує, нервового напруження, одягу, а також від температури, вологості та швидкості руху навколишнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні.

3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини залізобетону: $D/2 = 0.229 < 1$, то

$$Y_{пер} = R_m S_m^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.1)$$

$$Y_{пер} = 0.6 \cdot 12.2^2 = 44.6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Де R_m – термічний опір частини шару перегородки, розділеної по осі симетрії, $[(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}]$;

S_m – коефіцієнт тепло засвоєння матеріалу шару на кордоні розділення, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$.

Для перекриття по шару залізобетонної плити: $D=1.3 > 1$,

То $Y_{пер} = S_{жел.} = 18.7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\Sigma Y = Y_{ос} A_{ос} + Y_{ст} A_{ст} + Y_{пер} A_{пер} + Y_{пер} A_{пер} \quad (3.2)$$

Де $A_{ст}$ – внутрішні поверхні огорожень приміщення, м^2

$$\Sigma Y = Y_{ст} A_{ст} + Y_{пер} A_{пер} + Y_{пер} A_{пер} = 3327 \text{ Вт} \cdot \text{К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(A A_{ст} + A + A_{нок} + A_{обор}), \text{ м}^2 \quad (3.3)$$

$$\Delta = 2.55(98 + 32.4 + 135) = 708 \text{ м}^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi(\Sigma Y / \Delta) \quad (3.4)$$

$$a_{п} = \varphi(3334 / 708) = \varphi 4.5$$

Знаходимо величину теплового потоку через покрівлю з впливом запізнення

$$Q_m = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0.5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м,с} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_m \quad (3.5)$$

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції (зовнішньої стіни, перекриття), $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, яке приймається у відповідності до

$t_{нар}$, t_n – середня температура зовнішнього повітря в липні за ДБН-13 та температура повітря в приміщенні.

ρ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій, який приймається за [1]

J_{cp} – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної), Вт/м²,

β_k – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні(перекрытті) та дорівнює 0,6 для усіх інших захисних конструкцій;

V – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.6)$$

$$V = 2^{11.35} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{3.87}{11.35} \right) \cdot 1.01 \cdot 1 = 220$$

Де ΣR – термічний опір огороження, Вт/(м²°C)

ΣD – теплова інерція огороження.

Для багатошарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1}$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{12.2}{11.1} = 1.01$$

Де S_1 і S_2 – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару по ходу теплової хвилі, Вт/м²°C, за ДБН-2016

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

$\theta_1 \theta_2$ – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до ДБН-2016 відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$.

ε – запізнювання температурних коливань в огороженні;

z – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається з

A_m – площа масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекрыття), м².

$\alpha_{\text{н}}, \alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м²°C),

$\rho=0,3$ для штукатурки (зовнішній шар стіни)

$J_{\text{ср}}=125$ Вт/м² для західної та східної орієнтації, $J_{\text{ср}}=159$ для південної орієнтації;

$A_j=685+129-328=486$ (Вт/м²) для східної стіни, $A_j=733+133-328=538$ (Вт/м²) для південної стіни, $A_j=356+99-328=127$ (Вт/м²) для західної стіни;

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4 (\text{ч}) \quad (37)$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 11.35 - 0.4 = 30 \text{ (ч)}$$

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення доводиться на 12 годин сонячного часу. Він становить 5,3кВт.

3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{\text{нов}}^{\text{л}} = n_{\text{люд}} \cdot q_{\text{нов}} \text{ Вт ;} \quad (3.8)$$

$n_{\text{люд}}=61$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні(55 відвідувачів та 6 чол. персоналу);

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{\text{нов}}^{\text{л}} = 130 \cdot 61 = 7930 \text{ Вт ;}$$

Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

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

$$Q_{\text{л}}^{\text{яв}} = 61 \cdot 45 = 2745 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{сх}} = Q_{\text{люд}} - Q_{\text{люд}}^{\text{яв}}, \text{ Вт} \quad (3.10)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{сх}} = 7930 - 2745 = 5185 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від штучного освітлення

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} \cdot F_{\text{пол}} \cdot z, \text{ Вт} \quad (3.11)$$

$q_{\text{осв}}$ – тепловиділення від висвітлення на 1м² площі підлоги;

$F_{\text{пола}}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

$$Q_{\text{осв}} = 25 \cdot 135 \cdot 0,7 = 2363 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти від остигаючої їжі:

Надходження явної теплоти від остигаючої їжі знаходимо по формулі:

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{яв}} = g \cdot c_{\text{ср}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \cdot n / \tau \cdot 3,6 \text{ ,Вт} \quad (3.12)$$

де, g – середня вага усіх страв на одного відвідувача;

приймаємо $g=0,85$ кг;

$c_{\text{ср}}$ – середня теплоємність їжі, приймаємо $c_{\text{ср}}=3,35$ кДж/(кг °С);

$t_{\text{н}}$ – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо $t_{\text{н}}=70$ °С;

$t_{\text{к}}$ - температура їжі в момент вживання, приймаємо $t_{\text{к}}=40$ °С;

n – число посадкових місць в залі;

τ – тривалість прийняття їжі одним відвідувачем, для ресторану $\tau = 1$ год.

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{яв}} = 0,85 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 55 / 1 \cdot 3,6 = 1305 \text{ Вт}$$

Вважаємо, що $Q_{\text{їжі}}^{\text{яв}} = Q_{\text{їжі}}^{\text{сх}}$, тоді

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{нос}} = 2 \cdot Q_{\text{їжі}}^{\text{яв}} = 2 \cdot 1305 = 2610 \text{ Вт} . \quad (3.13)$$

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{\text{обл}} = N_{\text{обл}} \cdot n = 1500 \text{ Вт} \quad (3.14)$$

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{\text{обл}} = N_{\text{обл}} \cdot n = 1500$$

$$Q_{\text{л}} = 19400 \text{ Вт}$$

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot W_{\text{люд}} , \text{ кг/с} \quad (3.15)$$

де n - число людей у приміщенні;

$W_{\text{л}} = 0.0000463$ кг/с - вологовиділення від однієї людини;

$$W_{\text{л}} = 61 \cdot 0.0000463 = 0,00282 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від їжі:

Кількість вологи, що випаровується з їжі, яка остигає, визначається по величині прихованих теплоприливів, умовно прийнятих рівними явним, по формулі:

$$W_{\text{їжі}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{сп}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \cdot n}{\tau \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} \right)} \quad (3.16)$$

де K – понижуючий коефіцієнт, який враховує наявність на їжі жирової плівки, яка заважає випаровуванню вологи. Приймаємо $K = 0,34$;

g – середня вага усіх страв на одного відвідувача; приймаємо $g = 0,85$ кг;

$c_{\text{сп}}$ – середня теплоємність їжі, приймаємо $c_{\text{сп}} = 3,35$ кДж/(кг °С);

