

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 реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

Частина I

на тему «Проект системи кондиціонування бомбосховища
реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

Здобувача Чепіль В.О.

IV курсу групи ЕН141

Керівник доцент Жихарєва Н.В.

(посада, прізвище та ініціали)

Консультант доцент Когут В.О.

(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри _____ протокол № 12

Завідувач кафедри ХУіКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

(назва кафедри)

(підпис)

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ
ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра Холодильних установок і кондиціонування повітря
Освітній ступень Бакалавр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
(шифр і назва)
Освітньо- професійна програма «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря »
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

01 березня 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) ЗДОБУВАЧУ

Чепіль В'ячеслав Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проект системи кондиціонування бомбосховища реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

керівник проекту (роботи) к.т.н. доц. Жихарева Наталія Віталіївна
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу № 602-03 від 19.10.2024

2. Строк подання студентом роботи 31.05.2024 року

3. Вихідні дані до роботи місто Одеса , реабілітаційного центру при лікарні
Параметри повітря в приміщенні влітку $t = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 62\%$,
Параметри повітря взимку $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$,
Параметри зовнішнього повітря $t = 28.6\text{ }^{\circ}\text{C}$., $h = 62\text{ кДж/кг}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів кондиціонування повітря, вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок теплопритоків, обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
План приміщення, повітроводи, схема холодильно системи і фенкойла ; схема кондиціонера в розрізі, кондиціонер

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічний розділ	к.т.н. доц. Жихарєва Н.В.	30.04.2024	28.05.2024
Охорона праці	к.т.н. доц. Жихарєва Н.В.	30.04.2024	28.05.2024

7. Дата видачі завдання: 03.10.2024р

Керівник _____ Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Чепіль В.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз літературних джерел.	27.03-03.04	виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування.	04.04-10.04	виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря.	11.04-18.04	виконано
4.	Обґрунтування вибору і підбір обладнання.	18.04-27.04	виконано
5.	Розрахунок апаратів систем кондиціювання	29.04-07.05	виконано
6.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення.	08.05-16.05	виконано
7.	Економічні розрахунки	17.05-23.05	виконано
8.	Охорона праці.	24.05-27.05	виконано
9.	Висновки.	28.05-31.05	виконано

..
Здобувач-дипломник _____ Чепіль В. О.
Керівник роботи _____ Жихарєва Н.В.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Чепіль В'ячеслав Олександрович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Чепіль В. О. тема «Проект системи кондиціювання бомбосховища реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса» складається з: **77-сторінки тексту та додатків 21-рисунок, 5-таблиць, 18 посилань на літературні джерела**

У даній кваліфікаційній роботі йде мова про проект системи кондиціювання повітря для бомбосховища реабілітаційного центру при лікарні з покращеною системою фільтрації.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; розрахунок повітряних фільтрів; обґрунтування вибору і підбір обладнання для системи кондиціювання повітря для бомбосховища. За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер. Підбираємо центральний кондиціонер фірма, «ВЕЗА-УКРАЇНА» Модель «КЦКП-А 20» Кондиціонери типу КЦКП-А виготовляються у сейсмостійкому виконанні. Вибухозахищені кондиціонери призначені для переміщення агресивних газопароповітряних вибухонебезпечних сумішей ІА, ІВ категорій груп Т1, Т2, Т3 згідно з ДСТУ 12.1.011 з температурою сумішей, що переміщуються від мінус 40 С до 80 С.

Ключові слова: системи кондиціювання, теплопритоки, фільтрація, бомбосховище, холодоагенти .

ANNOTATION

Bachelor's qualification thesis of V.O. Chepil, topic "Project of the air conditioning system of the bomb shelter of the rehabilitation center at the Odesa hospital" consists of: 77 pages of text and appendices, 21 figures, 5 tables, 18 references to literary sources

This qualification work is about the design of the air conditioning system for the bomb shelter of the rehabilitation center at the hospital with an improved filtration system.

In the work, the calculation of air conditioning processes is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; calculation of air filters; justification of the choice and selection of equipment for the air conditioning system for the bomb shelter. We select an air conditioner for full performance. We are selecting a central air conditioner by the company "VEZA-UKRAINE" Model "KЦКП-А 20" Air conditioners of the KЦКП-А type are made in an earthquake-resistant version. Explosion-proof air conditioners are designed for moving aggressive gas-vapor-air explosive mixtures of ІА, ІВ categories of groups Т1, Т2, Т3 in accordance with GOST 12.1.011 with the temperature of the mixtures moving from minus 40 C to 80 C.

Keywords: air conditioning systems, heat inflows, filtration, bomb shelter, refrigerants

. ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	1
1 ОСОБЛИВОСТІ КОНДИЦІЮВАННЯ БОМБОСХОВИЩ.....	8
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ.....	15
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	17
4 ПІДБІР СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ.....	25
5 ПОБУДОВА В D,H-ДІАГРАМІ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ	31
6 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	34
7 РОЗРАХУНОК АПАРАТІВ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ .	40
8 РОЗРАХУНОК ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	46
9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ.....	58
10 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	63
10 ВИСНОВКИ	75
11 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	76
ДОДАТКИ	78

					КРБ.ХУіКП 1. 602-03.ІІ.3.1			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Чепіль В.О			Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Жихарєва Н.В					4	109
Реценз.		Носенко М.Г				ЕН-141- група		
Н. Контр.		Жихарєва Н.В.						
Затверд.								

ВСТУП

Актуальність теми.

Лікарні відносяться до медичних закладів, в яких пред'являються підвищені вимоги до мікроклімату, температурному режиму, параметрам якості повітря.

Для забезпечення стерильності в лікарнях, якісні системи кондиціонування - це одна з найважливіших умов. Підвищені технічні та санітарно - гігієнічні вимоги до систем кондиціонування повітря в лікарнях порівняно з офісними, промисловими і житловими приміщеннями, пред'являються для того, щоб забезпечити максимальну чистоту повітря, недопущення поширення мікроорганізмів, максимально знизити кількість частинок пилу. Всі ці підвищені вимоги необхідні для того, щоб забезпечити безпеку здоров'я пацієнтів, відвідувачів, медичних працівників і технічного персоналу, а також виключити ускладнення і поширення різних інфекцій.

Особливості систем вентиляції в лікарнях

У медичних установах, до яких відносяться лікарні, встановлення

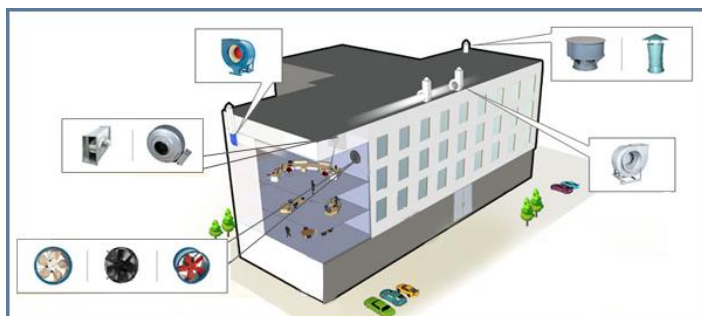


Рис.1. Система кондиціонування в лікарнях

систем вентиляції та кондиціонування повітря відноситься до обов'язкових вимог, які передбачаються спеціально розробленими нормативними документами та стандартами, які передбачають різні параметри якості мікроклімату і повітря в різних відділеннях

і приміщеннях лікарень.

У будинках лікарень серйозною проблемою стало поширення внутрішньолікарняної інфекції, тому що в третині випадків це відбувається повітряно-крапельним шляхом. А це в свою чергу тягне за собою ускладнення у післяопераційних хворих, простудних захворювань у персоналу і пацієнтів. Тому просто життєво важливо забезпечити стерильність приміщень, хороший повітрообмін і мікроклімат, відповідний кожному з приміщень лікарні.

Найбільшою складністю при проектуванні і монтажу систем вентиляції в лікарнях є те, що в одній будівлі, а часто і на одному поверсі необхідно створити зони з різним мікрокліматом, температурою і вологістю. Загальним для всієї системи вентиляції в лікарні є повна відсутність рециркуляції повітря між усіма приміщеннями, а також усередині них.



Рис 2. Системи кондиціювання в палатах.

Щоб захистити від попадання інфекцій в операційні, необхідно створити систему кондиціювання повітря з надлишко надмірному тиску вхідного повітря, він переміщається з операційної в примикають приміщення, потім у коридор і це не дозволяє інфекції потрапити в операційну. Також іонізація повітря.

В інфекційних відділеннях надлишковий тиск створюється в приміщеннях коридорів (завдяки припливної вентиляції), а в кожній палаті монтують окрему витяжну вентиляцію. Таким чином не допускається поширення інфекції.

У терапевтичних відділеннях також створюється надлишковий тиск повітря в коридорах, а витяжна вентиляція створюється індивідуально.



Рис3. Рівномірний розподіл повітря в лікарнях

Повітря, що подається в усі відділення повинен проходити бактеріологічну очистку спеціальними фільтрами. **В бомбосховищах повинно бути забезпечення фільтрацією та потрібен рівномірний розподіл повітря без застійних зон.**

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є системи кондиціонування бомбосховища з розробкою системи кондиціонування повітря з розподілом повітря без застійних зон.

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 кондиціонування повітря приміщень громадянського захисту. Провести дослідження і розрахунок системи кондиціонування повітря.



Рис 1. Бомбосховища реабілітаційного центру

Кондиціонування бомбосховищ є важливим складовим елементом безпеки під час надзвичайних ситуацій та заходів цивільного захисту. Цей процес передбачає постійний обмін повітрям в приміщенні, що дозволяє уникнути накопичення шкідливих речовин, які можуть бути випущені в атмосферу під час надзвичайних ситуацій. Одним з найважливіших елементів вентиляції є належне проектування та встановлення систем вентиляції. Система вентиляції гарантує постійну циркуляцію повітря, що допомагає підтримувати оптимальний рівень вологості та температури в приміщенні, а також зменшує ризик ураження шкідливими речовинами (хімічна зброя, пил, чадний газ) .

Фільтр-поглинач ФП-300 призначений для очищення надходить у бомбосховищі повітря від виробництв від хімічних речовин, радіоактивного пилу і бактеріальних аерозолей.

Кількість колонок визначається потребами об'єкта в воздухообеспеченні.

Технічні характеристики фільтра-поглиначі:

- Номінальний витрата повітря - 300 м³/год
- Габаритні розміри - 580(д)*550 мм
- Термін зберігання - 10 років (8 років консервації в змонтованому вигляді)
- Термін беззбройний експлуатації - 5 років
- Термін беззбройний експлуатації - 250 год
- Термін зберігання - 10,5 років
- Маса - 65 кг



Рис 2 Вугільний фільтр для бомбосховища

Фільтри для бомбосховищ є важливою складовою систем безпеки, призначеними для забезпечення чистого повітря в середині бомбосховища під час надзвичайних ситуацій. Основна мета таких фільтрів полягає в утриманні шкідливих речовин, включаючи отруйні гази та радіоактивні частки, у зовнішньому середовищі.

Існує кілька типів фільтрів, які використовуються в бомбосховищах:

1. Фільтри грубої очистки: Ці фільтри використовуються для затримання великих частинок пилу, бруду та інших забруднень, які можуть бути присутні в повітрі. Вони мають густу структуру і велику площу фільтрації, що дозволяє затримати більші частинки.

