

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 кондиціювання готелю «Чорне море» м. Одеса»

Частина I

на тему «Проєкт системи кондиціювання залів засідань та
бомбосховища готелю «Чорне море» м. Одеса

Здобувача Борецького Ю.О.

IV курсу групи ЕН141

Керівник доцент Жихарєва Н.В.

(посада, прізвище та ініціали)

Консультант доцент -----

(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.06__2023 р., протокол № 10

Завідувач кафедри ХУіКП

(назва кафедри)

Михайло ХМЕЛЬНЮК

(підпис)

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2023 рік

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
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 «Енергомашинобудування»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

17 лютого 2023 р.

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

Борецький Юрій Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проект системи кондиціонування
залів засідань та бомбосховища готелю «Чорне море» 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 № 689-03 від 03.10.2023

2. Строк подання студентом роботи 01.06.2023 року

3. Вихідні дані до роботи місто Одеса, готелю «Чорне море»

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 $t = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h = 62\text{ кДж/кг}$

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 з розгалуженням повітроводів, повітроводи, схема холодильно системи і фенкойла; схема фенкойлів

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Жихарева Н.В.	30.04.2023	28.05.2023
Економічний розділ	к.т.н. доц. Жихарева Н.В.	30.04.2023	28.05.2023

7. Дата видачі завдання: 03.10.2022р

Керівник _____ Жихарева Н.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Борецький Ю.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз літературних джерел.	17.02-03.03	
2.	Техніко-економічне обґрунтування.	04.03-15.03	
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря.	15.03-12.04	
4.	Обґрунтування вибору і підбір обладнання.	13.04-27.04	
5.	Розрахунок апаратів систем кондиціонування	28.04-07.05	
6.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення.	08.05-17.05	
7.	Економічні розрахунки	18.05-20.05	
8.	Охорона праці.	21.05-27.05	
9.	Висновки.	28.05-05.06	

Здобувач-дипломник _____ Борецький Ю.О.

Керівник роботи _____ Жихарева 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 _____ Борецький Юрій Олександрович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Борецького Ю.О. тема “Проект системи кондиціювання залів засідань та бомбосховища готелю «Чорне море» м. Одеса” складається з: 77-сторінки тексту та додатків 13-рисунків, 3-таблиці, 15 посилань на літературні джерела

У даній науковій роботі йде мова про проект системи кондиціювання повітря для бомбосховища та залів готелю 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.

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

ANNOTATION

The qualification work of the bachelor's degree Boretsky Yu.O. topic "The project of the air conditioning system of the meeting halls and the bomb shelter of the hotel "Black Sea" in Odessa" consists of: 77 pages of text and appendices, 13 figures, 3 tables, 15 references to literary sources

This research paper deals with the design of an air conditioning system for a bomb shelter and hotel halls 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.

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

. ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	2
1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ	10
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ	11
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	12
4 ПІДБІР VRF СИСТЕМИ	23
5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ.....	25
6 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	33
7 РОЗРАХУНОК ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	39
8 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	63
9 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	68
10 ВИСНОВКИ	71
11 ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ.....	75
ДОДАТКИ	77

					КРБ.ХУіКП 1. 689-03.11.3		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунково- пояснювальна записка		
Розроб.							
Перевір.							
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.							
					Літ.	Арк.	Акрушів
						4	109
					ЕНск-141- група		

ВСТУП

Актуальність теми.

Системи кондиціонування повітря, відомі також як системи кондиціонування або кліматичні системи, є комплексом технічних пристроїв, що використовуються для контролю та регулювання температури, вологості, чистоти та руху повітря в приміщенні. Вони широко використовуються в житлових будинках, комерційних приміщеннях, офісах, фабриках, лікарнях, готелях та інших типах будівель.

Основні функції систем кондиціонування повітря включають:

1. Охолодження: Системи кондиціонування можуть охолоджувати повітря в приміщенні, щоб створити комфортну температуру під час спекотних днів.
2. Обігрів: Деякі системи кондиціонування також можуть нагрівати повітря, щоб забезпечити комфортну температуру в холодну пору року.
3. Вентиляція: Системи кондиціонування забезпечують циркуляцію свіжого повітря в приміщенні, зменшуючи рівень забруднення і підтримуючи здорову атмосферу.
4. Очищення повітря: Деякі системи кондиціонування мають фільтри, які затримують пил, бактерії, алергени та інші забруднюючі речовини, покращуючи якість повітря в приміщенні.
5. Вологість: Деякі системи кондиціонування можуть контролювати рівень вологості в приміщенні, що корисно в умовах занадто сухого або вологого повітря.
6. Шумопоглинання: Сучасні системи кондиціонування також можуть бути оснащені функціями шумопоглинання для зменшення рівня шуму,

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є системи кондиціонування бомбосховища з розробкою мультизональної VRF- системи готелю «Чорне море » м. Одеса

Методи дослідження.

Чисельні методи оптимізації, проектування в середовищі AutoCAD.

Структура роботи.

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

Задачі дослідження.

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

Кондиціонування повітря - це процес контролю та регулювання параметрів повітря, таких як температура, вологість, чистота та рух, в приміщенні з метою створення комфортних умов для проживання або роботи.

Основні хладагенти, які використовуються в системах кондиціонування повітря, включають:

- 1.Хлорофтороуглеводні (CFC): Ці холодоагенти, такі як R-11, R-12 і R-22, колись широко використовувалися, але їх виробництво було заборонено через їх шкідливий вплив на озоновий шар.
- 2.Гідрохлорофтороуглеводні (HCFC): Холодоагенти, такі як R-22, R-123 і R-124, є менш шкідливими для озонового шару, але все ще мають певний вплив.
- 3.Гідрофторокарбони (HFC): Холодоагенти, такі як R-410A, R-134a і R-407C, використовуються в сучасних системах кондиціонування повітря, оскільки вони не мають шкідливого впливу на озоновий шар. Однак, деякі з них мають високий потенціал глобального потепління і можуть сприяти ефекту парникового газу.

4.Гідрокарбони (НС): Деякі системи кондиціонування повітря використовують гідрокарбонні холодоагенти, такі як пропан (R-290) або ізобутан (R-600a). Вони є безпечними для озонового шару і мають низький потенціал глобального потепління, що робить їх більш екологічно безпечними альтернативами.

Вибір холодоадагенту залежить від різних факторів, таких як ефективність, енергоефективність, екологічність та вимоги законодавства в конкретному регіоні.

Холодоагент R32, також відомий як дифторометан, є холодоагентом, який використовується у системах кондиціонування повітря та холодильних установках. Він належить до класу хлорфторовуглецевих сполук (HFC) і є одним із заміників холодоагентів, що містять фтор, таких як R410A.

Ось кілька переваг холодоагенту R32:

1. Екологічно безпечний: R32 має значно менший потенціал прогріву планети (GWP) порівняно з іншими холодоагентами, такими як R410A. GWP вказує на вплив газу на глобальне потепління, і менше значення GWP означає менший вплив на зміну клімату.
2. Висока ефективність: R32 має кращі характеристики енергоефективності порівняно з багатьма іншими холодоагентами. Це дозволяє системам кондиціонування повітря та холодильним установкам, які використовують R32, споживати менше енергії і забезпечувати оптимальну ефективність роботи.
3. Висока теплопровідність: R32 має кращі характеристики теплопровідності порівняно з R410A. Це означає, що системи, які використовують R32, можуть ефективніше передавати тепло, що сприяє швидшому охолодженню та більш ефективній роботі.
4. Менша кількість холодоагенту: R32 вимагає меншої кількості для ефективної роботи системи. Це сприяє зменшенню витрат і полегшує утилізацію холодоагенту у разі необхідності.