$t_{\text{н}}$ – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо $t_{\text{н}} = 70$ °С;

$t_{\text{к}}$ – температура їжі в момент вживання, приймаємо $t_{\text{к}} = 40$ °С;

n – число посадкових місць в залі;

τ – тривалість прийняття їжі одним відвідувачем, для ресторану $\tau = 1$ год.

$$W_{\text{їжі}} = \frac{0,34 \cdot 0,85 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 61}{1 \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{70 + 40}{2} \right)} = 1,0465 \text{ кг} / \text{год} = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ кг} / \text{с}$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{\text{вол.пр.}} = \sigma F_{\text{п}} (d_{\text{г}}'' - d_{\text{г}}) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

де σ – коефіцієнт вологообміну, кг/(м² · с)

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{в}}} = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{с.в.}} + c_{\text{п}}^{\text{п}} \cdot d_{\text{сп}}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.18)$$

$$\sigma = \frac{8,7}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (10 + 18) / 2} = 0,0084 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

де $c_{\text{п}}$ – ізобарна теплоємність, [кДж/кг · К];

$d_{\text{г}}, d_{\text{г}}''$ – вологовміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення.

$$W_{\text{вол.пр.}} = 0,0084 \cdot 135 \cdot (18 - 9,7) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,000941 \text{ кг} / \text{с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{нов} = W_l + W_{вол.пр.} + W_{іжсі}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

$$W_{нов} = 0,00282 + 0,000941 + 2,9 \cdot 10^{-4} = 0,00405 \text{ кг/с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{скр} = \sum Q_{скр}, \text{ Вт} \quad (3.20)$$

$$Q_{вол.пр.}^{cx} = r \cdot W_{вол.пр.} = 2461 \cdot 0,000941 = 2315 \text{ Вт} \quad (3.21)$$

$$Q_{іжсі}^{cx} = r \cdot W_{іжсі} = 2461 \cdot 0,00029 = 714 \text{ Вт}$$

$$Q_l^{cx} = r \cdot W_l = 2461 \cdot 0,00282 = 6940 \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$Q_{явн} = Q_{нов} - Q_{cx}, \text{ Вт} \quad (3.23)$$

$$Q_{я} = 19400 - 8500 = 9550 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{нов}}{W_{нов}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon_{ps} = 7900 \text{ кДж/кг}$$

Массова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{нов}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с;} \quad (3.25)$$

де $h_g = 51$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 40$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{18,4}{51 - 40} = 1,672 \text{ кг/с,}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

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

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.27)$$

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 1,0227 \text{ кДж}$$

$$G_2 = \frac{8,43}{1,0227 \cdot 5} = 1,65 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_6 - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.28)$$

де d_6 - вологовміст повітря в приміщенні, кг/кг_{св};

d_n - вологовміст припливного повітря, кг/кг_{св};

$$G_3 = \frac{0,00405}{(10,7 - 8,3) \cdot 10^{-3}} = 1,688 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо $G_T = 1,7 = 1,7 \text{ кг/с.}$

3.5 Розрахунок тепло припливів в Холодний період року

$$G_x = G_T = 2,7 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q^3_{\text{л}} = Q^{\text{л}}_{\text{л}} = 7930 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q^3_{\text{осв}} = Q^{\text{л}}_{\text{осв}} = 2363 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огородження:

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{вік}} = -1475 - 312 = -1787 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F(t_n - t_6), \text{ Вт} \quad (3.29)$$

$$Q_{\text{ст}} = 0,35 \cdot 98 \cdot (-23 - 20) = -1475 \text{ Вт}$$

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м²;

$k_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, Вт/(м²К);

$t_n - t_6$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, °С.

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{вік}} \cdot k_{\text{вік}} (t_n - t_6), \text{ Вт} \quad (3.30)$$

$$Q_{\text{вік}} = 0,6 \cdot 12,09 \cdot (-23 - 20) = -312 \text{ Вт}$$

де $F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м²;

$k_{\text{ок}}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, Вт/(м²К);

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{уст}} + Q_{\text{іжі}} + 0.4Q_{\text{опр}}, \text{ Вт} \quad (3.31)$$

$$Q_{\text{пов}} = 7930 + 2363 + 1500 + 2610 - 0.4 \cdot 1787 = 13688 \text{ Вт}$$

$$W_{\text{пов}}^3 = W_{\text{пов}}^{\text{л}} = 0,00405 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_{\text{г}} - \frac{Q_{\text{пол}}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.32)$$

$$h_n = 32 - \frac{13,688}{1,688} = 24 \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}^3}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon_{\text{рі}} = 4000 \text{ кДж/кг}$$

3.6 Розрахунок повітря-обмінів в гарячому цеху

В гарячому цеху витрата витяжного повітря розраховується по сумі витрат повітря, удаляемого через витяжні отсіки локалізующих пристроїв від теплового модульного обладнання $L_{\text{луу}}$, та удаляемого із верхньої зони приміщення $L_{\text{ву}}$.

$$\Sigma L_{\text{луу}} = s \cdot L_y \cdot n_y = 2 \cdot 250 + 2 \cdot 450 + 1 \cdot 350 + 1 \cdot 550 + 300 + 400 \cdot 1 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.33)$$

Мінімально припустима витрата витяжного повітря із верхньої зони, відповідає двократному воздухообміну, дорівнює:

$$L_{\text{ву}} = 2 \cdot V = 2 \cdot 54 = 108 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.34)$$

Сумарна витрата витяжного повітря в гарячому цеху повина бути не менш ніж:

$$L_{\text{су}} = \Sigma L_{\text{луу}} + L_{\text{ву}} = 3000 + 108 = 3108 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.35)$$

Приймаємо витрату витяжного повітря $L_{\text{су}} = 3200 \text{ м}^3/\text{ч}$, при цьому витрата із верхньої зони:

$$L_{\text{ву}} = 3200 - 3000 = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Санітарна норма припливного зовнішнього повітря:

$$L_{\text{саніт}} = 100 \cdot n = 100 \cdot 3 = 300 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.26)$$

де n -кількість працюючих в гарячому цеху.

Кількість повітря,подаваного припливними системами, повинно складати не менше ніж 60 % від загальної витрати поступаючого в гарячий цех повітря. Мінімально припустимий рівень механічного припливу:

$$L_{\text{мін припл}}=0,6 \cdot 3200=1920 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Витрата припливного повітря, який подається через локалізуючі пристрої встановленого теплового модульного обладнання, визначаємо по табл.6.9

$$\Sigma L_{\text{луп}}=\Sigma L_{\text{п}} \cdot n=2 \cdot 200+2 \cdot 400+1 \cdot 200+1 \cdot 400+200=2000 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.27)$$

Таким чином, через локалізуючі пристрої подається достатня кількість повітря,задовольняюча як санітарним нормам, так і нормам мінімального механічного приплива, тому додаткового загально обмінного приплива не потребує.