2. Фільтри середньої очистки: Ці фільтри призначені для затримання дрібних частинок, таких як пил, дим, бактерії та інші забруднюючі речовини. Вони зазвичай мають спеціальні матеріали з великою поверхнею фільтрації, які допомагають утримувати дрібні частинки.
3. Фільтри хімічної очистки: Ці фільтри призначені для затримання шкідливих хімічних речовин, таких як отруйні гази. Вони використовують спеціальні хімічні реагенти або активоване вугілля для поглинання і нейтралізації цих речовин.
4. Фільтри радіаційної очистки: Ці фільтри призначені для затримання радіоактивних частинок. Вони зазвичай мають спеціальні матеріали, що використовують принципи поглинання та розсіювання радіації, щоб забезпечити безпечне повітря.

Ці типи фільтрів можуть використовуватися окремо або в комбінації, залежно від конкретних потреб і вимог бомбосховища. Важливо забезпечити регулярне технічне обслуговування та заміну фільтрів для збереження їх ефективності та забезпечення безпеки приміщення.





Рис 3 Різні типи фільтрів для бомбосховища

Система регенерації кисню в бомбосховищах - це система, що дозволяє зберігати та переробляти повітря всередині бомбосховища, забезпечуючи постійне постачання кисню для дихання. Ця система грає важливу роль у забезпеченні безпеки та життєдіяльності людей, що перебувають у бомбосховищі протягом тривалого часу.

Основні компоненти системи регенерації кисню в бомбосховищах включають:

1. Споживачі кисню: Це пристрої, які використовуються для забезпечення кисню для дихання людей всередині бомбосховища.
 2. Компресори: Компресори використовуються для стиснення повітря, що надходить зовні до бомбосховища. Це допомагає забезпечити постачання свіжого повітря та кисню всередині.
 3. Сорбенти: Сорбенти - це матеріали, які використовуються для видалення забруднюючих речовин, таких як вуглекислий газ (CO_2), волога та інші шкідливі речовини з повітря всередині бомбосховища.
- Системи регенерації: Ці системи використовуються для очищення та відновлення сорбентів після їх використання. Регенерація може включати такі процеси, як відновлення тиску, відволікання вологи або хімічну очистку. Очищені сорбенти можуть бути повторно використані

1.ОСОБЛИВОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ БОМБОСХОВИЩ

Бомбосховище — це місце, де люди можуть сховатись під час бомбардування чи артилерійського обстрілу. В Україні є багато бомбосховищ, збудованих під час Другої Світової та Холодної війни. З 1950 років було створено багато укриттів, щоб впоратись з ризиками ядерних загроз. Після набуття незалежності у мирний час в містах України не будували бомбосховищ, тому більшість сучасних споруд не мають укриттів. З початком війни підходи до будівництва змінилися.

Бомбосховища бувають різними та здатні захистити людей від авіанальотів, артилерійських та ракетних обстрілів, та навіть радіації. Повітря — головна умова виживання людей у сховищі. Для забезпечення ним встановлюють системи вентиляції, припливно-витяжні установки та інше обладнання, яке можна купити в нашій компанії.

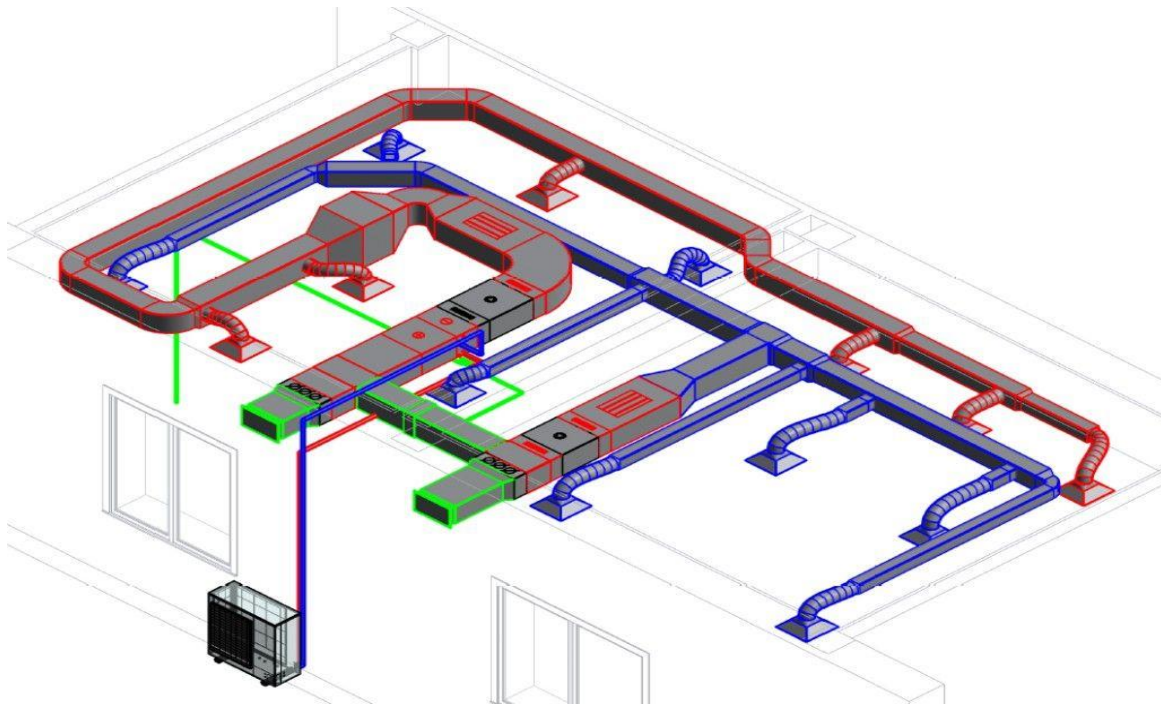


Рис 4 Повітророзподіл в бомбосховищах

Види та правила облаштування повітроводів

Якщо укриття з високим ступенем захисту було повністю зайнято протягом кількох днів у теплу чи жарку погоду, у ньому стало б настільки жарко та волого, що мешканці задихнулись. Важливо розуміти, що тепло та водяна пара, що виділяються тілами людей у переповненому, довго зайнятому укритті, можуть бути смертельними. Доступ свіжого повітря здатен врятувати життя.

Адекватну природну вентиляцію для підземних укриттів зробити складно. Навіть якщо дме легкий вітерець, небагато повітря зробить поворот під прямим кутом і спуститься вниз по вертикальному входу, зробить ще один поворот під прямим кутом, щоб вийти назовні. У теплу погоду природної вентиляції димохідного типу зазвичай недостатньо для більшості сховищ з високим ступенем захисту, які повністю зайняті протягом кількох годин. А в жарку погоду повітря в укритті не легше повітря на вулиці. За цих умов вентиляція димохідного типу повністю виходить з ладу.

Будь-якому бомбосховищу потрібна вентиляція, але її тип залежить від конкретного укриття. Сховище малого або середнього розміру має бути сконструйоване таким чином, щоб більшу частину часу воно могло мати достатню природну вентиляцію через вхідний отвір і запасний вихід. Річ у тому, що бомбосховища відрізняються за типами:

- Перша категорія — міцні укриття, здатні захистити навіть за прямого влучання ракети, бомби чи снаряду. Такі сховища не мають замкнутої системи, в якій повітря надійно захищене від радіації чи хімічних речовин.
- Друга категорія — сховища, здатні захистити від обвалу будівель, пожежі, осколків, ударної хвилі, отруєння. На пряме влучання снаряда укриття не розраховане.

- Закриті укриття хімічного захисту — сховище, здатне врятувати від хімічної, біологічної та ядерної зброї. Вентиляція оснащена фільтрами, які не пропускають отруйні речовини.

Зазвичай бомбосховища облаштовують у підвалах та підземних паркінгах. У приміщеннях, що пристосовуються під захисні споруди, слід передбачати системи вентиляції, опалення, водопостачання та каналізації для забезпечення необхідних умов перебування в них. При обладнанні вентиляції не слід забувати про використання цих споруд за прямим призначенням у мирний час. Сховища можуть бути обладнані як частина будівель або як окремі споруди у місті. Часто їх облаштовують у підземних паркінгах.



Рис 5. Кондиціонер в бомбосховищі

Вимоги до кондиціювання сховищ

Систему вентиляції укриттів слід проєктувати на два режими: чисту вентиляцію та фільтровентиляцію. У місцях, де можливий доступ повітря зі шкідливими речовинами та продуктами горіння, слід передбачати режим регенерації внутрішнього повітря.

- При режимі чистої вентиляції подача очищеного від пилу зовнішнього повітря повинна забезпечувати необхідний обмін повітря та видалення з приміщень тепловиділення та вологи.

- При фільтрації зовнішнє повітря очищається від газоподібних засобів масового ураження, аерозолів і пилу.
- Для чистої вентиляції, фільтровентиляції та вентиляції ДЕС повітрозабори повинні бути роздільними. На повітрозаборах і витяжних пристроях слід передбачати встановлення противибухових пристроїв, що мають розширювальні камери.
- Регенеративні установки та фільтри слід встановлювати в окремих приміщеннях, що межують із внутрішніми приміщеннями сховища.

Систему вентиляції проєктують, враховуючи максимальну кількість людей, яка може одночасно розташовуватися в укритті.



Рис 6. Фільтр для бомбосховищ

6.3 Типи фільтрів для бомбосховищ

Для організації вентиляції встановлюють різне обладнання. Частина має механічний привід та може працювати в ручному режимі. Це зроблено на випадок, якщо електропостачання буде пошкоджено.

- Електроручні вентилятори забезпечують подачу повітря до приміщення. Різні моделі відрізняються режимами роботи — чиста вентиляція зовнішнього повітря або його очищення у разі зараження атмосфери.
 - Фільтри-поглиначі. Це обладнання необхідне для очищення повітря від радіації чи пилу, хімічних речовин.
 - Регенераційні установки. При облаштуванні закритого бомбосховища потрібно ставити регенеративні пристрої, щоб повітря всередині оновлювалося при одночасному знаходженні великої кількості людей. Діє воно досить просто — поглинаючи вуглець, виділяє кисень за рахунок хімічних реакцій всередині.
 - Передфільтр. Вентиляційна система бомбосховища використовує передфільтри у приміщеннях до 150 осіб. Цей пристрій займається тонким очищенням повітря зовні від пилу в будь-якому з режимів вентиляції.
 - Повітроводи, по яких надходить та відводиться повітря.
 - Герметичні клапани, що дозволяють перекрити подачу повітря ззовні.
- Наявність фільтрації здатна врятувати життя, якщо назовні повітря заражене хімічними, біологічними або радіаційними частками.



Рис. 7 Бомбосховище

Ключові моменти

Бомбосховища здатні врятувати життя під час ракетних та артилерійських обстрілів, захистити від радіації, хімічної та біологічної зброї. Необхідною умовою перебування в укритті є достатня кількість кисню. Без вентиляції у підземному притулку неможливо перебувати довше за кілька годин. Правильно спроектована система не лише забезпечить повітрям, а й захистить від небезпечних газів та радіоактивного пилу. Тому встановлюють фільтри різних типів. Найвищий рівень захисту забезпечують повністю ізольовані бомбосховища із системою регенерації повітря, яка за допомогою хімічних реакцій насичує укриття киснем.

Замовити систему вентиляції та купити все необхідне для її створення ви можете в інженерній компанії «Ліка-Комфорт». Ми також пропонуємо обладнання для різних будівель.