5. Інноваційна технологія: Використання R32 в системах кондиціонування повітря є частиною інноваційних технологій у галузі охолодження та енергоефективності. Він є одним з компонентів, які допомагають зменшити вплив на довкілля та сприяють створенню більш сталого середовища.

Важливо зазначити, що при використанні холодоагенту R32 необхідно дотримуватися відповідних норм та безпечних практик, оскільки він все ще є хімічною речовиною.

В умовах війни або надзвичайних ситуацій є дуже актуальним питання комфортної експлуатації бомбосховищ, особливо в приміщеннях з високою концентрацією громадян (торгівельні центри, готелі, конференц-зали, тощо). Одним з найважливіших аспектів комфортної та безпечної експлуатації бомбосховищ є системи вентиляції та кондиціонування.

Кондиціонування бомбосховищ - це процес підготовки підземних приміщень для знаходження громадян у них. Кондиціонування передбачає створення сприятливих умов для забезпечення безпеки працівників та місцевого населення. Для здійснення процесу кондиціонування бомбосховищ необхідні спеціально підготовлені приміщення, що відповідають вимогам стандартів і нормативів. Основні елементи кондиціонування бомбосховищ - це системи вентиляції, охолодження та нагрівання повітря, системи автоматичного контролю температури, вологості, тиску та інших параметрів.

Концепт приміщень бомбосховища для готелю



Рис 1. Бомбосховища готелю

Вентиляція 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) .



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. Це можуть бути

маски, респіратори або системи подачі кисню, які забезпечують достатню концентрацію кисню для людей.

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. Зазвичай використовуються спеціальні сорбенти, які мають високу спроможність поглинання цих речовин.
4. 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



Рис 4 Регенеративна установка РУ150/6

1.ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Найменування об'єкта: готельний комплекс «Чорне море»

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

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

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

Температура зовнішнього повітря – $t = 32^{\circ}\text{C}$.

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 – $\phi_v = 62\%$.

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

Розглянутий об'єкт являє собою чотириповерховий будинок сучасної будівлі, що складає із залу-ресторану, конференц-залу, 14 готельних номерів й адміністративно-господарських приміщень , а також бомбосховище місткістю 100 осіб у підвалі.

Зал-ресторан місткістю на 20 місць. Конструктивне оформлення стін вирішує акустичну проблему й створює гарне декоративне оформлення залу.

Конференц-зал місткістю на 30 місць розташований на другому поверсі.

На третьому й четвертому поверхах розташовані готельні номери.

В підвалі розташоване бомбосховище місткістю 100 осіб .

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Техніко-економічне обґрунтування проекту кондиціонування бомбосховища полягає у визначенні практичної доцільності та ефективності встановлення системи кондиціонування для забезпечення оптимальних умов у бомбосховищі. Ключовими аргументами для встановлення системи кондиціонування 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. **Збереження обладнання та матеріалів:** 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. **Зниження ризику пожежі та вибуху:** 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. **Збереження енергії:** 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.
5. **Дотримання нормативних вимог:** Встановлення системи кондиціонування може бути обов'язковим згідно з нормативними вимогами, що регулюють умови зберігання певних матеріалів або обладнання.

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря

Системи кондиціювання 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.

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

теплий період року – $t_{\text{н}} = 32^{\circ}\text{C}$; $h_{\text{н}} = 62 \text{ кДж/кг}$;

холодний період року - $t_{\text{в}} = -18^{\circ}\text{C}$; $h_{\text{в}} = -19 \text{ кДж/кг}$;

3.2 Розрахунок теплопритоків і вологопритоків до повітря, що вентилює.

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції:

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

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

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

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 $\alpha_{\text{вн}} = 8 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ - 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.

$$\kappa_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,7}{2,04} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 1,76 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}. \quad (3.2)$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

Паркетні дошки

$\delta = 16 \text{ мм}$; $\lambda = 9 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

цементно-піщана стяжка

$\delta = 20 \text{ мм}$; $\lambda = 0,93 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

пенополеуретан

$\delta = 120 \text{ мм}$; $\lambda = 0,05 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

залізобетонне збірне перекриття

$\delta = 220 \text{ мм}$; $\lambda = 2,04 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$\kappa_{\text{кр}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,016}{9} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,37 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}. \quad (3.3)$$

Вибираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S . Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію огороження D , теплову інерцію огороження D по формулах наведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (3.4)$$

де δ - товщина огороження;

λ - теплопровідність матеріалу .

$$D = R \cdot S \quad (3.5)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Теплова інерція матеріалів

Конструкція й матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплоусвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетон	2500	0,7	2,04	18,7	0,343	6,41
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Перекриття першого поверху						
Паркетні дошки	650	0,016	9	5,8	0,0017	0,00986
цементно-піщана стяжка	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,239
Пінополіуретан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
Залізобетонне перекриття	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,001

3.2. 1.1 Розрахунок теплопритоків у бомбосховищі

3.2.1.2. Розрахунок теплопритоків від різних джерел теплопритоків від людей

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

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

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

$$Q_{\text{л}} = 100 \cdot 150 = 15000 \text{ Вт}.$$

Визначаю явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_{\text{л}}^{\text{скр}} = n \cdot q_{\text{л}}^{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.7)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{\text{л}}^{\text{скр}}$ – сховані тепловиділення від однієї людини, Вт

$$Q_{\text{л}}^{\text{скр}} = 100 \cdot 28,6 = 2860 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = Q_{\text{л}} - Q_{\text{л}}^{\text{скр}}, \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = 15000 - 2860 = 12140 \text{ Вт}.$$

від висвітлення

$$Q_{\text{ос}} = \beta \cdot F_{\text{п}} \cdot n, \text{ Вт} \quad (3.8)$$

де β - коефіцієнт обліку частки тепла;

$F_{\text{п}}$ – площа підлоги, м^2 ;

n - відсоток освітленості.

$$Q_{\text{ос}} = 0,5 \cdot 231,5 \cdot 30 = 3472,5 \text{ Вт}.$$

Визначаємо повне теплонадходження

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

$$Q_{нов} = 15000 + 34725 + 1465 = 19937,5 \text{ Вт.}$$

3.2.1.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

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

де n - число людей у приміщенні;

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

$$W_{л} = 100 \cdot 0,02 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Визначаю вологовиділення від вологого збирання

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

σ - коефіцієнт вологообміна $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

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

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

c_p – ізобарна теплоємність, $[\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}]$;

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

$$W_{\text{вл.у.}} = 0,007 \cdot 250,4 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = r \cdot W_{\text{вл.у.}}, \text{ (Вт)}, \quad (3.13)$$

де r - схована теплота паротворення

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.14)$$

де t_w^M - температура повітря в приміщенні за мокрим термометром

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16,5 = 2462,05 \text{ (кДж/кг)},$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = 2462,05 \cdot 10^3 \cdot 1,57 \cdot 10^{-3} = 3884 \text{ Вт.}$$