Витрата рециркуляційного, який перетикає через відкриті пройми із обіднього залу повітря :

$$L_{\text{р}}= L_{\text{су}}- \Sigma L_{\text{луп}}=3200-2000=1200 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.28)$$

Таблиця 3.1 - Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Сумарний тепло-приплив (літо) $Q_{\text{пов,кв}}$ т	Сумарні вологов и-ділення (літо) $W_{\text{пов,}}$ кг/с	Сумарний тепло-приплив (зима) $Q_{\text{пов,}}$ кВт	Сумарні вологов и-ділення (зима) $W_{\text{пов,}}$ кг/с	Тепло-вологіс на хар-ка (літо) ε , кДж/кг ·К	Масова витрата повітря G , кг/с
1.Торговий зал №1	5,3	$4,05 \cdot 10^{-3}$	13,688	$4,05 \cdot 10^{-3}$	4543	1,3
1.Торговий зал	5,3	$4,05 \cdot 10^{-3}$	13,688	$4,05 \cdot 10^{-3}$	4543	1,4

№1						
2. Кухня	6,3	$0,9 \cdot 10^{-3}$	5,538	$0,8 \cdot 10^{-3}$	6900	0,67
3.Санузел л Служ.	-	-	-	-	-	0,016
Санузел клиент						0,016
Коридор						0,003
Комната для персонал а						
Загальна						2.7

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

Кондиціювання для теплої пори року

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

$$G=2,7 \text{ кг/с}$$

При висоті стелі 5 м приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях $\Delta t_p = 5^\circ \text{C}$.

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря $t_{\text{Нл}}$. Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t_{\text{Вл}}$. На прямій $d = \text{const}$ побудованою з $t_{\text{Вл}}$ приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі $\Delta t = 1^\circ \text{C}$ отримуємо точку $t_{\text{Вл}}'$. Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування $t_{\text{Пл}}$. Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши $t_{\text{Нл}}$ з температурою поверхні повітроохолоджувача t_f . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі $\Delta t = 1,5^\circ \text{C}$, і будуємо $t_{\text{Пл}}'$, через яку будуємо пряму по $d = \text{const}$ до перетину з процесом в повітроохолоджувачі і отримуємо параметри повітря після охолодження $t_{\text{К}}$. Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.2 і визначаємо продуктивності всіх апаратів СКП в літній період.

Таблиця 3.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціювання

	$t_{\text{Нл}}$	$t_{\text{Пл}}'$	$t_{\text{Пл}}$	$t_{\text{Вл}}$	$t_{\text{Вл}}'$
$t_i, (^\circ \text{C})$	28,6	18	19,5	24	25
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$	62	38,5	40	51	52
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}} \right)$	9,8	8,4	8,4	10,8	10,8

Кондиціювання у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього відзначаємо на діаграмі точку зимового зовнішнього повітря t_{H_3} , будуємо пряму $d = const$ и за розрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування H_3^1 , далі за рахунок підігріву в теплоутилизаторі отримуємо точку повітря $t_{H_3^2}$, далі за рахунок підігріву в наступному повітрянагрівачі отримаємо точку H_3^3 . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні t_{B_3} . Далі розраховуємо ентальпію $t_{П_3}$ по формулі:

$$h_{П} = h_{B} - (Q_{\text{зима}}^{T_3} / G_x) = 32 - (13,688 / 1,68) = 24 \text{ кДж/кг.}$$

Далі будуємо процес в приміщенні $\epsilon_{\text{зима}} = 3380$ через точку B_3 , і на лінії перетину процесу з ентальпію $t_{П_3}$ отримуємо точку $П_3$.

Далі по лінії $h = const$ через точку $П_3$ проводимо лінію до перетину з $d = const$, проведену через t_{H_3} , і отримуємо точку H_3^3 .

Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.3 і визначуваний продуктивності всіх апаратів СКП в зимовий період року.

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціювання

	t_{H_3}	$t_{H_3^1}$	$t_{H_3^2}$	$t_{H_3^3}$	$t_{П_3}$	t_{B_3}
$t_i, (^{\circ}C)$	-23	5	12,6	23	18	20
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$	-21,9	6,2	14	24	24	32
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}} \right)$	0,5	0,5	0,5	0,5	2,4	4,8

4 ПРОЄКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max}=2,7 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{kl}= 8300 \text{ м}^3/\text{год} \quad (5.1)$$

для всіх приміщень

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі воздуховодів :

$$L^{\text{повне}}_{\text{кд}}=L_{\text{кд}} \cdot 1,05 =9000 \text{ м}^3/\text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКП -10А .

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}}=2,9 \text{ , кг/с,} \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

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 торгову залу,

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:

$$L_1 = L_2 = (L_{\text{т.з}} - L_{\text{кухні}}) / 2 \quad (4.2)$$
$$L_1 = (8259 - 2000) / 2 = 3130 \text{ м}^3/\text{ч},$$

так як мережа повітроводів в торговій залі 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

$$L_{\text{учАСТОК}\#1} = \frac{L_1^n}{6} = 3286/6 = 548 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (4.4)$$

Задаємо 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:

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

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:

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

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 РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 1-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$, $t_k = 5^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_B = 9000 \text{ м}^3/\text{час}$, 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 КЦКП-10А площа фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10 А $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$. Керуючись [3]

$$\nu\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (5.1)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

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

$$\nu\rho = 9000/(3600 \cdot 0,93) = 2,6 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2) \quad (5.2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (5.3)$$

c_g – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 9000 \cdot (5 - (-22)) = 67900 \text{ Вт}$$

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

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.4)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 67910 / (4.187(90-40)) = 3100 \text{ кг}/\text{год}.$$

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, р.

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.5)$$

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

h – крок труб по висоті, м, для КЦКП $h = 0.05$ 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:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.6)$$

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

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

$$m = 2919 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 5,57$$

Приймаємо $m = 4$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.7)$$

$$n = 17 / 4 \approx 4 \quad (5.8)$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.9)$$

$$w = 2919 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 4) = 1,83 \text{ м/с}$$

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

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.10)$$

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

$$k = 23,11 \cdot (2,59)^{0,37} \cdot 1,83^{0,18} = 37,6 \text{ Вт/(} m^2 \cdot ^\circ C \text{)}$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \quad (5.11)$$

$$\Delta t_{cp} = (90 + 40)/2 - (-22 + 5)/2 = 78 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (5.12)$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

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

$$F = 67910 / (36,6 \cdot 89) = 20,8 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 4 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника менш ніж $19,1 \text{ м}^2$, цього не достатньо для передачі необхідної кількості теплоти. Приймаємо відстань між пластинами 1,8 мм і повторюємо розрахунок.

$$k = 20,94 \cdot (2,59)^{0,37} \cdot 1,83^{0,18} = 33,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$$

$$F = 67910 / (33,2 \cdot 89) = 23 \text{ м}^2$$

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

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (25,3 - 23) / 25,3 \cdot 100 = 9 \%$$

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.