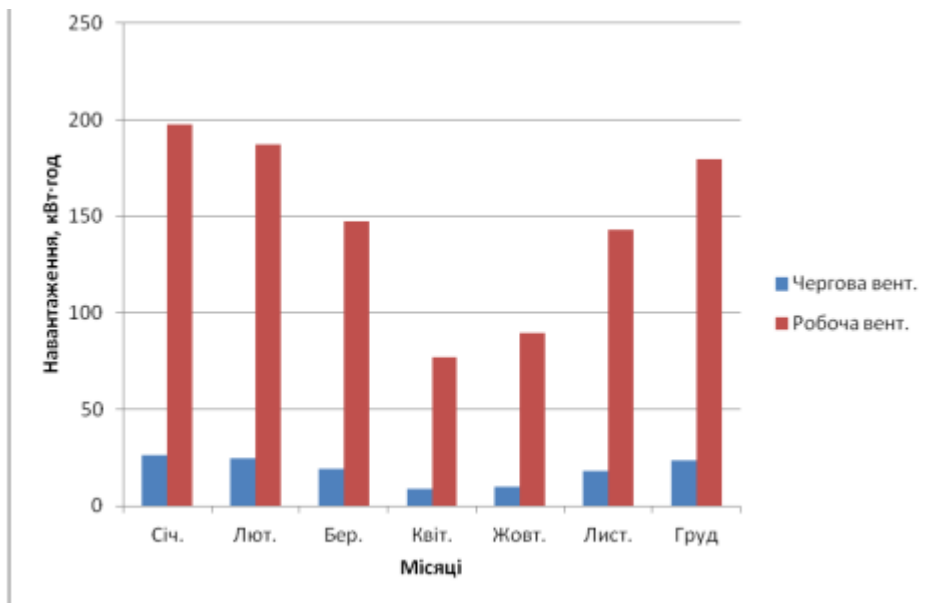


Рис. 8– Порівняння помісячного споживання енергії системою СЖТ до і після застосування ЦКП

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Техніко-економічне обґрунтування проєкту кондиціонування бомбосховища полягає у визначенні практичної доцільності та ефективності встановлення системи кондиціонування для забезпечення оптимальних умов у бомбосховищі.

1. **Забезпечення безпеки персоналу:** Кондиціонування бомбосховища дозволяє контролювати температуру, вологість та інші параметри повітря, що сприяє комфортним умовам для праці і підтримує здоров'я персоналу, що забезпечує їх продуктивність та безпеку а також зниження витрат на можливе лікування або поховання персоналу.
2. **Система кондиціонування** допомагає підтримувати стабільні умови у бомбосховищі, що сприяє збереженню інфраструктури та запасів, що можуть бути чутливими до коливань температури, вологості та інших факторів.
3. **Пожежебезпе́чність** Кондиціонування повітря може забезпечити ефективне відведення та контроль над небезпечними газами та паром, що можуть утворюватися всередині бомбосховища. Це допомагає знизити ризик пожежі та вибуху і забезпечує безпеку приміщення.
4. **Енергозбереження :** Система кондиціонування може бути спроектована з урахуванням енергоефективних рішень, що дозволяє знизити споживання енергії та оптимізувати енергетичні витрати. Це може призвести до значних економічних вигод у майбутньому.

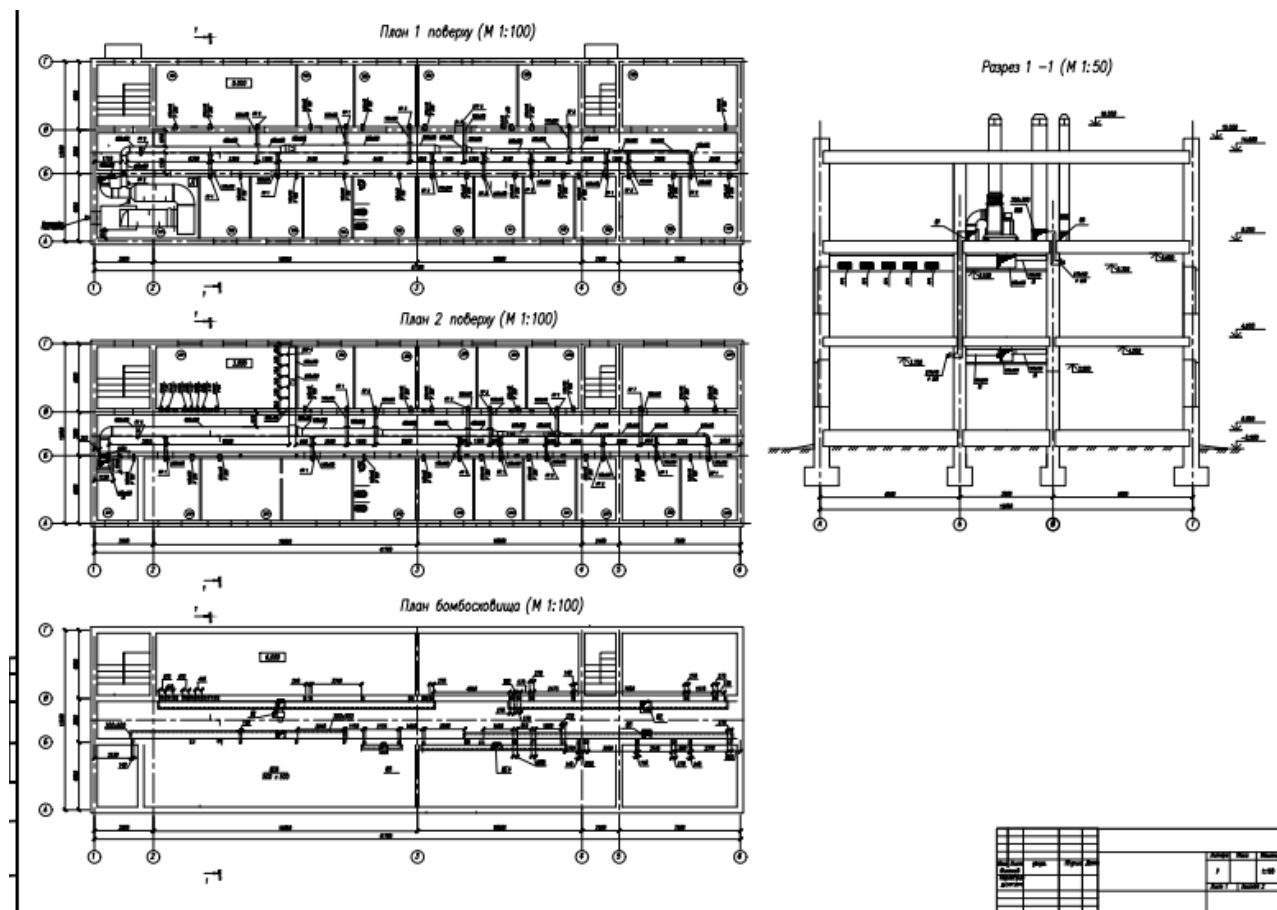


Рис 9. План приміщення.

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Найменування об'єкта: бомбосховища реабілітаційного центру при лікарні

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск - $P = 1010$ мм.рт.ст.овпа.

Ентальпія зовнішнього повітря - $h = 62$ кДж/кг.

Температура зовнішнього повітря – $t = 28,6^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова швидкість вітру – 1 м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_v = 23^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_v = 21^{\circ}\text{C}$

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

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

Розглянутий об'єкт являє собою двоповерховий будинок сучасної будівлі, що складає із чистих приміщень та амбулаторних плат на 1 поверсі палат лікарняних на 2 поверсі , дахове приміщення та басейну окемо розташованого в підвір'я ,

Конструктивне оформлення стін вирішує акустичну проблему

Бомбосховище розділене на чотири зали .(рас.1) : 2-з ліжками ; 2 – конференц зал .

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміна, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Керуючись нормами проектування, приймаю наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:

теплий період року – $t_{\text{в}} = 23^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{в}} = 50\%$; $\omega = 0,3 \text{ м/с}$

холодний період року - $t_{\text{в}} = 21^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{в}} = 50\%$; $\omega = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням СКП за ДБН-2016

У випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [3], приймаю наступні параметри зовнішнього повітря:

теплий період року – $t_{\text{н}} = 28,6^{\circ}\text{C}$; $h_{\text{н}} = 62 \text{ кДж/кг}$;

холодний період року - $t_{\text{н}} = -18^{\circ}\text{C}$; $h_{\text{н}} = -18 \text{ кДж/кг}$;

Особливість розрахунку бомбосховища : враховуємо теплоприприви через огороження без впливу соняної радіації так як сховище розташоване в підвалі .

3.2 Розрахунок теплопритоків і вологопрітоков до повітря, що вентилює.

3.2.1 Теплий період року.

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

$$\kappa_{\kappa p} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,18} + 3 \cdot \frac{0,01}{0,17} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,335 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Вибираємо коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу S шаруючи на границі поділу з [2]. Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шаруючи огороження D, теплову інерцію огороження ΣD по формулах наведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (3.3)$$

де δ - товщина шаруючи огороження;

λ - теплопровідність матеріалу шаруючи.

$$D = R \cdot S \quad (3.4)$$

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції:

Стіни виконані з залізобетону ($\delta_{\text{пн}} = 700 \text{ мм}$), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ($\delta_{\text{шт}} = 20 \text{ мм}$);

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,8 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

залізобетон $\lambda = 2,04 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

Коефіцієнт теплопередачі для стін:

$$\kappa_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \quad (3.1)$$

де $\alpha_{\text{вн}} = 7 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i и λ_i - товщина й теплопровідність і шару огороження;

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

$$\kappa_{\text{пер}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,8}{2,04} + 2 \frac{0,02}{0,8} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{1}{8} \right)^{-1} = 0,337 \text{ (Вт/м}^2\text{К)} \quad (3.2)$$

Стіни виконані з пінобетону ($\delta_{\text{пн}} = 400$ мм), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ($\delta_{\text{шт}} = 20$ мм);

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

пінобетон $\lambda = 0,15$ Вт/(м · К);

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{ Вт/}(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.3)$$

де $\alpha_{\text{вн}} = 8$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i и λ_i - товщина й теплопровідність і-го шаруючи огороження;

$\alpha_{\text{н}} = 23$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої поверхні стіни.

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,15} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{8} \right)^{-1} = 0,361 \text{ Вт/}(\text{м}^2\text{ДК}).$$

Теплоприток через огородження						
Приміщення			№1	№2	№3	№4
Зовнішня температура повітря	t_n	°C	28,6	28,6	28,6	28,6
Розрахункова температура повітря в прим.	t_v	°C	23	23	23	23
Амплітуда добових коливань температ.	Δt_c	°C	8,80	8,80	8,80	8,80
Коеф. для обліку умов вент. покриття	k_1		1,5	1,5	1,5	1,5
Коеф. теплвід. від зовнішньої пов. огр. до пов.	α_n	Вт/м ² К	23,3	23,3	23,3	23,3
Коеф. теплвід. от внутр. пов. огр. до пов.	$\alpha_{вн}$	Вт/м ² К	8	8	8	8
Розрахунок						
Коеф. теплопередачі зовнішньої стіни	$K_{ст}$	Вт/м ² К	0,61	0,61	0,61	0,61
Теплоприток через стіну	$Q_{ст}$	Вт	0	0	0	0
Теплоприток через стіни						
Площа перегородки	F_p	м ²	50,4	50,4	32,4	32,4
Розрахунок						
Температура перегородок	$t_{пер}$	°C	25,8	25,8	25,8	25,8
Коефіцієнт теплопередачі перегородок	k	Вт/м ² К	0,37	0,37	0,37	0,37
Теплоприток через внутрішні перегородки	$Q_{пер}$	Вт	52,21	52,2144	33,57	33,57
Теплоприток через огородження						
Площа покрівлі	$F_{кр}$	м	75,6	75,6	48,6	48,6
Коеф. що характеризує конструкцію даху	m		1,5	1,5	1,5	1,5
Умовний температурний напір	$\theta_{кр}$		11,6	11,6	11,6	11,6
Розрахунок						
Коефіцієнт теплопередачі покрівлі	$K_{кр}$	Вт/мК	1,2	1,2	1,2	1,2
Теплоприток через покрівлю	$Q_{кр}$	Вт/мК	1579	1578,53	1015	1015
Теплопритоки від огорожі						
	$Q_{огор}$	Вт	1631	1630,74	1048	1048