Визначаю повне вологовиділення

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

$$W_{\text{пол}} = 0,405 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3} = 2,405 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаю тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.16)$$

$$\varepsilon = \frac{19937}{1,98 \cdot 10^{-3}} = 10069 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаю загальну сховану теплоту

$$Q_{\text{скр}} = Q_{\text{скр}}^{\text{л}} + Q_{\text{скр}}^{\text{вл.у}}, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

$$Q_{\text{скр}} = 2860 + 3884 = 6744 \text{ Вт}$$

Визначаю загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.18)$$

$$Q_{\text{явн}} = 19937,5 - 6744 = 13193,5 \text{ Вт}$$

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

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

$$G_1 = \frac{19,93}{50 - 35,5} = 1,37 \text{ кг/с},$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с}, \quad (3.20)$$

$$G_2 = \frac{13,193}{1,0186 \cdot 5} = 2,59 \text{ кг/с},$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.21)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 1,0186 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_b - d_{\text{п}}}, \text{ кг/с}. \quad (3.22)$$

$$G_3 = \frac{2,405 \cdot 10^{-3}}{(10,8 - 7)10^{-3}} = 0,63 \text{ кг/с}.$$

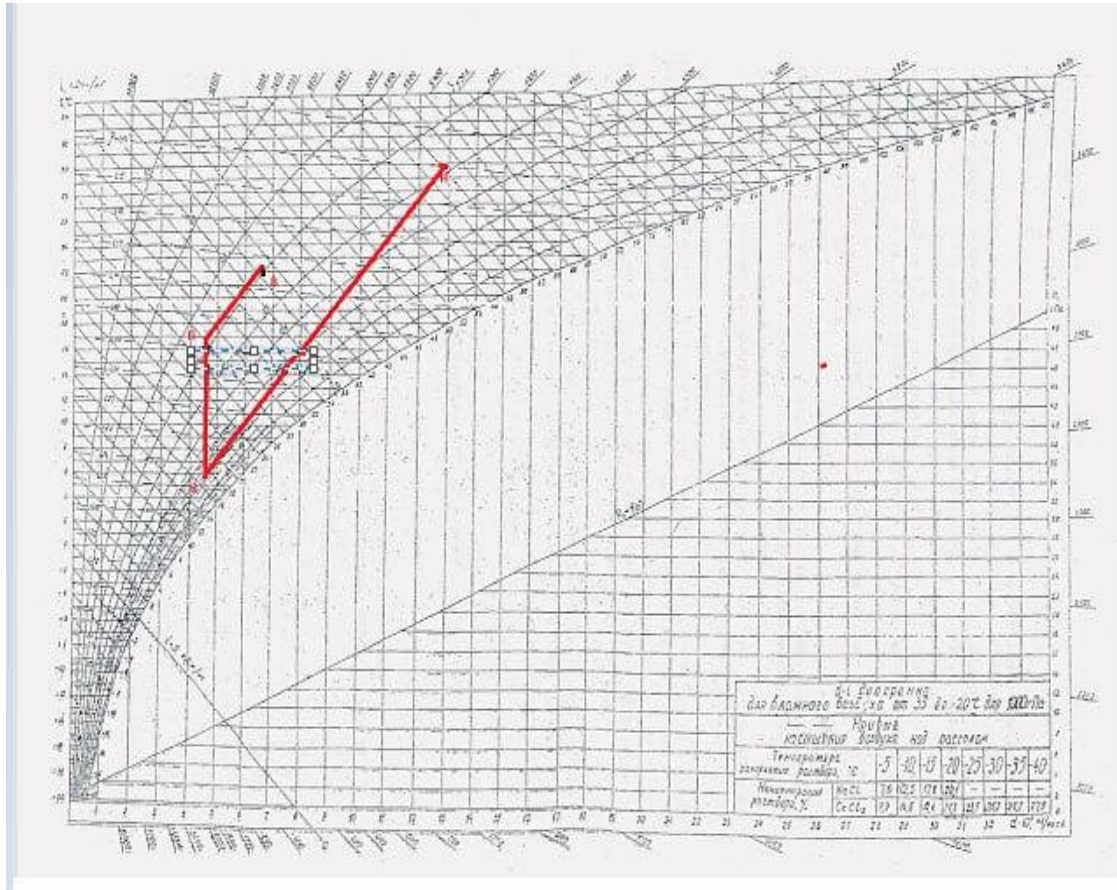
Вибираю $G = 0,65 \text{ кг/с}$.

Для бомбосховища (Додаток 1)

Таблиця 3.2 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

приміщення	$Q_{\text{пол}}, \text{ кВт}$	$W_{\text{пол}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$	$G, \text{ кг/с}$
Зал засідан1	19,93	0,00240	10069	0,65
Бомбосховище	48,93	0,00422	9069	7.65
Зал засідан2	9,93	0,00140	10020	0,77

3.2. 1.4 Побудова процесу в h-d діаграмі (літній процес).



3.2.2 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].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с,}$$

$$G_x = 0,65 \text{ кг/с.}$$

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, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ct} = 0,35 \cdot 432 \cdot (-17,8 - 20) = -5715 \text{ Вт},$$

3.2.2.2 Розрахунок тепловиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

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

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

Тепловиділення від висвітлення

$$Q^3_{\text{осв}} = Q_{\text{осв}}, \text{ кВт}, \quad (3.27)$$

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

Повний теплоприплив

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

$$Q_{\text{пол}} = 12140 + 3,472 - 0,4 \cdot 5715 = 13326 \text{ Вт}.$$

Повне вологовиділення

$$W^3_{\text{пол}} = W_{\text{пол}}^{\text{л}}, \text{ кг/с}, \quad (3.29)$$

$$W^3_{\text{пол}} = 2,405 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

$$\Delta h_p = \frac{Q^3_{\text{пол}}}{G}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.30)$$

$$\Delta h_p = \frac{13,326}{0,81} = 16,45 \text{ кДж/кг},$$

Визначаємо теплову характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}^3}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.31)$$

$$\varepsilon = \frac{13,326}{2,405 \cdot 10^{-3}} = 5552 \text{ кДж/кг}.$$

приміщення	$Q_{\text{пол}}$, кВт	$W_{\text{пол}}$, кг/с	ε , кДж/кг·К	G , кг/с
БЗал засідань	13,32	0,00240	5552	0,65

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с}, \quad (3.38)$$

$$G_1 = \frac{40,08}{50 - 35,5} = 6,81 \text{ кг/с},$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явл}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с}, \quad (3.39)$$