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 4) \cdot 1,83^{1,69} = 22,3 \text{ кПа}$$

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 9) \cdot 0,523^{1,69} = 6 \text{ кПа}$$

5.2 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 вентилі, 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:

$$L_{тр}^{заг} = 4м.$$

Витрата рідини:

$$V = 1,63 \text{ л/с}$$

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

Визначимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{V \cdot 10^{-8}}{0,785 \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{1,63 \cdot 10^{-8}}{0,785 \cdot 0,85}} = 0,049 \text{ (м)} \quad (5.16)$$

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:

$$\omega = \frac{V \cdot 10^{-8}}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{1,63 \cdot 10^{-8}}{0,785 \cdot 0,0498^2} = 0,84 \text{ (м/с)} \quad (5.18)$$

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:

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

k_z – 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:

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

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

де, ξ – коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник 90° $\xi = 1,2$

- вентиль $\xi = 5,7$

- тройник $\xi = 1,2$

$\Delta p_{\text{гн}}$ – гідравлічний опір повітрянагрівача, Па.

Сумарні втрати:

$$\Delta P = R \cdot L_{\text{гн}}^{302} + Z = 332 + 7460 = 7792 (\text{Па}) \quad (5.25)$$

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

Таблиця 5.1- Розрахунок трубопроводів для повітронагрівачів

№ Гілянки	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) $d_{\text{ен}}$, м	0,049	0,028	0,018
Внутр. діаметр труби (Прийнят.) $d_{\text{ен}}$, 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 теплоутилизаторів (рис.1).

Далі визначимо площу поверхні теплообміну протиточного рекуперативного негігроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності $\varepsilon_t=0,5$. Керуючись [12]

Масові витрати повітряних потоків складають $G_x=2,89$ кг/с, $G_r=2,05$ кг/с, еквіваленти витрат $G_{xc_b}=2904$ Вт/К, $G_{rc_b}=2060$ 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 с 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 $d_c=5,97\cdot 10^{-3}$ м.

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

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

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

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 та комплекс i

Знаходимо комплекс $RePr$:

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

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі з боку кожного теплоносія:

$$A = 34,34$$

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:

$$Q_{\Pi} = G_x \cdot c_{в,x} \cdot (t_{x2} - t_{x1}) = 2904 \cdot (12,5 - 5) = 21780 \text{ Вт} \quad (5.34)$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

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

5.5 Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в.н}=24$ кДж/кг, $t_{в.н}=23^{\circ}$ С, $t_{в.к}=18^{\circ}$ С.

Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}=8672$ м³/ч. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}=7,8^{\circ}$ С. Керуючись [5].

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{23-18}{23-7,8} = 0,33$$

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 .

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

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:

$$G_w = B \cdot L_n \cdot \rho_n = 0,36 \cdot 8672 \cdot 1,2 = 3746 \text{ кг/ч.} \quad (5.37)$$

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:

$$L_{тр}^{заз} = 31 \text{ м.}$$

Витрата рідини:

$$V = 2,41 \text{ л/с}$$

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

Визначимо внутрішній діаметр труби:

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

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:

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

Уточнимо швидкість руху рідини в трубопроводі:

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

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:

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

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

Коефіцієнт опору по довжині:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot k_3}{d_{ен}} + \frac{100}{Re} \right) = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot 0,004}{0,0612} + \frac{100}{38430} \right) = 9,803 \cdot 10^{-3}$$

k_3 – коефіцієнт абсолютної еквівалентної шорсткості поліпропіленових труб.

Втрати тиску від тертя на довжині 1 м :

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

Втрати тиску по усій довжині труби:

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

Втрати тиску в місцевих опорах:

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

де, ξ – коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник 90° $\xi = 1,2$

- вентиль $\xi = 5,7$

- тройник $\xi = 1,2$

Δp_{ϕ} – гідравлічний опір форсунок, Па.

Сумарні втрати:

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

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.

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 СКП, 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 агента (t_0) та температурою конденсації (t_k).

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

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, ^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

$$t_0 = 7 - 3 = 4^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_0 = 3^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чілерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

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

$t_n = 29,4^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 29,4 + 10 = 40^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

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

$$t_3 = 40 - 5 = 35^\circ\text{C}$$

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

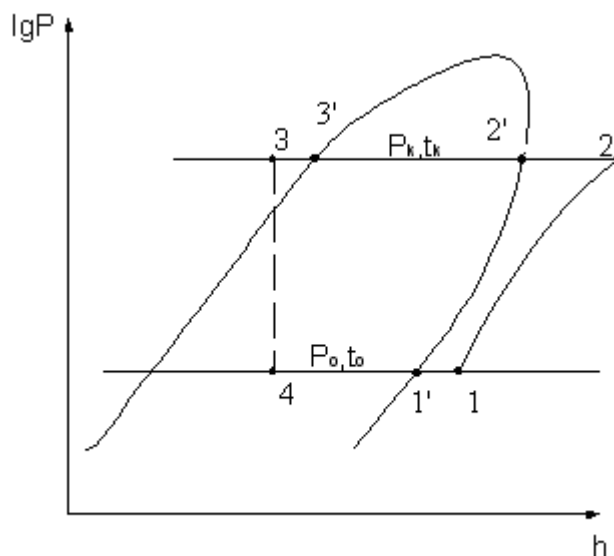
Перегрів в випарнику- $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

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

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

Побудуємо цикл в lgr-h діаграмі та визначимо параметри точок процесів.



Підбираємо чілер зі спіральним компресором.

Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^q = 1,1 * G_{\Sigma} * (h_{\Sigma} - h_{\Pi}) = 1,1 * 2,89 * (51 - 40) = 35 \text{ кВт}; \quad (6.5)$$

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

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

Будуємо холодильний цикл у lgP-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	-	-	-

Далі керуючись [9]:

Питома масова холодовидатність:

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

Питома робота компресора:

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

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:

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

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 33,34 / 164 = 0,203 \text{ кг/с}; \quad (6.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 0,203 \cdot 0,04 = 8,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.14)$$

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:

$$V_h = \frac{Q_o^q}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{33,34}{(0,91 \cdot 4100)} = 0,0089 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{км}} = 0,203 \cdot 24 = 4,87 \text{ кВт}; \quad (6.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{4,87}{0,9} = 5,4 \text{ кВт}, \quad (6.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 5,4 + 0,3 = 5,7 \text{ кВт}, \quad (6.18)$$

де $N_{\text{тр}}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ед}}} = \frac{5,7}{0,9} = 6,33 \text{ кВт}, \quad (6.19)$$

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

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_d = \frac{Q_o^q}{N_{\text{ел}}} = \frac{33,34}{6,33} = 5,26; \quad (6.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_д}{\text{cop}_к} = \frac{5,26}{7,69} = 0,68; \quad (6.21)$$

Із каталогів фірми TRAINE вибираємо гідромодуль моделі HDM 1.1
Д/Ш/В, мм = 635/1045/1300

Маса = 250 , кг; Номінальна потужність – 1,1 кВт.