Рис 10 . Розрахунок тепло припливів через огородження

3.2. 1. Розрахунок теплопритоків від різних джерел у бомбосховищі

3.2.1.2. Розрахунок теплопритоків від різних джерел

теплопритоків від людей

$$Q_{л} = n \cdot q_{л}, \text{ Вт}, \quad (3.6)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{л}$ – теплопритоки від однієї людини, Вт.

$$Q_{л} = 40 \cdot 100 + 5 \cdot 100 \cdot 0.85 = 4004.5 \text{ Вт}, \quad (3.7)$$

3.2. Розрахунок теплопритоків від різних джерел від висвітлення

$$Q_{oc} = \beta \cdot F_n \cdot n, \text{ Вт} \quad (3.8)$$

де β - коефіцієнт обліку частки тепла;

F_n — площа підлоги, м^2 ;

n - відсоток освітленості.

$$Q=16.8 \cdot 4.5 \cdot 0.6 \cdot 8 = 5627 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплоприпливів від устаткування

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{об} = k_{од} \cdot k_{загр} \cdot \xi \sum_{i=1}^n N_y, \text{ Вт} \quad (3.8)$$

де

$k_{од} = 0,8$ – коефіцієнт одночасності;

$k_{загр} = 0,4$ – коефіцієнт навантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

$\sum N_y = 2000$ – номінальна потужність, [Вт];

$\xi = 0,5$ – витрачена частина потужності і теплоти, яка приймається:

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 2000 = 320 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення $Q_{об}$ розраховуємо тільки для приміщення №2.

Теплопритоки від різних джерел						
Тепловиділення від людей						
Кількість людей в приміщенні чоловік	n	чел	40	40	30	30
Кількість людей в приміщенні жінок	n	чел	5	5	5	5
Кількість тепла виділяє 1 чол.	q _л	Вт	100	204	204	204
Розрахунок						
Тепловиділення (середньої тяжкості)	Q _л	Вт	4004,25	8164,25	6124,25	6124,25
Тепловиділення від механічних приладів						
Коеф. одночасн. роботи електродвиг.	Код		0,8	0,8	0,8	0,8
Номинальна потужність двигуна	N	кВт	0,9	0,3	3,2	2,5
Кількість обладнання	γ		2	2	2	2
Коеф.	ξ		0,8	0,8	0,8	0,8
Коеф. завантаження електродвигуна	K _{зав}		0,7	0,7	0,7	0,7
Розрахунок						
Теплопритоки від обладнання		Вт	806,4	268,8	2867,2	2240
Теплопритоки від штучного освітлення						
Коеф. освітлення	K _{осв}		0,6	0,6	0,4	0,4
Коеф. обліку частки тепла	Вт/м ²		18	18	18	18
Площа стелі	м ²		75,6	75,6	48,6	48,6
Розрахунок						
Теплопритоки від штучного освітлення	Q _{осв}	Вт	816,48	816,48	349,92	349,92
Сумарні теплопритоки від р.д						
	Q _{сум} ^{р.д}	Вт	5627,13	9249,53	9341,37	8714,17

Рис 11. Розрахунок тепло припливів від різних джерел

Визначаємо повне теплонадходження

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{огр}} + Q_{\text{обл}}, \text{ Вт}, \quad (3.9)$$

3.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{л}}, \text{ кг/с} \quad (3.10)$$

де n - число людей у приміщенні;

$w_{\text{л}}$ – виділення вологи від однієї людини, г/с.

$$W_{\text{л}} = 30 \cdot 0,0135 = 0,405 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Визначаємо вологовиділення від вологого збирання

$$W_{\text{вл.у.}} = \sigma F_{\text{п}} (d''_{\text{п}} - d_{\text{п}}) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.11)$$

σ - коефіцієнт вологообміна кг/(м² · с)

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{c.B.} + c_p^H \cdot d_{cp}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.12)$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9+18)/2} = 0,007758 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

c_p – ізобарна теплоємність, [кДж/кг·К];

d_n, d''_n – вологовмісту повітря в приміщенні при заданій відносній вологості й на лінії насичення.

$$W_{\text{вл.у.}} = 0,007 \cdot 75,6,4 \cdot (28 - 16) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,76 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Вологовиділення					
Вологовиділення від вологого прибирання					
Вологовміст повітря в прим. насичен.	dv"	кг/кг с.в	0,028	0,028	0,028
Вологовміст повітря прим.	dv	кг/кг с.в	0,015	0,006	0,006
Площа загальної поверхні	Fзаг	м ²	75,6	75,6	48,6
Коефіцієнт конвективної тепловіддачі	Alk	Вт/м ² К	8	8	8
Теплоємність повітря	Cp	Дж/кг.К	1033	1033	1033
% Загальної поверхні підлоги	%	%	0,14	0,14	0,14
Розрахунок					
Площа підлоги	Fпід	м ²	75,6	7,56	4,86
Співвідношення Льюїса	σ		0,007744	0,007744	0,007744
Вологовиділення від підлоги	Wпол	кг/с	0,000076	0,001288	0,000828
Вологовиділення від бака з водою					
Площа бака	Fб	м ²	0	0	0
Влаговміст повітря над пов бака	dw	кг/кг с.в	0,02710	0,02710	0,02710
Розрахунок					
Вологовиділення від бака з водою	Wб	кг/с	0,00000	0,00000	0,00000
Сум. вологовиділення від різних джерел	Wр.д.	кг/с	0,00008	0,00000	0,00000
Вологовиділення від людей					
Кількість людей чоловік	n		40	40	30
Кількість людей жінок	n		5	5	5
Кількість вологи виділ 1 чол.	ql	Вт	0,000035	0,000035	0,000035
Розрахунок					
Вологовиділення від людей	Wl	кг/с	0,001400	0,001400	0,001050
Сумарні вологовиділення	Wпол	кг/с	0,001548	0,002822	0,002074
					0,002136

Рис 12. Вологовиділення в бомбосховищі

Визначаю повне вологовиділення

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}}, \text{ кг/с} \quad (3.15)$$

3.4 Визначаємо тепловолугу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.35)$$

4. ПІДБІР СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ

Для розрахунку продуктивності систем кондиціонування повітря величина $G_{\text{п}}$ приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{об}}}{(h_g - h_n)}, \text{ кг/с} \quad (4.1)$$

$$G_1 = \frac{7,25}{(45-40)} = 1,62 \text{ кг/с}$$

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{(t_g - t_n) \cdot C_{\text{вв}}}, \text{ кг/с} \quad (4.2)$$

$$G_2 = \frac{1,99}{(23-18) \cdot 1,023} = 1,22 \text{ кг/с}$$

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{\text{об}}}{(d_g - d_n)}, \text{ кг/с} \quad (4.3)$$

$$G_3 = \frac{0,00059}{(9-8,5)} = 0,0422 \text{ кг/с}$$

де

$Q_{\text{обш}}, Q_{\text{явн}}$ – повні і явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

t_v, h_v, d_v – температура, ентальпія і вологовміст у приміщенні, відповідно, $[^{\circ}\text{C}]$, $[\text{кДж/кг}]$, кг/кг ;

t_n, h_n, d_n – те ж припливного повітря;

W – надходження вологи в приміщення, кг/с ;

$G_{\text{вр}}$ – розрахункова кількість газових шкідливостей, кг/год ;

$C_{\text{пдк}}$ – припустима концентрація шкідливостей у робочій зоні, кг/м^3 ;

C_n – концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі, кг/м^3 ;

$\rho_{\text{вр}}$ – щільність шкідливих речовин, кг/м^3 .

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Побудова тепловлажностной характеристики і визначення масової витрати повітря						
Сумарний теплоприток	Q _{np}	Вт	7257,8724	10880,27	10389,704	9762,504
Сумарні вологовиділення	W _{сум}	кг/с	0,0005	0,00085	0,00062	0,00064
Прихований теплоприток	Q _{прих}	Вт	1161,111	2116,534	1555,486	1601,953
Явний теплоприток	Q _{явн}	Вт	6096,76118	8763,738	8834,2181	8160,551
Тепловологісна х-ка процесу	E _{ps}	КДж/кг.К	15626,9965	12851,52	16698,482	15235,32

Рис13 Тепловологісна характеристика процесу

$$L_{к\partial} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.4)$$

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

$$G = k \cdot \Sigma G_{\max} = 19975 [\text{кг/с}] \quad (4.5)$$

де

G – витрата повітря, [кг/год];

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

k - коефіцієнт запасу.

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{ки} = \frac{\rho_v \cdot L_{к\partial}}{3600} = 6,60, \text{ кг/с}, \quad (4.6)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКП-20А.

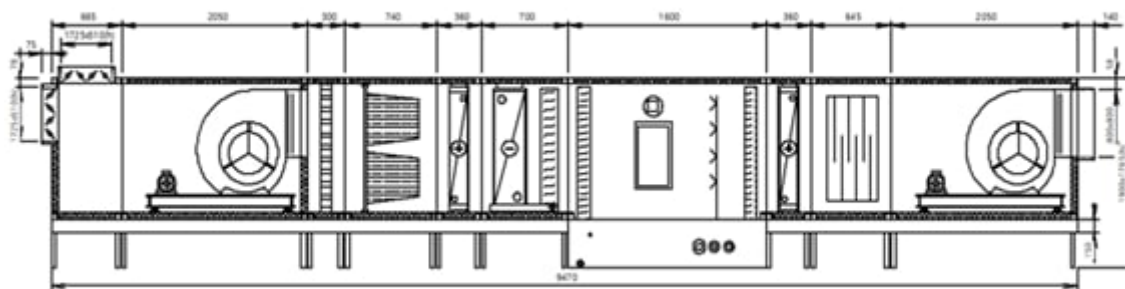


Рис 14 . Базова схема кондиціонера

Після вибору кондиціонера остаточно розраховую масову витрату припливного повітря:

Масова витрата вентилязованого повітря							
температура ВХІД	tw	°C	20	20	20	20	20
температура ВИХІД	tn	°C	15	15	15	15	15
ентальпія ВХІД	hn	кДж/кг	36	36	36	36	36
ентальпія ВИХІД	hn	кДж/кг	30	30	30	30	30
вологість повітря ВХІД	dn	кг/кг с.в.	0,0073	0,0073	0,0073	0,0073	0,0073
вологість повітря ВИХІД	dv	кг/кг с.в.	0,0062	0,0062	0,0062	0,0062	0,0062
робоча різниця температур	Δtp	°C	5	5	5	5	5
аланс загальної теплоти	G1	кг/с	1,2096454	1,813379	1,7316174	1,627084	1,627084
аланс явної теплоти	G2	кг/с	1,21207976	1,742294	1,7563058	1,622376	1,622376
аланс вологи	G3	кг/с	0,422	0,770	0,566	0,583	0,583
Іас. Витрата вент. Повітря	Gb	кг/с	1,21207976	1,813379	1,7563058	1,627084	1,627084

Рис 15 Розрахунок витрати повітря бомбосховища

Таблиця 3.2 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

приміщення	G, кг/с
Бомбосховище 1	1,21
Бомбосховище 2	1.81
Бомбосховище 3	1,75
Бомбосховище4	1.62

Вибір кондиціонера			
Загальна мас витрата вент пов	Goб	кг/с	6,40884833
Повна корисна продуктивність кондиціонера	Lpol	м³/ч	19226,545
Коефіцієнт обліку протікання в мережі воздуховода	K		1,03
Продуктивність кондиціонера з урахуванням протікання в мережі воздуховода	Lpol	м³/ч	19803,3414
За каталогом вибираємо			
Щільність повітря			1,2
Уточнюємо масу вентильованого повітря	Gyt	кг/с	6,60111378

Рис 16 Розрахунок витрати повітря для вибору кондиціонера

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер. Підбираємо центральний кондиціонер фірма, «ВЕЗА-УКРАЇНА»

Модель «КЦКП-А 20»

Кондиціонери типу КЦКП-А виготовляються у сейсмостійкому виконанні. Вибухозахищені кондиціонери призначені для переміщення агресивних газопароповітряних вибухонебезпечних сумішей ІА, ІВ категорій груп Т1, Т2, Т3 згідно з ГОСТ 12.1.011 з температурою сумішей, що переміщуються від мінус 40 С до 80 С.