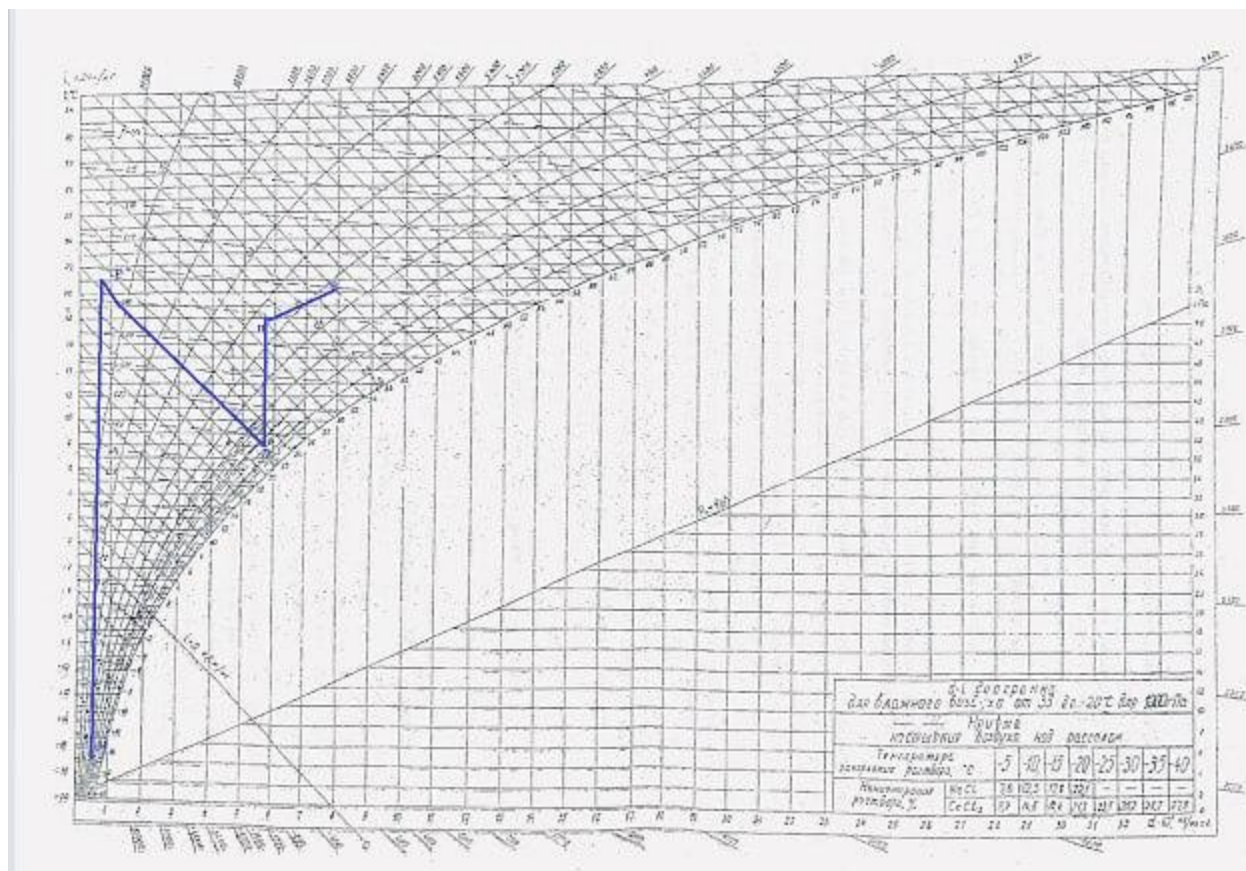
$$G_2 = \frac{3,101}{1,0186 \cdot 5} = 0,60 \text{ кг/с},$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.40)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 1,0186 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с}. \quad (3.41)$$

3.2.2.3 Побудова процесу в h-d діаграмі (зимовий процес)



РОЗДІЛ 4. ПІДБІР VRF СИСТЕМИ

Із получених розрахунків в попередніх розділах, ми вирішили встановити Два теплових насоси EWYT064CZO зі спіральними компресорами ERQ140 AV1. Перевагами такої системи є її простота та дешевизна обслуговування, універсальність, а також надійність протягом часу. Чилер з тепловим насосом має високу продуктивність та надійність у роботі. Завдяки інноваційним технологіям та матеріалам, пристрій забезпечує високу ефективність та економічність, що дозволяє значно знизити витрати на енергію.

Система чилера з тепловим насосом має низку переваг, таких як висока ефективність при низьких температурах навколишнього середовища, низький рівень шуму та елегантний дизайн, який легко інтегрується у будь-який інтер'єр.

Характеристики EWYT064CZO

Характеристики	
Виробник	Daikin
Охолодження конденсатора	Повітряне
Тип компресора чиллера	Спіральний
Холодопродуктивність	64,4 кВт
Теплопродуктивність	61,8 кВт
Витрата повітря	539 куб.м/год.
Максимальна температура теплоносія	75 град. °C
Максимальна температура навколишнього середовища	35 град. °C
Мінімальна температура навколишнього середовища	-15 град. °C
Споживана потужність	21.9 кВт
Напруга живлення	380 В
Вага	630 кг
Ширина	2906 мм
Довжина	814 мм
Висота	1878 мм



Рис 6 Зовнішній вигляд EWYT064CZO

Характеристики ERQ140 AV1

Характеристики	
Виробник	Daikin
Холодопродуктивність	14 кВт
Теплопродуктивність	16 кВт
Робочий діапазон (охолодження)	-5° С...+46° С
Робочий діапазон (обігрів)	-20° С...+15,5° С
Рівень шуму	53 дБ
Вага	125 кг
Ширина	900 мм
Довжина	320 мм
Висота	1345 мм



Рис 7 Зовнішній вигляд ERQ140 AV1

Висновок

В даному розділі були показані характеристики і зовнішній вигляд СКП , яка буде забезпечувати комфортні параметри повітря в бомбосховищі а також опалення і підігрів технічної води .

5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРозподілення

4.1 Обґрунтування вибору встаткування СКП

На підставі розрахунку, зробленого вище, одержимо потрібну масову кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний обсяг повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho}, \quad (5.1)$$

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

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

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 7,77}{1,2} = 23100 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (5.2)$$

Для системи П2:

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 0,65}{1,2} = 5580 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (5.3)$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітро розподілення встаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

- для системи П1

-

$$L_1^n = L_2^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (5.4)$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 5580 = 5800 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Підбираємо дві приточні установки, що складаються з:

- заслінки зовнішньої;
- фільтра;
- нагрівача водяного (фірми Aeromaster);
- вентилятора (фірми Aeromaster);
- шумоглушника.
- краплеуловлювача
- випарника

4.2 Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів

Сутність аеродинамічного розрахунку повітроводів складається у визначенні розмірів його перетинів, а також втрат тисків на тертя й місцеві опори. При цьому необхідно виконати наступні умови:

- розміри перетинів повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі системи повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводів повинна бути в рекомендаційних межах, що (для адміністративних і суспільних будинків швидкість руху повітря на магістральних ділянках повітровода в межах 5-9 м/с, у відгалуженнях до 5 м/с);
- швидкість повітря на магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися.

Для виконання розрахунку розробляємо розведення повітроводів по приміщеннях, представляємо її схему в ізометрії, розбиваючи її на ділянки. Для кожної ділянки визначаємо витрата повітря й задаємося швидкістю руху повітря.

Для ділянки повітроводів №1 припливної системи П1 та П2

Необхідна площа перетину повітроводів

$$f = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (5.5)$$

де $v = 5$ м/с - попередньо задана швидкість повітря в магістралі;

$L = 2600$ м³/ч – витрата повітря.

$$f = \frac{2600}{5 \cdot 3600} = 0,14 \text{ м}^2.$$

Приймаємо повітропровід прямокутного перетину 400 x 400 мм.