6.2 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-охолоджуваній. 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.

$$Q_k = 35 + 5,7 = 40,7 \text{ кВт}$$

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

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, ^\circ\text{C}, \quad (6.31)$$

де $t_{\text{в1}}$ – зовнішня температура повітря , $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{в2}} = 29,4 + 6 = 35,4 ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, ^\circ\text{C}, \quad (6.32)$$

$$t_k = \frac{29,4 + 35,4}{2} + 10 = 42,4 ^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_B}{\ln \frac{T_K - T_{B1}}{T_K - T_{B2}}}, K, \quad (6.33)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{315,4 - 302,4}{315,4 - 308,4}} = 9,69 K.$$

Витрата повітря через конденсатор

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

$$G_\epsilon = \frac{40,7}{1,006 \cdot 6} = 6,743 \text{ кг/с},$$

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

де $\rho_B = 1,171 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 314,6 \text{ К}$.

$$V_\epsilon = \frac{6,743}{1,171} = 5,758 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$F_{\text{жс}} = \frac{5,758}{7} = 0,823 \text{ м}^2,$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби d_n , м -0,012

Внутрішній діаметр труби $d_{вн}$, 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

практичного значення не має.

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

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

7 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

Згідно стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлено чотири класи небезпеки залежно від семи показників токсичної дії, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК). В порівнянні з іншими показниками ГДК якнайповніше представляє токсичні властивості хладагента, проте одного цього параметра недостатньо для оцінки реальної небезпеки роботи з хладагентом в умовах експлуатації.

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 ° C.

Хладагент R407C надає значно менш шкідливу дію на довкілля (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407 майже таке ж, як і в R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю).

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині водоохлажвального 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 $t_{кип} = +8^{\circ}\text{C}$, ПДК $_{сс} = 0,003\text{мг/м}^3$, ПДК $_{крз} = 0,5\text{мг/м}^3$. Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. 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 поверхнєве дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, 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, вибухопожежної і пожежної небезпеки

Виробництва по вибухопожежної і пожежній небезпеці, діляться 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 і апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки

При розміщенні проекрованої 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.

Дане приміщення холодильної установки відноситься до другої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_{\phi} \cdot \psi, \quad (7.1)$$

де ρ_{ϕ} – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозому дорівнює $30 \text{ Ом}\cdot\text{м}$)(таб 15) ;

ψ - кліматичний коефіцієнт, приймаємо $\psi = 1,5$

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

У якості електродів вибираємо вертикальні сталеві труби діаметром $d=0,045 \text{ м}$.

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

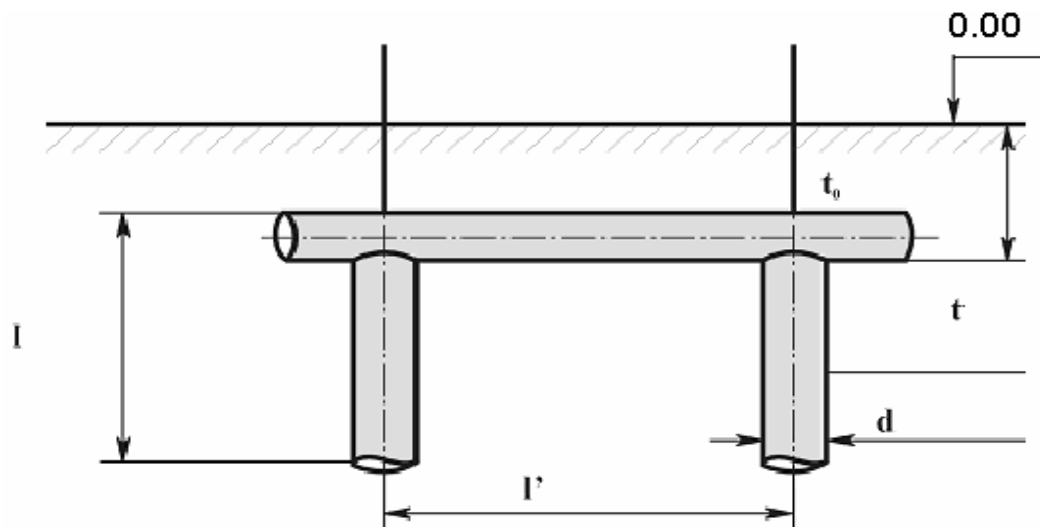


Рисунок9 – Схема розтошування заземлювача

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови: $l/l' = 2$. Відстань між заземлювачами l' приймаємо рівним 5 м, тоді довжина заземлювача буде рівна

$$L = l'/2, \text{м} \quad (7.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівною $t_0 = 0,5$, тоді

$$t = l/2 + t_0, \text{м} \quad (7.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_0 = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l)/(4 \cdot t - l))), \quad (7.4)$$

Тоді

$$R_0 = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,5) (\ln(2 \cdot 2,5/0,045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1,75 + 2,5)/(4 \cdot 1,75 - 2,5))) =$$

$$R_0 = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_0 / R_{\text{тр}}, \quad (7.5)$$

де R_0 – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{\text{тр}}$ – необхідний опір заземлення, в електричних

установках з напругою до 1000 В $R_{\text{тр}} = 4 \text{ Ом}$.

В результаті отримуємо:

$$n = 14,6/4 = 3,65$$

Підбираємо найближче стандартне число заземлювачів $n'=4$.

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_o/(n' \cdot h_v), \quad (7.6)$$

де R_o - опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_v – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_v=0,83$ (таб 15). Тоді

$$R_{св} = 14,6/(4 \cdot 0,83) = 4,4 \text{ Ом}$$

Визначимо опір сполучної смуги (шини). При розміщенні заземлювачів в ряд довжина смуги визначається вираженням:

$$L = (n'-1) \cdot l', \text{ м} \quad (7.7)$$

$$L = (4 - 1) \cdot 5 = 15 \text{ м}$$

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_o)), \quad (7.8)$$

де h_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, визначуваний $h_r=0,89$. Тоді

$$R_{\pi} = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,89) \cdot \ln(15^2 / (0,045 \cdot 0,5)) = 4,94 \text{ Ом}$$

Опір всієї системи визначається за формулою:

$$R_c = R_{\pi} \cdot R_{св} / (R_{\pi} + R_{св}), \quad (7.9)$$

де R_{π} – опір сполучної смуги

$R_{св}$ – опір системи вертикальних заземлювачів.