2 Розрахунок тепловиділень у бомбосховищі взимку

Зовнішня температура повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_n = -15,3$ кДж/кг [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с,}$$

$$G_x = 1,21 \text{ кг/с.}$$

3.2.2.1 Розрахунок тепловиділень від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{огр} = Q_{ст} \text{ Вт,} \quad (3.24)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F(t_n - t_b), \text{ Вт,} \quad (3.25)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

$k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$;

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

Тепловтрати через огороження							
Тепловтрати через стіну							
Приміщення			№1	№2	№3	№4	
Зовнішня температура повітря	tн	°C	-18	-18	-18	-18	
Розрахункова температура повітря в прим.	tв	°C	20	20	20	20	
Площа стіни	Fстіни	м³	50,4	50,4	32,4	32,4	
Розрахунок							
Коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни	Kст	Вт/м²K	0,7	1,7	2,7	3,7	
Теплоприток через стіну	Qст	Вт	-1340,64	-3255,84	-3324,2	-4555,4	
Тепловтрати через перегородку							
Площа перегородки	Fп	м²	75,6	75,6	48,6	48,6	
Розрахунок							
Температура в суміжному приміщенні з кондиціонером визначається по d-i діаграми.							
З точки п проводимо пряму по d = const до перетину з j=1,							
знаходимо температуру точки їх перетину - температуру точки роси, підвищуємо цю температуру на 2 °C							
щоб на стінах не утворювався конденсат tсм.=t +2 °C							
		A1					
Температура перегородок	tпер	°C	7	7	7	7	
Коефіцієнт теплопередачі перегородок	Kпер	Вт/м²K	0,37	0,37	0,37	0,37	
Теплоприток через внутрішні перегородки	Qпер	Вт	-363,636	-363,636	-233,77	-233,77	
Теплопритоки від огорожі		Qогор	Вт	-1704,28	-3619,48	-3558	-4789,2

Рис 17 Розрахунок теплопривів через огородження в ХІР

3.2 Розрахунок тепловиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей.

$$Q_{\text{л}}^3 = Q_{\text{л}}^{\text{л}}, \text{ Вт}, \quad (3.26)$$

$$Q_{\text{л}}^3 = 12140 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

$$Q_{\text{осв}}^3 = Q_{\text{осв}}^{\text{л}}, \text{ кВт},$$

(3.27)

$$Q_{\text{осв}}^3 = 3,472 \text{ кВт}.$$

Повний теплоприплив

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + 0,4Q_{\text{огр}}, \text{ Вт}, \quad (3.28)$$

Теплопритоки від різних джерел						
Тепловиділення від людей						
Розрахунок						
Тепловиділення (середньої тяжкості)	Q _л	Вт	4004,25	8164,25	6124,3	6124,3
Тепловиділення від механічних приладів						
Коефіцієнт одночасної роботи електродвигуна	Код		0,8	0,8	0,8	0,8
Номінальна потужність двигуна	N _у	кВт	0,9	0,3	3,2	2,5
Коефіцієнт	ξ		1	1	1	1
Коефіцієнт завантаження електродвигуна	К _{зав}		0,8	0,8	0,8	0,8
Розрахунок						
Теплопритоки від обладнання	Q _{об}	Вт	806,4	268,8	2867,2	2240
Теплопритоки від штучного освітлення						
Розрахунок						
Теплопритоки від штучного освітлення	Q _{осв}	Вт	816,48	816,48	349,92	349,92
Теплопритоки від інфільтрації						
не враховуємо.						
Повні тепловиділення	Q _{огр} ^{пол}	Вт	4945,42	7801,74	7918,2	6798,5
Повні вологовиділення	W _{пол}	кг/с	0,0015	0,0028	0,0021	0,0021
Тепловологісна х-ка процесу						
	E _{ps}	КДж/кг.К	3194,409	2764,57	3817,9	3182,9

Рис 18. Розрахунок теплопривіви від різних джерел в ХПР

5 ПОБУДОВА В D,h-ДІАГРАМІ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ

Кондиціонування для теплої пори року

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

$$G_1 = 6.6 \left(\frac{K\varphi}{c} \right);$$

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

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

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря $t.H$. Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t.B_{\text{л}}$. Після чого побудуємо процес обробки повітря у повітронагрівачеві, для цього від точки $t.B_{\text{л}}$, по $d=\text{const}$ відкладемо один градус при підігріві повітря при його проходженні через систему СКП та отримаємо точку $t.B_{\text{л}}'$ та ще на два градуси при його проходженні через теплоутилізатор та отримаємо точку $t.B_{\text{л}}''$. Після чого від точки $t.B_{\text{л}}$ відкладемо п'ять градусів по тепловологісній характеристиці ε та отримаємо точку $t.K_{\text{л}}$. Для того щоб побудувати процес охолодження повітря у СКП необхідно від точки $t.K_{\text{л}}$ відкласти по $d=\text{const}$ відрізок який буде перетинатися з $\varphi=0,9$ та отримаємо точку $t.O$. Після чого від точки $t.H$ по $d=\text{const}$ відкладемо прямий відрізок до перетину з вологістю 70 % та отримаємо точку $t.H_1$ після чого з'єднуємо її з точкою $t.O$. І заносимо параметри всіх точок до таблиці 3.2 і визначаємо продуктивності всіх апаратів СКП в літній період.

Таблиця 3.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

	$t_{B_{л}}$	$t_{B_{л}'}$	$t_{B_{л}''}$	$t_{H_{л}}$	t_{H_1}	$t_{K_{л}}$	t_{O}
$t_i, (^{\circ}\text{C})$	22,5	23,5	25,5	28,7	21	17,5	9,5
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$	42	43	45	56,1	49	35	27
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}}\right)$	7,8	7,8	7,8	11	11	6,8	6,8
$\varphi, \%$	45	41	35	44	70	54	90

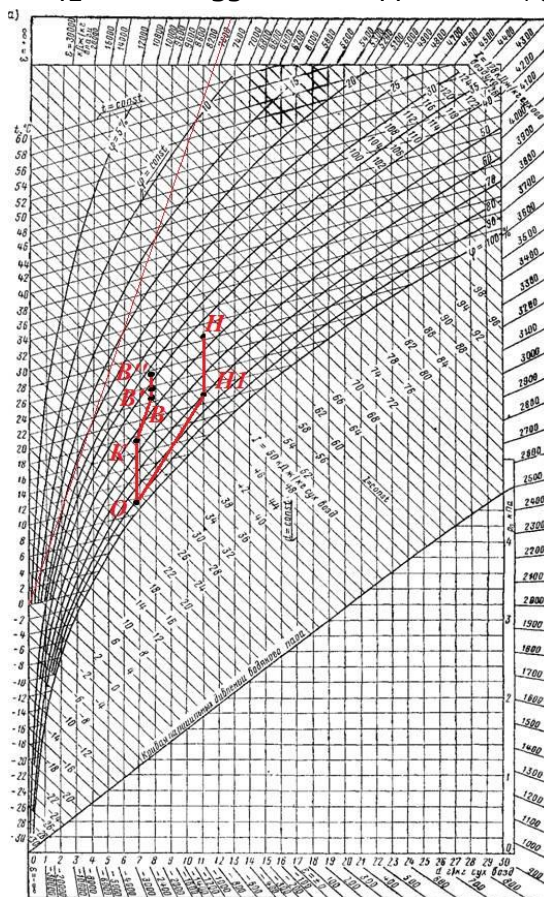


Рис 19 Процеси теплий період року

Кондиціонування у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього позначаємо на діаграмі точку зовнішнього повітря t_{H_3} після чого при підігріві повітря у повітряонагрівачі підіймаємося по $d=\text{const}$ до перетину з $t=22,5^{\circ}\text{C}$ та отримуємо точку t_{T_y} . Потім наносимо точку з параметрами які ми маємо підтримувати у приміщенні t_{B_3} , після цього будуємо процес від точки t_{B_3} по $\varepsilon = 7500$ та перетинаємо з h_{π} .

$$h_n = h_B - (Q_{\text{нов}}^3 / G_1) \text{ кДж/кг.}$$

$$h_n = 42 - (94,203 / 7,2) = 28,92 \text{ кДж/кг.}$$

	t_{B_3}	$t_{B'_3}$	$t_{П_3}$	$t_{П'_3}$	t_{K_3}	t_{H_3}	t_{O_3}
$t_i, (^\circ\text{C})$	22,5	24	14	13	22,5	-22	8
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$	42	44	29	28	23,5	-20,7	23,5
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}}\right)$	7,8	7,8	6	6	0,45	0,45	6
$\varphi, \%$	45	41	60	65	5	90~100	90

Отримуємо точку t_{K_3} після чого по $h=\text{const}$ підіймаємося до перетину $d=\text{const}$ з точки t_{T_y} та будуємо точку t_{T_K} . Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.3 і визначувану продуктивність всіх апаратів СКП в зимовий період року.

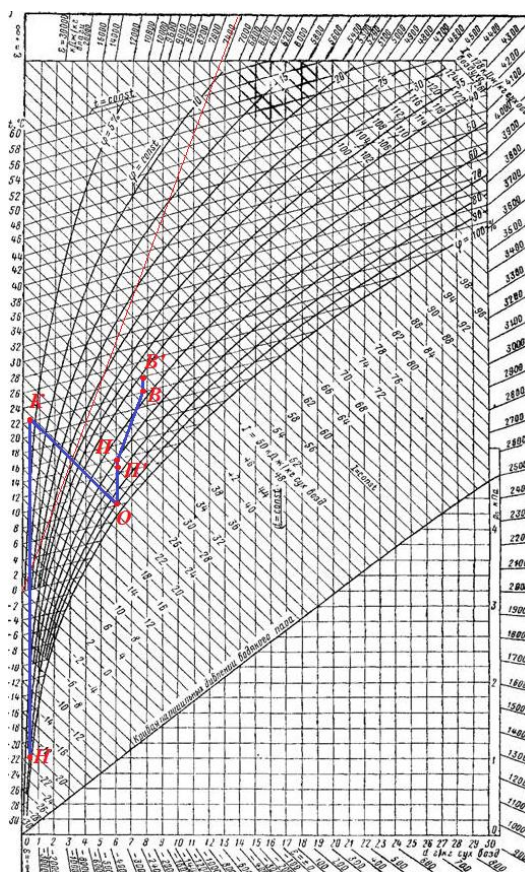


Рис 20. Процеси в холодний період року

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

6 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

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

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

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

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуючих 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 розраховуваний 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 повітропроводу.