Уточнимо швидкість у повітроводі

$$v = \frac{L}{3600 \cdot f}, \text{ м/с,} \quad (5.6)$$

$$v = \frac{26000}{3600 \cdot 1,4} = 5,15 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт тертя

$$\lambda = \frac{0,3164}{\left(v \cdot \frac{d_3}{\nu}\right)^{0,25}}, \quad (5.7)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\left(5,15 \cdot \frac{0,226}{1,6 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,25}} = 0,0192.$$

Коефіцієнти місцевих опорів (ξ)

коліно $\xi = 0,33$

конфузор $\xi = 0,04$

трійник $\xi = 1,5$

хрестовина $\xi = 3,0$

Втрати тиску у всій магістралі

$$\Delta P = \left(1 \cdot \frac{\lambda}{d_s} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{ Па}, \quad (5.8)$$

$$\Delta P = \left(2 \cdot \frac{0,0192}{0,226} + 4 \right) \cdot \frac{1,2 \cdot 5,15^2}{2} = 66,20 \text{ Па}.$$

Таблиця 4.1 - Характеристика вентиляційних систем

Обозначення систем	Тип установки	Вентилятор			Електродвигун		
		Тип	L, м ³ /ч	P, Па	Тип	N, кВт	n, про/хв
П1	Аеромастер ХР 04	відцентровий	23000	300	IP44	3,5	2607
П2	Аеромастер ХР 01	відцентровий	6500	300	IP44	2,5	2607

4.3 Акустичний розрахунок системи шумоглушіння.

Загальний рівень звукової потужності аеродинамічного шуму вентилятора для усмоктувальної сторони

$$L_{p, \text{общ.}} = \bar{L} + 25 \lg \cdot 0,1 \cdot H + 10 \lg \cdot Q + \sigma; \text{ дБ}, \quad (5.9)$$

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

Q – об'ємна витрата вентилятора, м³/с;

H – повний тиск, яке створює вентилятор, кгс/м²;

σ - виправлення на режим роботи вентилятора дБ.

$$L_{p, \text{общ.}} = 55 + 25 \lg \cdot 0,1 \cdot 81,5773 + 10 \lg \cdot 0,72 + 2 = 78 \text{ дБ}.$$

Визначаю активні рівні звукової потужності шуму вентилятора, випромінюваної в мережу

$$L_{p. \text{в.}} = L_{p, \text{общ.}} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ дБ}, \quad (5.10)$$

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.

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

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

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

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

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

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

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

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

Октавні рівні звукового тиску, створюваного одним джерелом шуму

$$L = 10 \lg B - \Delta - 6, \text{ дБ}, \quad (5.11)$$

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.

$$B = \mu \cdot B_{1000}, \text{ м}^2, \quad (5.12)$$

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

μ - постійний частотний множник.

$$B = 1 \cdot 171 = 171 \text{ м}^2, \quad (5.13)$$

$$L_z = 10 \lg 171 - 0 - 6 = 16,3, \text{ дБ}, \quad (5.14)$$

$$L_{\text{и.ш.п.}} = 10 \lg n + 5, \text{ дБ} \quad (5.15)$$

де n - загальне число прийнятих у розрахунках джерел шуму.

$$\Delta L_{\text{гл.тр.}} = L_{\text{р.общ.}} - L_{\text{р.в.}} - L_{\text{п}} + L_{\text{и.ш.п.}}, \text{ дБ}. \quad (5.16)$$

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

Таблиця 4.2 -Середньогометричні частоти октавних смуг

определ. величина	Середньогометрична 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
$L_{p.общ.}$	78	78	78	78	78	78	78	78
$L_{p.в.}$	74,5	74	74	72	69	62	57	52
$L_{п}$	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3	16,3
$L_{и.ш. п.}$	13	13	13	13	13	13	13	13
$\Delta L_{гл.тр.}$	0,2	0,7	0,7	2,7	5,7	12,7	17,7	22,7

Аеродинамічний опір шумоглушника:

$$\Delta H = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{глуш.}}} \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \text{ (кПа)}, \quad (5.17)$$

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.

$$d_{\text{гл.}} = \frac{2AH}{A + H}, \text{ м}, \quad (5.18)$$

де А - відстань між пластинами, м;

Н - висота глушника, м.

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

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

6 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Розрахунок повітронагрівача

Вихідні дані:

- $t_1 = -17,8^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 18^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{\omega 1} = 69,9^{\circ}\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{\omega 2} = 49,9^{\circ}\text{C}$ - температура води на виході;
- витрата повітря.

Визначаємо кількість теплоти, необхідне для нагрівання повітря

$$Q_T = G c_p (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}), \quad (6.1)$$

де $G = 1,57 \text{ кг/з}$ - витрату що нагріває припливного зовнішнього повітря;

$c_p = 1,006 \text{ кДж/кг}^{\circ}\text{C}$ - теплоємність повітря;

$t_{\text{ВХ}}, t_{\text{ВЫХ}}$ - початкова й кінцева температура повітря, що нагріває, $(^{\circ}\text{C})$.

$$Q_m = 1,57 \cdot 1,006(18 + 18) = 56,85 \text{ кВт}.$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}})}{c_w \cdot (t_{\text{WBВ}} - t_{\text{WBВЫ}})}, \text{ кг/с}, \quad (6.2)$$

де $c_w = 4,19$ - кДж/кг $^{\circ}\text{C}$ - теплоємність води;

$t_{\text{WBВ}}, t_{\text{WBВЫ}}$ - початкова й кінцева температура гарячої води на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}\text{C}$.

$$G_w = \frac{1,57 \cdot 1,006 \cdot (18 + 18)}{4,19 \cdot (69,9 - 49,9)} = 0,67 \text{ кг/с.}$$

При виборі режимів нагрівання повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використати метод термодинамічної ефективності процесів. Стосовно до режимів нагрівання в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагрівання $F_H = \infty$ повітря з початковою температурою t_{BX} і початковою температурою гарячої води t_{WBB} , максимальний-можливий нагрівання витрати повітря при теплоємності порівня визначається вираженням

$$Q_{f \max} = G \cdot c_p \cdot (t_{WBB} - t_{BX}), \text{ кВт.} \quad (6.3)$$

Реальна поверхня теплообмінника F_H завжди менше, а повітря не може бути нагрітий до початкової температури гарячої води t_{WBB} . Тому реальне нагрівання в повітряонагрівачі визначається вираженням

$$Q_T = G c_p (t_{ВЫХ} - t_{BX}), \text{ кВт.} \quad (6.4)$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря до максимального-можливого

$$\theta_t = \frac{Q_T}{Q_{f \max}} = \frac{t_{ВЫХ} - t_{BX}}{t_{WBB} - t_{BX}}, \quad (6.5)$$

$$\theta_t = \frac{18 + 18}{69,9 + 18} = 0,4.$$

Визначаємо показник відносин теплоємність потоків

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (6.6)$$

$$W = \frac{1,57 \cdot 1,006}{0,67 \cdot 4,19} = 0,56.$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 0,28$ [12].

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (6.7)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (6.8)$$

$$K = 23,11 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{0,37} \cdot 1,2^{0,18} = 30,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$F = \frac{0,28 \cdot 1,57 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{30,4} = 14,55 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu \rho)^m \quad (6.9)$$

де B - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника [12];

ν - швидкість повітря;

m - показник ступеня ;

ω - швидкість води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 1,034 \cdot (1,6 \cdot 1,2)^{1,81} = 3,36 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубках теплообмінника

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа,}$$

тут $l_{\text{хода}}$ – довжина ходу води в трубках, м.