Після підстановки числових значень отримуємо

$$R_c = 4,94 \cdot 4,4 / (4,94 + 4,4) = 2,33 \text{ Ом}$$

Згідно вимогам, опір захисного заземлення у будь-який час року в установках напругою до 1000 В не повинно перевищувати 4 Ом. Порівнюючи отримане в результаті розрахунку R_c з $R_{тр}$, бачимо, що $R_c < R_{тр}$, а значить вимога виконана.

Пожежна профілактика

Пожежа - горіння поза спеціальним вогнищем, що завдає матеріального збитку і що створює небезпеку для життя людей. Оскільки кількість пожеж з року в рік збільшується то, створюється необхідність створювати на підприємствах умови, при, яких виникнення і поширення пожежі стає мінімальним (підвищувати пожежну безпеку будівлі).

Пожежна безпека - стан об'єкту, при якому зі встановленою вірогідністю унеможлиблюється виникнення і розвиток пожежі (до такої міри, коли контроль вже неможливий) і дії на людей небезпечних чинників пожежі, а також забезпечується захист людей і матеріальних цінностей.

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 кондиціювання 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 вогнегасячими засобами.

Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Вибір типа 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:

у торгівельному залі ресторану площею 254 - дорівнює 2 болон по 5 л;

у приміщенні де знаходиться припливно-витяжна установка і пульт управління - дорівнює 1 болон на 5 л.

Відстань від можливого вогнища пожежі до місця розміщення вогнегасника не повинна перевищувати: 20 м - для громадських будівель і споруд.

Розрахуємо кількість сплінкерних розеток, необхідних для гасіння приміщення торговельного залу ресторану .

$$n = S/S' = \frac{156}{12} = 21(7.10)$$

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (7.11)$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

Освітлення:

Освітлення відноситься до одного з основних зовнішніх чинників , що постійно впливають на людину в процесі праці. Позитивний вплив освітлення на продуктивність праці і його якість не викликає сумніву. Так, сонячне освітлення збільшує продуктивність праці в середньому на 10%, а штучне на 13%, при цьому можливість браку знижується на 20-25%.

Ретельний і регулярний догляд за установками природного і штучного освітлення має важливе значення для створення раціональних умов освітлення, зокрема, забезпечення необхідних величин освітленості без додаткових витрат електроенергії.

У установках з люмінесцентними лампами і лампами ДРЛ необхідно стежити за справністю схем включення (не повинно бути видимих оку мигань ламп).

Чищення скла світлових отворів повинне робитися не рідше 2 раз на рік для приміщень з незначним виділенням пилу і не рідше 4 раз на рік для приміщень із значними виділеннями пилу, для світильників - 4 - 12 раз на рік, залежно від характеру запиленої виробничого приміщення.

Своєчасно потрібно замінювати лампи, що перегоріли, перевіряти рівень освітленості в контрольних точках виробничого приміщення.

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Довжина - 3 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Для освітлення даного приміщення вибираємо ПВЛД лампи.

Площа приміщення:

$$S = a \cdot b = 3 \cdot 2 = 6 \text{ (м}^2\text{)} \quad (7.12)$$

Висота світильника над робочою зоною :

$$H_{\text{раб}} = H - h_{\text{раб}} = 3 - 0,8 = 2,2 \text{ (м)} \quad (7.13)$$

Відстань між центрами світильників:

$$\frac{L_k}{H_{\text{раб}}} = 1,4 \text{ – коефіцієнт для люмінесцентних ламп.}$$

$$L_k = 1,4 \cdot 2,2 = 3,08 \text{ (м)}$$

Приблизне число світильників:

$$N = \frac{S}{L_k^2} = \frac{6}{3,08^2} = 0,63 \quad (7.14)$$

Приймаємо приблизно $N=1$.

Визначаємо світловий потік світильника:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{100 \cdot E_{\text{н}} \cdot S \cdot z \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 200 \cdot 6 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{1 \cdot 41} = 6760 \text{ (лм)}. \quad (7.15)$$

Приймаємо до установки лампи ЛДЦ80 в кількості $n=2$ шт., кожна з яких має світловий потік $\Phi_{\text{л}}=3740$ лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку :

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{л2} - \Phi_{л1}}{\Phi_{л2}} = \frac{(3740 \cdot 2) - 6760}{3740 \cdot 2} \cdot 100\% = 9,6\% \quad (7.16)$$

Нарешті, визначимо потужність освітлювальної системи:

$$P = n \cdot N \cdot P_i \quad (7.17)$$

У цій формулі n - кількість світильників прийнята;

N – Приблизне число світильників; P_i – потужність однієї лампи (для світильників ЛДЦ80 $P_i = 80 \text{ Вт}$). Тоді $P = 2 \cdot 1 \cdot 80 = 160 \text{ Вт}$

Захист від шуму і вібрації

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з невідновженими масами, що обертаються, технологічні схеми, установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

Механічні коливання устаткування і його вузлів, комунікацій і споруд при звукових і частково звукових частотах називають вібрацією.

Розрізняють локальну (місцеву) вібрацію, що передається через руки і загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини.

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні.

Архітектурно-планувальні включають; раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають: вживання малошумних машин, вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин.

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на наступні види: засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення; засоби, що знижують шум на дорозі його поширення; засоби індивідуального захисту.

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних

матеріалів, підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

Шум і вібрацію на дорогах їх поширення ослабляють акустичними засобами звуко- і віброізоляції, звуко- і вібропоглинання, глушення звуку.

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувань; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходу комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувань і кабін. Матеріал повинен добре відображати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню.

Звукопоглинання передбачає вживання звукопоглинальних облицювань і об'ємних поглиначів звуку.

Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори і пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації і будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти і опори з пружинними, пружинно-гумовими і гумово-металевими амортизаторами.

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувань, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Глушники застосовують для зниження аеродинамічного шуму систем вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалювання. Зменшення шуму в глушниках досягається шляхом вживання звукопоглинальних матеріалів.

До засобів індивідуального захисту від шуму відносять проти галасливі навушники, вкладиші, шлеми і каски, що дозволяють понизити рівень шуму залежно від його частоти на 5-40 дБ. Для захисту від шуму високого рівня застосовують проти галасливі костюми.

Індивідуальний захист від вібрації забезпечується вживанням рукавиць і рукавичок, вкладишів і прокладок, спеціального взуття, нагрудників, поясів і спеціальних костюмів, виготовлених з упругодемпфуючих матеріалів.

Розрахунок вентиляції приміщення

Розрахувати продуктивність системи вентиляції приміщення пультовою, для однієї людини.