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = G \cdot 3600 / \rho, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (6.1)$$

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

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

$$L_1 = 6,4 \cdot 3600 / 1,2 = 19675 \text{ м}^3/\text{ч}$$

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

для системи В1

$$V = \frac{G}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.2)$$

$$V = \frac{6,6}{1,2} = 5 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для ділянки №1 повітропроводу магістрального знаходимо площу

$$F = \frac{V}{v} = \frac{6}{10} = 0,6 \text{ м}^2 \quad (6.3)$$

Задаюся швидкістю повітря для промислових об'єктів $v=10 \text{ м/с}$

В таблиці повітропроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,6 \text{ м}^2$.

Підбираю тоді прямокутний повітропровод з $A \times B=100 \times 200 \text{ мм}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = V/F \quad (6.4)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 10/0,6 = 16,66 \text{ м/с.}$$

Розраховую відгалуження повітропроводу:

$$V_1 = \frac{m_1 + m_2}{1,2} = \frac{2,25 + 1,72}{1,2} = 3,308 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для відгалуження №1 повітропроводу магістрального знаходжу площу:

$$F = \frac{3,308}{5} = 0,662 \text{ м}^2$$

Задаюся швидкістю повітря для відгалужень ($v=5\dots6$) м/с, $v=5$ м/с
В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,7$ м².

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B=150 \times 200$ мм

$$V_2 = \frac{m_3 + m_4}{1.2} = 3,23 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для відгалуження №2 повітроводу магістрального знаходжу площу:

$$F = \frac{3,23}{5} = 0,646 \text{ м}^2$$

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=0,7$ м².

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B=150 \times 200$ мм

Відгалуження після першого приміщення

$$V_1 = \frac{m_2}{1.2} = \frac{1,72}{1.2} = 1,433 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$F = \frac{1,433}{5} = 0,2866 \text{ м}^2$$

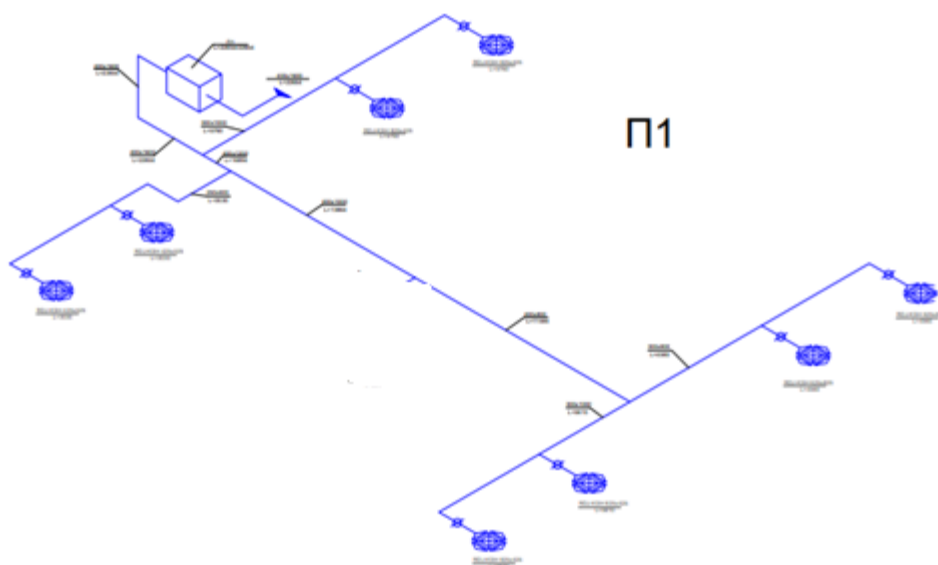


Рис 21 Розподіл повітря в повітроводах

6.2 Акустичний розрахунок системи шумоглушіння.

Загальний рівень звукової потужності аеродинамічного шуму вентилятора для усмоктувальної сторони

$$L_{p.общ.} = \bar{L} + 25 \lg \cdot 0.1 \cdot H + 10 \lg \cdot Q + \sigma; \text{ дБ}, \quad (6.5)$$

де $\bar{L}$ – критерій гучності, що залежить від типу й конструкції вентилятора, (дБ);

Q – об'ємна витрата вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – повний тиск, яке створює вентилятор, $\text{кгс}/\text{м}^2$;

σ - виправлення на режим роботи вентилятора дБ.

$$L_{p.общ.} = 55 + 25 \lg \cdot 0,1 \cdot 81.5773 + 10 \lg \cdot 0,72 + 2 = 78 \text{ дБ}.$$

Визначаю активні рівні звукової потужності шуму вентилятора, випромінюваної в мережу

$$L_{p.в.} = L_{p.общ.} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ дБ}, \quad (6.6)$$

де ΔL_1 - виправлення, що враховує розподіл звукової потужності вентилятора по октавних смугах, дБ;

ΔL_2 - виправлення, що враховує вплив приєднання вентилятора до мережі повітроводів, дБ.

$$L_{p.в.}^{63} = 78 - 11 + 7,5 = 74,5, \text{ дБ};$$

$$L_{p.в.}^{125} = 78 - 7 + 3 = 74, \text{ дБ};$$

$$L_{p.в.}^{250} = 78 - 5 + 1 = 74, \text{ дБ};$$

$$L_{p.в.}^{500} = 78 - 6 + 0 = 72, \text{ дБ};$$

$$L_{p.в.}^{1000} = 78 - 9 + 0 = 69, \text{ дБ};$$

$$L_{p.в.}^{2000} = 78 - 16 + 0 = 62, \text{ дБ};$$

$$L_{p.в.}^{4000} = 78 - 21 + 0 = 57, \text{ дБ};$$

$$L_{p.в.}^{8000} = 78 - 26 + 0 = 52, \text{ дБ}.$$

Октавні рівні звукового тиску, створюваного одним джерелом шуму

$$L = 10 \lg B - \Delta - 6, \text{ дБ}, \quad (6.7)$$

де B - постійна приміщення із джерелом шуму в розглянутій октавній смузі ;

Δ - виправлення на розташування джерела шуму.

У цьому випадку $\Delta = 0$, тому що джерело шуму розташоване вище робочої зони.

$$B = \mu \cdot B_{1000}, \text{ м}^2, \quad (6.8)$$

де B_{1000} – постійна приміщення на частоті 1000 Гц;

μ - постійний частотний множник.

$$B = 1 \cdot 171 = 171 \text{ м}^2, \quad (6.9)$$

$$L_z = 10 \lg 171 - 0 - 6 = 16,3, \text{ дБ}, \quad (6.10)$$

$$L_{\text{и.ш.п.}} = 10 \lg n + 5, \text{ дБ} \quad (6.11)$$

де n - загальне число прийнятих у розрахунках джерел шуму.

$$\Delta L_{\text{гл.тр.}} = L_{\text{р.общ.}} - L_{\text{р.в.}} - L_{\text{п}} + L_{\text{и.ш.п.}}, \text{ дБ}. \quad (6.12)$$

Результати розрахунків для кожної середньгеометричні частоти октавних смуг приводимо в таблиці.4.2

Таблиця 6.1 -Середньгеометричні частоти октавних смуг

определ. величина	Середньгеометрична частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\bar{L}$	55	55	55	55	55	55	55	55
ΔL_1	11	7	5	6	9	16	21	26
ΔL_2	7,5	3	1	0	0	0	0	0
$L_{\text{р.общ.}}$	78	78	78	78	78	78	78	78
$L_{\text{р.в.}}$	74,5	74	74	72	69	62	57	52
$L_{\text{п}}$	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3
$L_{\text{и.ш. п.}}$	13	13	13	13	13	13	13	13
$\Delta L_{\text{гл.тр.}}$	0,2	0,7	0,7	2,7	5,7	12,7	17,7	22,7

Аеродинамічний опір шумоглушника:

$$\Delta H = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{глуш.}}} \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \text{ (кПа)}, \quad (6.13)$$

де ζ - сумарний коефіцієнт місцевого опору, віднесений до швидкості повітря в живому перетині глушителя, %;

λ - коефіцієнт тертя, Вт/м²;

L - довжина глушника, м;

ρ - щільність повітря, кг/м³;

$d_{\text{гл.}}$ - аеродинамічний діаметр каналу пластинчастого глушника, м.

$$d_{\text{гл.}} = \frac{2AH}{A + H}, \text{ м}, \quad (6.14)$$

де A - відстань між пластинами, м;

H - висота глушника, м.

$$d_{\text{гл.}} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,5}{0,2 + 0,5} = 0,3 \text{ м.}$$

$$\Delta H = \left(0,64 + 0,03 \cdot \frac{1}{0,3} \right) \cdot \frac{1,2 \cdot 1,57^2}{2} = 1,09 \text{ кПа.}$$

7 РОЗРАХУНОК АПАРТІВ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

7.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$, $t_k = 5^\circ\text{C}$, витрати повітря $L_{KD} = 19975 \text{ м}^3/\text{год}$, початкова та кінцева температура теплоносія початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 110^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаю повітрянагрівач *BHB* 243.1 – 163 – 120 – 12 – 3,0 – 06 – 2 кондиціонера КЦКП-20 площа фронтального перетину $1,956 \text{ м}^2$

$$v_p = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (7.1)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря кг/с ;

$$v_p = 22680 / (3600 \cdot 1,956) = 3,221 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт :

$$Q = 0.278 \cdot C_e \cdot G_e \cdot (t_k - t_n) \quad (7.2)$$

c_e – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 19680 \cdot (5 - (-22)) = 282260 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч :

$$G_w = \frac{3.6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (7.3)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 282260 / (4.187 \cdot (110 - 70)) = 6067 \text{ кг/год.}$$

Задаюся швидкістю руху теплоносія в трубах $w = \text{от } 1.2 \text{ до } 1.5 \text{ м/с}$, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

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

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (7.4)$$

Де $H_{\text{тр}}$ – висота трубної решітки, м;

h – крок труб по висоті, м,

для КЦКП $h = 0.05$ м.

Приймаю $p = 1$; при $H_{\text{тр}} = 0,6$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0.6 / 0.05 = 12$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (7.5)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

Приймаю швидкість руху води в трубках $w = 1,5 \text{ м/с}$.

Тоді

$$m = \frac{6067}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 1.5} = \frac{6067}{8559} = 0,7088$$

Приймаю $m = 2$

Визначаю число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (7.6)$$

$$n = \frac{12}{2} = 6$$

Уточнюю швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (7.7)$$

$$w = \frac{6067}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.001585 \cdot 2} = 0,53 \text{ м/с}$$

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

$$k = A \cdot (\nu \rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (7.8)$$

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

$$k = 23.11 \cdot (0.94)^{0,37} \cdot 0,53^{0,18} = 20,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_H + t_K}{2} \quad (7.9)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{110 + 70}{2} - \frac{-22 + 22,5}{2} = 90,25^\circ\text{C}.$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

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

$$F = \frac{282260}{20,15 \cdot 90,25} = 155,2 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (7.10)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 0.94^{1.64} = 1.9 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1.69} \quad (7.11)$$

Де

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

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.63 \cdot 6) \cdot 0,53^{1.69} = 6,58 \text{ кПа}$$

7.2 Розрахунок повітроохолоджувача

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінний апарат, призначений для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах – примусовий.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря

оохолджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне оохолджування повітря відбувається в нижній частині оребрення, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолджувача, де оохолжене повітря зустрічається з поверхнею оребрення, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолджувача. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підставі ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолджувача при перемішуванні частини оохолженого повітря і частини осушеного повітря в підставі оребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

Для розрахунків використовую побудову умовного процесу оохолджування і осушення, яке виробляється шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря.

Вихідні данні для розрахунку повітроохолджувача: початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 28,7^\circ\text{C}$, $t_k = 21^\circ\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{KD}} = 19975 \text{ м}^3/\text{год}$, температура теплоносія $t_{\text{жсн}} = 6^\circ\text{C}$.