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 4 \cdot 1,2^{1,69} = 17,4 \text{ кПа.}$$

6.2 Розрахунок повітряного фільтра

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення $A_m = \left(\frac{C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}}{C_{\text{вх}}} \right) \cdot 100\%.$ (6.10)

Концентрація пилу в припливному зовнішнім повітрі на вході у фільтр $C_{\text{вх}}$, мг/м³ характеризує початкову запиленість.

Для забрудненого повітря $C_{\text{вх}} = 0,4$ мг/м³.

Обчислимо запиленість припливного повітря на виході з кишенькового фільтра при $A_{\text{м}} = 95\%$

$$C_{\text{вых}} = C_{\text{вх}} - \frac{A_{\text{м}} \cdot C_{\text{вх}}}{100}, \text{ мг / мг}^3, \quad (6.11)$$

$$C_{\text{вых}} = 0,4 - \frac{95 \cdot 0,4}{100} = 0,02 \text{ мг / мг}^3.$$

Для оцінки пропускної здатності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = \frac{L}{F_{\phi}}, \text{ м}^3 / \text{ч} \cdot \text{м}^2, \quad (6.12)$$

де F_{ϕ} – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, м².

$$УФ = \frac{4900}{5,3} = 924,5 \text{ м}^3 / \text{ч} \cdot \text{м}^2.$$

Обчислюємо час роботи фільтра

$$\tau_{\phi} = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (6.13)$$

де L – витрата минаючі через фільтр повітря, що очищає, м³/ч;

F_{ϕ} – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

$C_{\text{ВХ}}, C_{\text{ВЫХ}}$ – концентрація маси пилю до й після фільтра, мг/м^3 .

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{5,3}{[[0,4 - 0,02] \cdot 4900]} = 1622 \text{ ч.} \quad (6.14)$$

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ дней,} \quad (6.15)$$

$$\tau = \frac{1622}{12} = 135 \text{ дней}$$

7 РОЗРАХУНОК І ПІДБОР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1. Обґрунтування режиму роботи холодильної машини. Тепловий розрахунок циклу.

Вибір конструктивних даних [8]

Діаметр окружностей виступів роторів

$$2R_1 = 2R_2, \text{мм}, \quad (7.1)$$

$$2R_1 = 100 \text{ мм.}$$

Діаметр окружностей западин

$$2r_1 = 2r_2, \text{мм}, \quad (7.2)$$

$$2r_1 = 60 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини ротора

$$L = 200 \text{ мм.}$$

Відносна довжина

$$\bar{L} = \frac{L}{D}, \text{мм}, \quad (7.3)$$

$$\bar{L} = \frac{200}{100} = 2 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань роторів

$$A = R_1 + r_1, \text{мм}, \quad (7.4)$$

$$A = 50 + 30 = 80 \text{ мм.}$$

Кути закручення роторів

$$\varphi_{з1} = 270^\circ \varphi_{з2} = 180^\circ$$

Кутові розміри вікон усмоктування й нагнітання

$$\varphi_{вс1} = 270^\circ$$

$$\varphi_{вс2} = 180^\circ$$

$$\varphi_{н1} = 45^\circ$$

$$\varphi_{н2} = 30^\circ$$

Площа перетину зуба провідного ротора

$$f_1 = 10 \text{ см}^2$$

Для роботи холодильної машини використовую фреон R32, що має досить гарні термодинамічні властивості.

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_o) і температурою конденсації (t_k).

Температура кипіння залежить від робочої температури вихідної із чилера води: $t_{\text{води}} = 10\text{C}^\circ$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, ^\circ\text{C}, \quad (7.5)$$

$$t_o = 10 - 5 = 5^\circ\text{C}.$$

Приймаю $\Delta t_o = 5^\circ$ – розрахункова різниця температур для пластинчастих випарників, використовуваних у чилерах.

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15) ^\circ\text{C}, \quad (7.6)$$

де $t_n = 28,6^\circ$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 28,6 + 10 = 38,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задаю переохолодження рідкого холодильного агента в конденсаторі

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

Визначаю температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k,$$

$$t_3 = 38,6 - 5 = 33,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задаю перегрівом пар холодильного агента в обмотках електричного двигуна компресора: $\Delta t_{bc} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

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

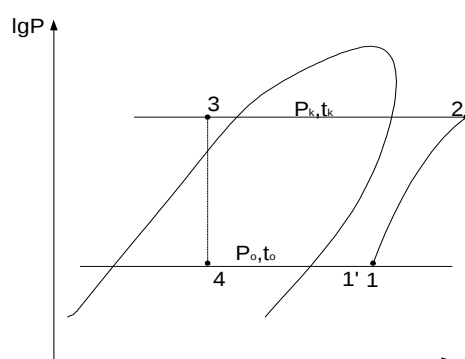
Визначаю температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_1 = 5 + 10 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

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

Рис 10 - Цикл холодильної машини



Таб. 6.1 - Параметри циклу холодильної машини

Роблю тепловий розрахунок

Обсяг западин провідного ротора

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3, \quad (7.7)$$

$$V_{01} = \left[3,14(50^2 - 30^2)10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 10 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,2 = 0,89 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Обсяг западин веденого ротора

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3, \quad (7.8)$$

Таб. 6.1 - Параметри циклу холодильної машин

Роблю тепловий розрахунок

	1'	1	2	3	4
P, МПа	0,53	0,53	1,5	1,5	0,53
t, °C	10	15	65	33,6	5
h, кДж/кг	423	426	452	255	255
v, м ³ /кг		0.054			
	1'	1	2	3	4
P, МПа	0,53	0,53	1,5	1,5	0,53
t, °C	10	15	65	33,6	5
h, кДж/кг	423	426	452	255	255
v, м ³ /кг		0.054			

$$V_{02} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{4}{6} = 0,58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Теоретичний обсяг, описаний гвинтовим компресором

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (7.9)$$

$$V_T = (0,89 + 0,58) \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 4 = 0,054 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж / кг}, \quad (7.10)$$

$$q_0 = 423 - 255 = 168 \text{ кДж / кг}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДжс / м}^3, \quad (7.11)$$

$$q_v = \frac{168}{0,054} = 3111 \text{ кДжс / м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж / кг}, \quad (7.12)$$

$$l_a = 452 - 426 = 26 \text{ кДжс / кг}.$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0}, \quad (7.13)$$

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{1,5}{0,48} = 0,8575.$$

Повна холодопродуктивність

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}, \quad (7.14)$$

$$Q_0 = 0,054 \cdot 0,8575 \cdot 3111 = 14,4 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}, \quad (7.15)$$

$$G_a = \frac{14,4}{168} = 0,08 \text{ кг/с}.$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}, \quad (7.16)$$

$$N_a = 0,08 \cdot 26 = 2,08 \text{ кВт}.$$

Ефективний КПД

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right), \quad (7.17)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{1,5}{0,48}\right) = f(3,125) = 0,65.$$

Ефективна потужність компресора

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт}, \quad (7.18)$$

$$N_e = \frac{2,08}{0,65} = 3,2 \text{ кВт}.$$

Ефективний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_e = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (7.19)$$

$$\text{COP}_e = \frac{14,4}{3,2} = 4,5.$$

Електрична потужність компресора

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт}, \quad (7.20)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{3,2}{0,88} = 3,63 \text{ кВт}.$$

Електричний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}}, \quad (7.21)$$

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{14,4}{3,63} = 3,96.$$

Вибираю чилер фірми Daikin ERQ140AV1 із продуктивністю 16 кВт.