Вихідні дані:

$a=3\text{ м}$ – довжина приміщення;

$b=2\text{ м}$ – ширина приміщення;

$c=3\text{ м}$ – висота приміщення;

Розраховуємо об'єм приміщення по формулі:

$$V=a \cdot b \cdot c \quad (7.18)$$

$$V=3 \cdot 2 \cdot 3 = 18 \text{ м}^3$$

Далі визначимо максимальну кількість робочих станцій для приміщення

$$n_{\max} = S_{\text{пом}} / S_{\text{норм}}, \quad (7.19)$$

де $S_{\text{норм}}=6\text{ м}^2$ – площа для одного робочого місця;

$$S_{\text{пом}} = a \cdot b \quad (7.20)$$

$$S_{\text{пом}} = 3 \cdot 2 = 6 \text{ м}^2$$

$S_{\text{пом}}$ – площа приміщення;

$n_{\max}=6/6=1$ – к-ть робочих місць.

Витрата повітря під час надходження надлишкового тепла визначається по формулі:

$$L = \sum Q / (c_{\text{возд}} \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot (t_{\text{уд}} - t_{\text{пр}})), \quad (7.21)$$

де L – продуктивність системи вентиляції, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$c_{\text{возд}}=1,005\text{ кДж/кг}\cdot\text{С}$ – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

$\rho_{\text{возд}}=1,2\text{ кг/м}^3$ - щільність повітря;

$t_{\text{уд}}=24^\circ\text{С}$ - температура повітря, що видаляється. Для теплого періоду року іробіт «легка 1б» температура має бути від $(22...24)^\circ\text{С}$;

$t_{\text{пр}}$ – температура припливного повітря. Обчислюється за формулою:

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{уд}} - \Delta t_{\text{раб}} \quad (7.22)$$

$$t_{\text{пр}} = 24 - 5 = 19^{\circ}\text{C}$$

$$\Sigma Q = Q_{\text{людей}} + Q_{\text{компьютера}} + Q_{\text{освещ.}} + Q_{\text{оборуд.}} = 170 + 300 + 160 + 300 = 930 \text{ Вт} \quad (7.23)$$

$$Q_{\text{людей}} = q_{\text{л}} \cdot n = 170 \cdot 1 = 170 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{компьютера}} = q_{\text{к}} \cdot n = 300 \cdot 1 = 300 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{освещ.}} = 160 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{оборуд.}} = 300 \text{ Вт}$$

$$L = 0,93 / (1,005 \cdot 1,2 \cdot (24 - 19)) = 0,154 \text{ м}^3/\text{с} = 555 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Визначаємо настановну потужність електродвигуна для вентиляції по формулі:

$$N = k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{прив}}), \quad (7.24)$$

де k – коефіцієнт запасу ($k = 1,05 \dots 1,5$);

H – аеродинамічний опір вентилятора, $H = 300 \text{ Па}$;

$\eta_{\text{вент}}$ – ККД вентилятора;

$\eta_{\text{прив}}$ - ККД приводу, який при клиноременной передачі рівний 0,95;

$$N = 1,2 \cdot 555 \cdot 300 \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,95) = 0,1 \text{ кВт}$$

Приймаємо для нормальної вентиляції нашого приміщення продуктивність системи вентиляції рівну $L = 555 \text{ м}^3/\text{ч}$, осьовий вентилятор потужністю $N = 0,1 \text{ кВт}$. Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямках, за кінцевий результат береться найбільше значення.

Долікарська допомога.

Перша допомога при поразці електричним струмом.

Долікарська допомога потерпілому від електричного струму складається з двох послідовних етапів. Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами.

Найбільш простий засіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі. При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти.

Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання, серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

Перша допомога при поразці хладагентами.

При отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою парою лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивісь пострадавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закапують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

Перша допомога при опіках і обмороженні

При роботі в холодильних камерах і на відкритому повітрі в зимовий час можливі обмороження.

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром, накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої (водяні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвляння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити пострадавшего в здравпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; пострадавший повинен лежати непорушно; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином

марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцетової кислоти або розчином борної кислоти.

Висновок:

При вирішенні завдань по охороні праці необхідно чітко представляти сутність процесів і відшукати засоби (найбільш відповідні до кожного конкретного випадку), що усувають вплив на організм шкідливих і небезпечних чинників і що виключають по можливості травматизм і професійні захворювання.

При поліпшенні і оздоровленні умов роботи праці важливими моментами, є комплексна механізація і автоматизація технологічних

процесів, вживання нових засобів обчислювальної техніки і інформаційних технологій в наукових дослідженнях і на виробництві.

Здійснення заходів щодо зниження виробничого травматизму і професійної захворюваності, а також поліпшення умов роботи праці ведуть до професійної активності трудящих, зростанню продуктивності праці і скорочення втрат при виробництві. Оскільки охорона праці якнайповніше здійснюється на базі нової технології і наукової організації праці, то при розробці і проектуванні об'єкту використовуються новітні розробки.

8 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Важливими характеристиками СКП є енергетична ефективність, можливість рекуперації і високий рівень автоматизації. Незважаючи на уявну простоту і мініатюрність автоматизації, вона здатна вирішувати багато завдань: підтримувати температуру і продуктивність, забезпечувати роботу датчиків проти замерзання калорифера і засмічення фільтру, включення/виключення системи по виставленому часу і багато що інше.

Літній режим

При запуску системи відкриваються повітряні заслонки, запускаються припливний та витяжний вентилятори. Далі зовнішнє повітря проходить через фільтр. Датчиком перепаду тиску 4 контролюється степінь забруднення фільтра і у разі перепаду тиску вище встановленої норми, подається сигнал на вимкнення системи і загорасться аварійна лампочка на щиті. Далі повітря охолоджується в камері зрошення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрошення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес $H_{\text{л}} - P'_{\text{л}}$. Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після третього повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до t_{III} . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

Аварійне вимкнення системи виникає у разі забруднення фільтра або несправності припливного і витяжного вентиляторів. Спостереження за їх роботою здійснюється за допомогою датчиків перепаду тиску 4,6,17 і 18.

Зимовий режим

Процес в приміщенні проходить по лінії ($P_3 - B_3$). Мінімальні витрати по підтриманні параметрів повітря в приміщенні відповідає $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і мінімальній вологості $\phi = 30\%$. Визначаємо параметри точки П (приплив). $t_{\text{п}} = 16^{\circ}\text{C}$, $d_{\text{п}} = 3,4\text{ г/кг}$, $\phi_{\text{п}} = 30\%$.

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами H_3 необхідно довести до точки P_3 . Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітронагрівачі до точки H_3^1 , до $t=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через тепло утилізатор (ТУ), це досягається регулюючим клапаном 14, за допомогою датчика 13. Далі припливне повітря нагрівається в ТУ від витяжного повітря до точки H_3^2 , температура цієї точки не буде постійною, тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітронагрівачі до фіксованої $t=22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до точки H_3^3 , це досягається регулюючим клапаном 17, за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія $H_3^3 - P_3$) до $t=16\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім подається в приміщення (процес $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - H_3^3 - P_3 - B_3$).