Приймаю повітроохолджувач *ВОВ* 243.1 – 163 – 120 – 12 – 3,0 – 06 – 1 кондиціонера КЦКП-20А площа фронтального перетину $1,956 \text{ м}^2$

$$v_\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (7.12)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря кг/с ;

$$v_\rho = 22680 / (3600 \cdot 1,956) = 3,221 \text{ кг/}(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість холодопродуктивності для оохолдження повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot C_v \cdot G_v \cdot (t_n - t_k) \quad (7.13)$$

C_v – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 22680 \cdot (28,7 - 21) = 48840 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$G_w = \frac{3.6 \cdot Q}{c_w \cdot t_{жн}} \quad (7.14)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 48840 / (4.187 \cdot 6) = 7000 \text{ кг/год.}$$

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

Попередньо також маю задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, р. Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{тр}}{h} \quad (7.15) \text{ Де } H_{тр} \text{ – висота трубної решітки, м; } h \text{ – крок труб по висоті, м, для КЦКП } h = 0.05 \text{ м.}$$

Приймаю $p = 1$; при $H_{тр} = 0.6$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0.6 / 0.05 = 12$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (7.16)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

Приймаю швидкість руху води в трубках $w = 1.5 \text{ м/с}$.

Тоді

$$m = \frac{7000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.001585 \cdot 1.5} = \frac{7000}{8559} = 0.818$$

Приймаю $m = 2$ Визначаю число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (7.17)$$

$$n = \frac{12}{2} = 6$$

Уточнюю швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (7.18)$$

$$w = \frac{7000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.001585 \cdot 2} = 0,6134 \text{ м/с}$$

Визначаю коефіцієнт теплопередачі, $Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (7.19)$$

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

$$k = 23.11 \cdot (0.94)^{0.37} \cdot 0,6134^{0.18} = 20,69 \text{ Bm}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_n + t_k}{2} - t_{жн} \quad (7.20)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{28,7 + 21}{2} - 6 = 18,85^\circ C.$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (7.21)$$

$$F = \frac{48840}{20,69 \cdot 18,85} = 125,23 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (7.22)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 0.94^{1.64} = 1.9 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot l_{хода} \cdot w^{1.69} \quad (7.23)$$

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

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.63 \cdot 6) \cdot 0,6134^{1.69} = 8,42 \text{ кПа}$$

Висновок

У даному розділі були розраховані апарати центральної системи кондиціонування повітря

8 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

10 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

10.1 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_o) та температурою конденсації (t_k).

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

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8...15)^\circ\text{C} \quad (8.1)$$

$t_n = 28.6^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 28.6 + 12.4 = 41^\circ\text{C}$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, ^\circ\text{C}. \quad (8.2)$$

$$t_3 = 38.6 - 5 = 33.6^\circ\text{C}$$

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

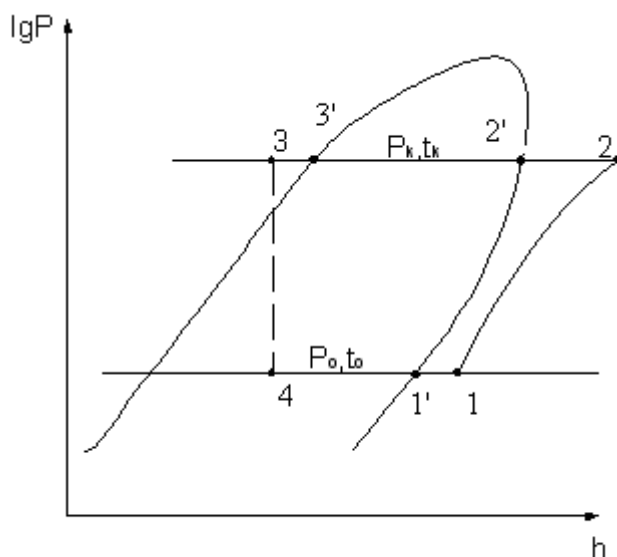
Перегрів в випарнику- $\Delta t_o = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_o + \Delta t_{bc}, ^\circ\text{C}. \quad (8.3)$$

$$t_1 = 3 + 5 = 8^\circ\text{C}$$

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



Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^q = 1,1 G_B (h_B - h_{\Pi}) = 1,1 \cdot 4,47 (62 - 41,5) = 101,56 \text{ кВт}; \quad (8.4)$$

Температура кипіння фреону: $t_o = +3^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_k = +38,6^\circ\text{C}$;

Керуючись [9] Будуємо холодильний цикл у $\lg p$ - h діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 6.1

Таблиця 8.1 – Параметри холодильного циклу

	1	2	3	4
P , бар	5,5	16	16	5,5
t , $^\circ\text{C}$	8	52	33,6	3
h , кДж/кг	419	443	255	255
v , $\text{м}^3/\text{кг}$	0,048	-	-	-

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 419 - 255 = 164 \text{ кДж/кг}; \quad (8.5)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 443 - 419 = 24 \text{ кДж/кг}; \quad (8.6)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 443 - 255 = 188 \text{ кДж/кг}; \quad (8.7)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{164}{0,048} = 3417 \text{ кДж/м}^3; \quad (8.8)$$

$$Q_k = G_a \cdot q_k = 0.0136 \cdot 188 = 2,56 \quad (8.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{276}{(311,6 - 276)} = 7,75; \quad (8.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 164 / 24 = 6,83; \quad (8.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_k} = \frac{6,83}{7,75} = 0,88; \quad (8.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 46,56 / 164 = 0,284 \text{ кг/с}; \quad (8.13)$$

$$Q_k = m_a \cdot q_k = 0.284 \cdot 184 = 53.4 \text{ кВт}$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 0,284 \cdot 0,048 = 5,9 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (8.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

$$\left(\frac{P_k}{P_o} \right) = 2,9 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 0,89;$$

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$V_h = \frac{Q_o^q}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{46,56}{(0,89 \cdot 3417)} = 0,01531 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (8.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{км}} = 0,284 \cdot 24 = 6,816 \text{ кВт}; \quad (8.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{6,816}{0,9} = 7,573 \text{ кВт}, \quad (8.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 7,573 + 0,3 = 7,873 \text{ кВт}, \quad (8.18)$$

де $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ед}} = \frac{19,873}{0,9} = 19,748 \text{ кВт}, \quad (8.19)$$

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

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{сop}_д = \frac{Q_0^ч}{N_{ел}} = \frac{101,56}{19,748} = 5,32; \quad (8.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{сop}_д}{\text{сop}_к} = \frac{5,32}{7,75} = 0,686 ;$$

8.2 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-охолоджуваний. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі тепловіддаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів. Керуючись [11]

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (8.21)$$

де Q_0 - холодовидатність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 46,56 + 7,87 = 54,43 \text{ кВт}$$

Приймаємо $\Delta t_{\text{в03}} = 6^\circ\text{C}$,

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, ^\circ\text{C}, \quad (8.22)$$

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

$$t_{\text{в2}} = 31 + 5 = 36.0 ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, ^\circ\text{C}, \quad (8.23)$$

.

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\text{в}}}{\ln \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{в1}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в2}}}}, \text{ K},$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{314,6 - 301,6}{314,6 - 307,6}} = 9,7 \text{ K}.$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c_p \cdot \Delta T_{\text{в}}}, \text{ кг/с}, \quad (8.24)$$

$$G_{\text{в}} = \frac{54,43}{1,006 \cdot 6} = 9,018 \text{ кг/с},$$

$$V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8.25)$$

де $\rho_{\text{в}} = 1,171 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{\text{в1}} = 314,6 \text{ K}$.

$$V_{\text{в}} = \frac{9,018}{1,171} = 7,7 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{в}}}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (8.26)$$

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

$$F_{ж} = \frac{7,7}{7} = 1,1 \text{ м}^2,$$

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

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

$$F_{ж} = L_1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (8.27)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{ж}}{(s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (8.28)$$

$$L_1 = \frac{1,11}{(0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right)} = 96,104 \text{ м}, \quad (8.29)$$

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

$$Nu_{ж} = c \cdot Re_{ж}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{эKB}} \right)^m. \quad (8.30)$$

$$d_{эKB} = \frac{2(s - d_n) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_n) + (u - \delta_p)}, \text{ м}, \quad (8.31)$$

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

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \frac{\omega \cdot d_{эKB}}{\nu}, \quad (8.32)$$

де $\nu = 15,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, при $t = 28,6$

$$Re_{ж} = \frac{7 \cdot 0,00583}{15,9 \cdot 10^{-6}} = 2567.$$

$$\frac{u}{d_n} = \frac{0,004}{0,012} \approx 0,333; \quad (8.33)$$

$$\frac{s}{d_n} = \frac{0,028}{0,014} = 2 \quad (8.34)$$

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

$$L = a \cdot s. \quad (8.35)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{эKB}}, \quad (8.36)$$

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (8.37)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2567}{1000} = -0,075,$$

$$c = A \cdot B, \quad (8.38)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (8.39)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2567}{1000} = 0,744,$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{эКВ}}\right) = 0,201 \quad (8.40)$$

$$c = 0,201 \cdot 0,744 = 0,15,$$

$$Nu_{жс} = 0,15 \cdot 2567^{0,582} \cdot (20)^{-0,075} = 11,556$$

$$\alpha_{BF_{BH}} = \frac{Nu_{жс} \cdot \lambda_{в}}{d_{эКВ}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (8.41)$$

$$\alpha_{BF_{BH}} = \frac{11,556 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{0,00583} = 52,13 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{в.пр} = \alpha_{в} \cdot \left(\frac{F_{н}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_{н}}{d_{вн}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (8.42)$$

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

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_{н} \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (8.43)$$

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

де F_p – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{н}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (8.44)$$

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

$F_{н}$ – зовнішня поверхня оребреної труби,

$$F_{н} = F'_{тр} + F_p, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (8.45)$$

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

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_H, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (8.46)$$

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

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (8.47)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/\text{м}, \quad (8.48)$$

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

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 52,13}{0,00015 \cdot 218}} = 56,46 \text{ 1/м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (8.49)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (8.50)$$

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

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

$$E = \frac{\text{th}(56,46 \cdot 0,013)}{56,46 \cdot 0,013} = 0,852$$

$$\alpha_{\text{в.пр}} = 52,13 \cdot \left(\frac{0,267}{0,038} \cdot 0,852 + \frac{0,036}{0,038} \right) \cdot \frac{0,012}{0,010} = 433,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_K - T_{\text{см}})}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (8.51)$$

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{170 \cdot 10^3 \cdot 1076,6^2 \cdot 0,01769^3 \cdot 9,81}{2,479 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot (T - T_{\text{см}})}} = \frac{992}{\sqrt[4]{T_K - T_{\text{см}}}},$$

де r – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

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

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

$$q_{aF_{\text{вн}}} = 992 \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2.$$

з боку повітря

$$q_{\text{вFвн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в.пр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \text{ Вт/м}^2, \quad (852)$$

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

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

$$q_{\text{вFвн}} = \frac{1}{\frac{1}{433,75} + \frac{0,031}{0,031 + 0,267} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 434 (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт/м}^2.$$

Таблиця 8.2 – Залежність теплового потіку від температури

$T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$T_{\text{к}} - T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$q_{\text{а}}, \text{ Вт/м}^2$	$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}, \text{ К}$	$q_{\text{в}}, \text{ Вт/м}^2$
309	5,6	3611	7,4	3212
311	3,6	2593	9,4	4080
313	1,6	1411	11,4	4948
314	0,6	676	12,4	5382

$$T_{\text{к}} - T_{\text{ст}} = (273 + 41,6) - 309 = 5,6$$

$$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}} = 309 - (273 + 28,6) = 7,4$$