6.2 Розрахунок повітряного конденсатора

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (7.22)$$

де Q_0 - холодопродуктивність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 14,4 + 3,2 = 17,6 \text{ кВт}.$$

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

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, ^\circ\text{C}, \quad (7.23)$$

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

$$t_{\text{в2}} = 32 + 6 = 38,6 ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, ^\circ\text{C}, \quad (7.24)$$

$$t_k = \frac{32 + 38,6}{2} + 10 = 45,3 ^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\text{в}}}{\ln \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{в1}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в2}}}}, \text{ К} \quad (7.25)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{45,3 - 32}{45,3 - 38,6}} = 8,82 \text{ К}.$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c_p \cdot \Delta T_{\text{в}}}, \text{ кг/с}, \quad (7.26)$$

$$G_g = \frac{17,6}{1,006 \cdot 6} = 2,915 \text{ кг/с},$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.27)$$

де $\rho_B = 1,169 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 32 \text{ С}$.

$$V_g = \frac{2,915}{1,169} = 2,49 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Живий перетин апарата

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_B}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (7.28)$$

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

$$F_{\text{ж}} = \frac{2,49}{7} = 0,35 \text{ м}^2.$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби d_n , м.....	0,014
Внутрішній діаметр труби $d_{вн}$, м.....	0,012
Крок труб по фронті й у глибину s , м.....	0,028
Товщина ребер δ_r , м.....	0,0005
Крок ребер u , м.....	0,004
Матеріал труб.....	Мідь
Матеріал ребер.....	Сталь
Ребра.....	Пластинчасті суцільні
Розташування труб у пучку.....	Коридорне

Розміри апарата по фронті. Живий перетин апарата пов'язане з основними розмірами, що характеризують поверхня теплообміну співвідношенням

$$F_{\text{ж}} = L_1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (7.29)'$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{(s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (7.30)$$

$$L_1 = \frac{1,76}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 143,7 \text{ м.}$$

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

$$Nu_{\text{ж}} = c \cdot Re_{\text{ж}}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{экв}}}\right)^m. \quad (7.31)$$

$$d_{\text{экв}} = \frac{2(s - d_{\text{н}}) \cdot (u - \delta_{\text{п}})}{(s - d_{\text{н}}) + (u - \delta_{\text{п}})}, \text{ м}, \quad (7.32)$$

$$d_{\text{экв}} = \frac{2(0,028 - 0,014) \cdot (0,004 - 0,0005)}{(0,028 - 0,014) + (0,004 - 0,0005)} = 0,0056 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \frac{\omega \cdot d_{эКВ}}{\nu}, \quad (7.33)$$

де $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря.

$$Re_{ж} = \frac{7 \cdot 0,0056}{16 \cdot 10^{-6}} = 2500.$$

$$\frac{u}{d_n} = \frac{0,004}{0,014} \approx 0,285; \quad \frac{s}{d_n} = \frac{0,028}{0,014} = 2;$$

$$\frac{L}{d_{эКВ}} \geq 20.$$

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

$$L = a \cdot s. \quad (7.34)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{эКВ}},$$

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

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2450}{1000} = -0,084,$$

$$c = A \cdot B,$$

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

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2500}{1000} = 0,76,$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{эKB}}}\right),$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{эKB}}}\right) = 0,201,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,772 = 0,155,$$

$$Nu_{\text{ж}} = 0,155 \cdot 2450^{0,582} \cdot (20)^{-0,084} = 11,31,$$

$$\alpha_{\text{вFвн}} = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{эKB}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.42)$$

$$\alpha_{\text{вFвн}} = \frac{11,31 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0056} = 53,94 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

тут $\lambda_{\text{в}} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, наведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{в.пр}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left(\frac{F_{\text{н}}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{\text{тр}}}{F_0} \right) \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (7.35)$$

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

$$F'_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м} \quad (7.36)$$

$$F'_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,014 \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004} \right) = 0,03847 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{\text{р}}$ – поверхня ребер,

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (7.37)$$

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left(0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

F_H – зовнішня поверхня оребреної труби,

$$F_H = F'_{тр} + F_p, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (7.38)$$

$$F_H = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_H, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (7.39)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,044 \text{ м}^2 / \text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (7.40)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/\text{м}, \quad (7.41)$$

$\lambda_p = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{ДО})$ – коефіцієнт теплопровідності сталі; h' – умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 53,92}{0,0005 \cdot 45,4}} = 68,92 \text{ 1/м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (7.42)$$

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

$$\rho' = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,014}{2} (2,29 - 1) (1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,0117 \text{ м}, \quad (7.43)$$

$$E = \frac{th(0,7994)}{0,7994} = 0,82, \quad (7.44)$$

$$\alpha_{\text{в.нр}} = 53,92 \cdot \left(\frac{0,353535}{0,04396} \cdot 0,83 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 481 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})}} = \frac{3952}{\sqrt[4]{T_{\text{к}} - T_{\text{ст}}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (7.45)$$

де r - теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

Питомий тепловий потік в апараті

з боку робочого тіла

$$q_{\text{аФвф}} = 3952 (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2. \quad (7.46)$$

з боку повітря

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в.нр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \text{ Вт/м}^2, \quad (7.47)$$

де $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби;

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

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{475} + \frac{0,03768}{0,03768 + 0,353535} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 475 (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт/м}^2.$$

Таблиця 6.2 - Прийнята температура стінки теплообмінника конденсатора

$T_{ст}, ДК$	$T_{к}-T_{ст}, ДК$	$q_a, Вт/м^2$	$T_{ст}-T_{в}, ДК$	$q_b, Вт/м^2$
315	5,6	14748	7,4	3525
317	3,6	10527	9,4	4495
319	1,6	5936	11,4	5445
320	0,6	2873	12,4	5940

Згідно даним таблиці 6.2 знаходимо значення $q_{F_{BH}} = 5500 \text{ Вт/м}^2$.