Також передбачен "захист від заморожування калорифера", який формується при спрацьовуванні одного з двох (чи обох) термостатів, встановлених по воді і по повітрю в секторі калорифера в зимовому режимі. Уставка заморожування по повітрю 6-10, по воді 30-40 градусів за Цельсієм.

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

- вимикається електродвигун припливного вентилятора;
- включається циркуляційний насос на калорифері;
- повністю відкривається регулюючий клапан на теплоносії;
- закривається вхідна повітряна заслінка.

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

1) пуск, зупинка, експлуатація в автоматичному режимі, узгодження роботи і управління допоміжним устаткуванням (вентиляторами конденсатора та ін.), автоматичне перемикавання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;

2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;

3) контроль і забезпечення безпеки установки, діагностика несправностей, сигналізація аварійних режимів і блокування.

Перша група завдань включає:

1) пуск і зупинка агрегатів із запуском компресора з мінімальним навантаженням і в безпечному режимі, а також з дотриманням тимчасових інтервалів, що забезпечують оптимальну роботу холодильної машини;

2) послідовне включення окремих ступенів потужності для інверторних компресорів, щоб зменшити пускові струми і забезпечити захист електродвигуна від перевантаження;

3) узгоджений пуск і відключення окремих елементів системи: включення нагрівачів картера в поршневих компресорах при відключенні останніх;

4) Експлуатація установки в автоматичному режимі: дистанційне керування, програмування в часі режимів налаштування і роботи, управління за допомогою комп'ютера, включення установки після відключення із-за аварійного режиму.

До завдань другої групи відносяться:

1) автоматична підтримка заданої температури фреону на виході з випарника;

2) Регулювання продуктивності компресора ступінчасте - шляхом його включення і відключення та інвертором;

3) Підтримка постійної температури конденсації, щоб не допустити підвищення і пониження тиску в конденсаторі вище за допустимі значення; при підвищенні температури конденсації знижується продуктивність компресора і збільшується споживана потужність, що приводить до перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється

переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і відбуваються втрати продуктивності. В цьому випадку, щоб не допустити пониження температури конденсації, застосовуються наступні способи регулювання:

включення або відключення вентилятора залежно від заданої температури зовнішнього повітря в режимі охолодження, зміна витрати повітря, що охолоджує конденсатор, шляхом ступінчастого або плавного регулювання швидкості обертання електродвигуна вентиляторів.

При регулюванні продуктивності компресора одночасно необхідно забезпечувати відповідне регулювання продуктивності вентилятора конденсатора.

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;
- контроль параметрів, що забезпечують надійну і безпечну роботу холодильної машини, граничне відхилення значень контрольованих параметрів від заданих приводить до сигналізації і автоматичної зупинки компресора, пуск компресора після аварійного відключення здійснюється уручну або автоматично;
- кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;
- високий тиск (тиск конденсації), за допомогою реле високого тиску, при перевищенні тиску понад заданий компресор відключається;
- низький тиск (тиск або температура випару), за допомогою реле низького тиску компресор включається, якщо тиск у всмоктуючому контурі вище заданого мінімального значення;
- перепад температур на вході і виході з випарника, високе значення сигналізує про недостатність витрати води;
- температура двигуна, вимірювана датчиком температури в обмотках статора, при перегріві двигуна він відключається за допомогою реле теплового захисту компресора і насоса;

- перевантаження двигуна компресора, вентилятора конденсатора, плавкі запобіжники для малих моделей і автоматичні вимикачі з магнітними розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

- налаштування запобіжних клапанів, захищають від надмірного перевищення тиск в замкнених контурах.

Для захисту від частих перемикачів компресора по команді терморегулятора передбачений обмежувач частоти перемикачів — таймер компресора. Встановлюється мінімальний час зупинки, при якому компресор залишається відключеним, навіть, якщо в цей час отримана команда на запуск, кількість запусків в годину з урахуванням мінімального часу, який повинен пройти між двома послідовними запусками компресора.

Таким чином, при ступінчастому регулюванні продуктивності вдається зменшити частоту перемикачів компресора, але виникають невеликі коливання температури повітря на виході з випарника.

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість запусків в годину, інтервал часу між включенням насоса і запуском компресора, а так само час затримки відключення насоса після відключення компресора, мінімальний час роботи компресора після запуску.

У всіх блоках управління може бути передбачено, як додаткова опція, підключення мікропроцесорного дистанційного модуля управління, що дозволяє здійснювати управління роботою холодильної машини, контроль параметрів і функціонування із спеціального приміщення усередині будівлі.

ВИСНОВКИ

Метою дипломної кваліфікаційної роботи являється спроектувати систему кондиціювання повітря таким чином щоб було комфортно відвідувачам а також персоналу в даному приміщенні. І регулювання заданих параметрів мікроклімату відбувалося автоматично і при цьому підтримувалось. При цьому основні техніко – економічні вимоги дотримувались це на сам перед мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду.

Першим етапом розрахунку стало підбір будівельної конструкції , розрахунок теплопередачі від огороження .

Другим етапом став вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря. Керуючись нормами проектування, приймали наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні :

- * теплий період року – $t_b = 22^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 50\%$;
- * холодний період року - $t_b = 20^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 50\%$;

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням .

Далі визначили теплові втрати через огорожуючі конструкції. Розраховали тепловиділення від різних джерел вологовиділення. 7900 кДж.кг в ТПР та 4000 в ХПР Побудували в d,h-діаграмі процеси обробки повітря в літній та зимовий періоди.

Третій етапі розраховали опору вентиляційної мережі та вибрали вентилятор.

Четвертий етап розрахунок та підбір апаратів обробки повітря(повітряного охолоджувача, повітрянагрівача першого підігріву , повітрянагрівача другого підігріву , теплоутилізатора, камери зрошування) ЦК з підвищено фільтрацією КЦКП 10 А

П'ятий етап пропозиції до вибору основного холодильного обладнання. Підбрала спіральний компресор марки SZ115 фірми Danfoss і чиллер модель CGA –150 фірми TRANE. Також провели розрахунок повітряного конденсатора і визначили теплове навантаження ,яке становить 35.5 кВт.

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 плодоовочесховища. [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 плодоовочесховищ [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. ТРЦ «Рів'єра» : офіційний сайт. URL: <https://www.riviera.com.ua/> (дата звернення: 25.03.2025).15 ТРЦ «Рів'єра» : офіційний сайт. URL: <https://www.riviera.com.ua/> (дата звернення: 25.03.2025).
- 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 термoeкономiчного 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.Баби́ч 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