Будуємо графік: $q_{aF_{\text{вн}}} = 992 \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2$

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

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{F_{\text{вн}}}}, \text{ м}^2, \quad (10.53)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{54,43 \cdot 10^3}{3400} = 16 \text{ м}^2$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}, \text{ м}, \quad (8.54)$$

$$L = \frac{16}{3,14 \cdot 0,01} = \frac{16}{0,0314} = 509,5 \text{ м}.$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (8.55)$$

$$a = \frac{509,5}{96,1} = 5,302 \approx 5.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_{\text{м}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (8.56)$$

$$\kappa_{\text{Фвн}} = \frac{3400}{9,7} = 350,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

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

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (8.57)$$

$$L_1 = \frac{509,5}{5} = 101,9 \text{ м}.$$

Живий перетин

$$F_{\text{жс}} = L_1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta p}{u}\right) \quad (8.58)$$

$$F_{\text{жс}} = 101,9 \cdot (0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right) = 1,177 \text{ м}^2.$$

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (8.59)$$

$$n = \sqrt{\frac{101,9}{0,024}} = 65,16$$

Тоді висота апарату :

$$H = n \cdot s_1 = 65,16 \cdot 0,024 = 1,564 \text{ м} \quad (8.60)$$

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{101,9}{65,16} = 1,564 \text{ м} \quad (8.61)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{\text{в}} = T_{\text{в}2} - T_{\text{в}1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, ^\circ\text{C}, \quad (8.62)$$

$$\Delta T_{\text{в}} = \frac{54430}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 1,177 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,331 ^\circ\text{C}.$$

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

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

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

$$\Delta p = A \left(\frac{L}{d_{\text{экв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (8.63)$$

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

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

9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення на створення систем вентиляції і кондиціонування повітря складаються з витрат, пов'язаних з придбанням устаткування, включаючи засоби автоматики, вартості виробничої площі, на якій воно розміщується і витрат на будівельномонтажні роботи, безпосередньо пов'язані із створенням системи кондиціонування і вентиляції.

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (9.1)$$

- где $K_{об}$ - вартість устаткування;

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 1-5% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 15-20% від вартості устаткування;

$K_{пр}$ - вартість проекту (проектної документації), приймаємо в розмірі 20 – 25 % від вартості обладнання.

$$K_{м} = 0.03 \cdot 566624 = 11856,75 (\text{грн});$$

$$K_{м} = 0.15 \cdot 566624 = 59283,75 (\text{грн});$$

$$K_{пр} = 0.2 \cdot 566624 = 79045 (\text{грн});$$

$$K = 395225 + 11856,75 + 59283,75 + 79045 = 545410,5 (\text{грн}). \quad (8.2)$$

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
Центральна система КП	176500	шт.	2	353000
Жестяні повітроводи	75	п.м.	500	37500
Повітророзподільні дифузори	63	шт.	75	4725
Вся вартість обладнання				395225
Транспортні витрати				11856,75
Витрати на монтажні роботи				59283,75
Вартість проектних робіт				79045
Всього капітальних вкладень				545410,5

Розрахунок експлуатаційних витрат

Експлуатаційними витратами (поточні витрати) є витрати, пов'язані з експлуатацією системи кондиціонування і вентиляції, направлені на підтримку системи в робочому стані і на отримання необхідних параметрів повітря в приміщенні. При визначенні витрат враховуємо тільки основні статті витрат (прямі витрати) без врахування накладних витрат.

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію (C_e)
2. Витрати на воду (C_v) і допоміжні матеріали (C_d)
3. Витрати на заробітну плату (C_z)
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт (C_o)

5. Амортизаційні витрати (C_a)

6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

$$C_э = 0,7 \cdot N_y \cdot T_э \cdot Ц_э \quad (9.3)$$

- где $Ц_э$ - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

$T_э$ - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_э = 0,7 \cdot 30 \cdot 5840 \cdot 43,6 = 53471 \text{ грн/рік}$$

Витрати на воду

$$C_в = B \cdot t_y \cdot Ц_в \cdot 10^{-3} \quad (9.4)$$

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

$Ц_в$ – вартість 1 м³ води.

$$C_в = 65 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 280 \text{ грн/рік}$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m_1} + C_{m_2} \quad (8.5)$$

де C_{m_1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m_2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m_1} = 0,1 \cdot V \cdot Ц_x = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (8.6)$$

де V – обсяг холодоагенту, заправляємого в систему, кг;

C_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_0 = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 395225 = 19761 \text{ грн/рік} \quad (8.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 395225 = 59283 \text{ грн/рік} \quad (8.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{пр} = 0,03 * C_{об} = 0,03 * 132979 = 3989 \text{ грн/рік} \quad (9.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	53471
Витрати на воду	280
Витрати допоміжні матеріали	184
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	19761
Амортизаційні відрахування	59283
Інші витрати	3989
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	136968

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$\Pi_i = C_i + E_n \cdot K_i = 3989 + 0,15 \cdot 156000 = 27389 \text{ грн} \quad (9.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = K/V = 545410/5700 = 9,56 \text{ грн} \quad (9.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = C/V = 136978/5700 = 24,03 \text{ грн} \quad (9.12)$$

- приведені витрати:

$$\Pi' = \Pi/V = 27389/5700 = 4,8 \text{ грн} \quad (9.13)$$

Річний економічний ефект

$$\mathcal{E}_k = C_2 \cdot N_2 - C_1 \cdot N_1. \quad (9.14)$$

- где C_2, C_1 - ціна послуг до и після введення в експлуатацію СКП;

N_2, N_1 - кількість відвідувачів, чол.

$$\mathcal{E}_k = 1500 \cdot 98 - 500 \cdot 23 = 175900.$$

Економічна ефективність:

Економічна ефективність системи кондиціонування повітря визначається як відношення сумарного економічного ефекту до капітальним витратам на розробку і створення системи кондиціонування повітря

$$E = \frac{\mathcal{E}\Sigma - \Pi}{K}. \quad (9.15)$$

- де $\mathcal{E}\Sigma$ - сумарний економічний ефект;

Π - поточні витрати пов'язані з експлуатацією СКВ;

K - капітальні витрати.

$$E = \frac{175900 - 55153}{209974} = 0,24.$$

Термін окупності

Термін окупності капітальних вкладень визначимо по формулі:

$$T = \frac{K}{\mathcal{E}\Sigma - \Pi} = \frac{209974}{175900 - 55153} \approx 2,6 (\text{років}). \quad (9.16)$$

10. 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%).

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.

В порівнянні з R22, 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 водоохлаждаючого пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

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

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

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. 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, взривопожарної і пожежної безпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по взривопожарній і пожежній безпеці, згідно ОНТП24-86 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 першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_{\phi} \cdot y, \quad (10.1)$$

де ρ_{ϕ} – фактичний питомий опір ґрунту

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

y - кліматичний коефіцієнт, приймаємо $y=1,5$

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.

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

$$L=l'/2, \text{м} \quad (10.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

$$t = l/2 + t_0, \text{м} \quad (10.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l)/(4 \cdot t - l))), \quad (10.4)$$

Тоді

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

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{\text{тр}}, \quad (10.5)$$

де R_o – 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:

$$R_{\text{св}} = R_o / (n' \cdot h_b), \quad (10.6)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_b – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_b=0,83$. Тоді

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

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

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (10.6)$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_0)), \quad (10.7)$$

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 вираженням:

$$R_c = R_{\pi} \cdot R_{св} / (R_{\pi} + R_{св}), \quad (10.8)$$

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 унеможливується 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 пожароопасных 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. Вогнепреградітелі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

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

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасящими засобами.

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

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ІСО N 3941 - 77.

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

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 торгівельного залу ресторану .

$$n = S/S' = \frac{254}{12} = 21 \quad (7.8)$$

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (7.9)$$

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.

10.1. 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.

10.2. Захист від шуму і вібрації

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з неврівноваженими 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 дозвукових 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 малOSHумних 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 обгороджувальних; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходу комунікацій через конструкції, що захищають; установкою

звукоізолюючих кожухів, екранів, огорожень 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 огорожень, 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 упругодемпфирующих матеріалів.

11. ВИСНОВКИ

Після проведення розрахунку були враховані параметри бомбосховища реабілітаційного центру приміщень м.Одеса . Були підібрані та розраховані необхідні будівельні матеріали та обрано теплоізоляцію, для економії електроенергії при кондиціюванні приміщення у літній період та опаленні у зимній період. Були розраховані і враховані усі теплоприпливи які надходять у приміщення а саме: надходження теплоприпливів від сонячної радіації, теплоприпливи від навколишнього середовища, теплоприпливи від різних джерел, надходження вологи від людей та різних джерел. . Були розраховані повітропроводи для усіх приміщень, а також підібрані повітророзподільні решітки. Після усіх перерахованих вище пунктів був проведений розрахунок обладнання для обробки повітря у СКП.

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер. Підбираємо центральний кондиціонер фірма, «ВЕЗА-УКРАЇНА» Модель «КЦКП-А 20» Кондиціонери типу КЦКП-А виготовляються у сейсмостійкому виконанні. Вибухозахищені кондиціонери призначені для переміщення агресивних газопароповітряних вибухонебезпечних сумішей ІА, ІВ категорій груп Т1, Т2, Т3 згідно з ГОСТ 12.1.011 з температурою сумішей, що переміщуються від мінус 40 С до 80 С.

Запропонована інтегрована система енергозабезпечення із застосуванням вентиляційних систем бомбосховища дозволить підвищити надійність системи електропостачання та ефективність її роботи в 1.4 рази

Данна система має низку переваг , які були зазначені вище , а також дозволяє підтримувати оптимальні параметри повітря , згідно з попередніми розрахунками .

12 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева, Н. В. Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т,. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.
2. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціювання повітря / Н.В.Жихарева // —Одеса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
3. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
4. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціювання громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с.
5. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – , 2019. – 380 с.
6. 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](#) / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//[AIP Conferenc Proceedings](#) 2285, 030087 (2020);
7. Німич Г.В. Сучасні системи вентиляції і кондиціювання повітря / Г.В. Німич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142
8. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарева // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
9. Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
10. Погорєлов А.І. Тепломасообмін : Навчальний посібник для вузів.— / А.І. Погорєлов Львів. —:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с..

11. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с
12. Жуковський, С.С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2003. — 372 с.
13. Спосіб нагрівання повітря. Патент на винахід №u 121838 / Когут В.О., Бабой Є.О., Талибли Р.Е., Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Дорошенко О.В., Заявка №u 201907885 Публікація 27.07.2020 р , бюл. № 14.
14. Установка для нагрівання повітря. Патент на винахід №u 121951 / Когут В.О., Бабой Є.О., Талибли Р.Е., Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Дорошенко О.В. Заявка №a 201907887 Публікація 10.08.2020 р , бюл. № 15
15. Ежекційний охолоджувач повітря. Патент на корисну модель №u 117401 / Когут В.О., Бутовський Є.Д., Бушманов В.О., Хмельнюк М.Г., Жихарєва Н.В. Заявка №u 201700181 Публікація 26.06.2017 р. бюл. № 12.
- 15.. М.Г. Хмельнюк, О.Сгф. Подмазко, І.О. Подмазко "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с., 2014.
16. Холодильні установки, (І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Ларьяновський та інш.), підручник для вищих навчальних закладів, в двох томах, Київ, "Либідь", 1995.
17. Холодильні установки. Проектування: Учебний посібник / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю. та ін. — Одеса: Друк, 2008. - том 1 – 3.
- 18.. І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Ларьяновський та інші. "Холодильні установки" Одеса, "Рефпринтінфо" 2003. 531с;

ДОДАТКИ