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{BH} = \frac{Q}{q_{F_{BH}}}, \text{ м}^2, \quad (7.48)$$

$$F_{BH} = \frac{73,3 \cdot 10^3}{5500} = 13,32 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH}}, \text{ м} \quad (7.49)$$

$$L = \frac{13,32}{0,03768} = 360 \text{ м}.$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{общ}}{L_1}, \quad (7.50)$$

$$a = \frac{360}{143,7} \approx 3.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{FBB} = \frac{q_{FBB}}{\theta_m}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (7.51)$$

$$\kappa_{FBB} = \frac{5500}{9,7} = 567 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

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

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (7.52)$$

$$L_1 = \frac{360}{3} = 120 \text{ м}.$$

Живий перетин

$$F_{\text{ж}} = 120 \cdot (0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 1,47 \text{ м}^2.$$

При висоті апарата рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (7.53)$$

$$n = \sqrt{\frac{120}{0,028}} = 65.$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_B = T_{B2} - T_{B1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho_o}, \quad (7.54)$$

$$\Delta T_{\epsilon} = \frac{17600}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 1,715 \cdot 7 \cdot 1,169} = 1,19^{\circ}.$$

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб із пластинчастим ребренням по формулі Гоголіна:

$$\Delta P = A \left(\frac{L}{d_{\text{эКВ}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (7.55)$$

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

$$\Delta P = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 48,9 \text{ Па.}$$

6.3 Розрахунок випарника

Вихідні дані:

Холодопродуктивність машини Q_0 , кВт.....	16
Температура води при вході в апарат t_{w1} , °C.....	12
Температура води при виході з апарата t_{w2} , °C.....	7
Температура кипіння робочого тіла t_0 , °C.....	4
Робоче тіло.....	Вода
Коефіцієнт ребрення F_H/F_{BH}	4
Середня логарифмічна різниця температур в апарату	

$$\theta_m = \frac{\Delta T_w}{2,3 \lg \frac{T_{w1} - T_0}{T_{w2} - T_0}}, \quad \text{K}^{\circ}, \quad (7.56)$$

$$\theta_m = \frac{5}{2,3 \lg \frac{285 - 277}{280 - 277}} = 5,103 \quad \text{K}^{\circ}.$$

Швидкість води в трубах випарника попередньо приймаємо $w = 1,5$ м/с. Тоді число труб в одному ході

$$n = \frac{4 \cdot V_s}{w \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (7.57)$$

де $V_s = 272$ м³/ч – витрата води у випарнику;

$d_{\text{вн}} = 0,0132$ м – внутрішній діаметр трубок у випарнику.

$$n = \frac{4 \cdot 272}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2} = 368$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (7.58)$$

де $\nu = 1,306 \cdot 10^{-6}$ м²/з – коефіцієнт кінематичної в'язкості води .

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{1,5 \cdot 0,0132}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 15160,8.$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \varepsilon_{\text{пер}}, \quad (7.59)$$

де $\text{Pr}_{\text{ж}}$ – число Прандля.

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot 15160,8^{0,8} \cdot 9,45^{0,43} \cdot 1 = 122.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_{\text{вFвн}} = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_s}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (7.60)$$

де $\lambda_s = 0,58 \text{ Вт/(м} \cdot \text{ДО)}$ - коефіцієнт теплопровідності води.

$$\alpha_{\text{вFвн}} = \frac{122 \cdot 0,58}{0,0132} = 5360,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла, віднесений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{аFвн}} = 1,073 \cdot p^{0,5} (T_{\text{ст}} - T_0) \epsilon_{\text{пр}} \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (7.61)$$

де p - тиск кипіння робочого тіла , Па;

$\epsilon_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив числа рядів при кипінні на оребренном пучку.

$$\alpha_{\text{аFвн}} = 1,073 \cdot (1,013 \cdot 10^5)^{0,5} (T_{\text{ст}} - T_0) \cdot 1,054 = 1434,3 \cdot (T_{\text{ст}} - T_0) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Тепловий потік в апарату

$$q_{\text{аFвн}} = \alpha_{\text{аFвн}} (T_{\text{ст}} - T_0), \quad (7.62)$$

$$q_{\text{аFвн}} = 1434,3 \cdot (T_{\text{ст}} - T_0)^2,$$

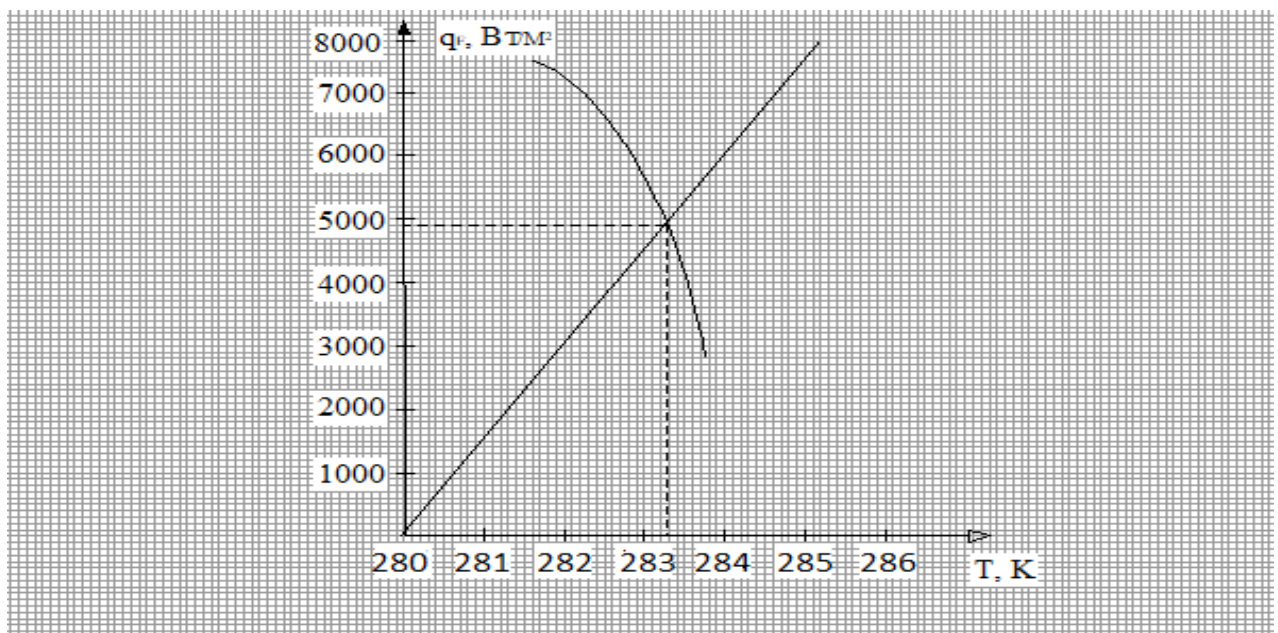
$$q_{\text{вFвн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вFвн}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}),$$

де $\sum \frac{\delta}{\lambda} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ - прийнятий термічний опір стінки й забруднень.

$$q_{\text{вФВН}} = \frac{1}{\frac{1}{5360,6} + 0,3 \cdot 10^{-3}} \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}) = 2055,3 \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}) \quad (7.63)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю й будуємо графік

$T_{\text{ст}}$	$T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}$	$q_{\text{вФВН}}$	$T_{\text{ст}} - T_0$	$q_{\text{аФВН}}$
281,5	4	8274	1,5	2184,4
282,5	3	6195	2,5	3612,7
283,5	2	4178	3,5	5047



Графік $q_{\text{ФВН}} = f(T)$

За графіком визначаємо

$$q_{\text{Фв}} = 4950 \text{ Вт} / \text{м}^2,$$

$$T_{\text{ст}} = 283,3 \text{ К.}$$

Тепловий потік віднесений до зовнішньої поверхні

$$q_{\text{Фн}} = q_{\text{ФВН}} \cdot \frac{F_{\text{ВН}}}{F_{\text{н}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (7.64)$$

$$q_{FH} = 4950 \cdot \frac{1}{4} = 1238 \text{ Вт} / \text{м}^2$$

Визначаємо поверхню теплообміну

$$F_{BH} = \frac{Q_0}{q_{FBH}}, \text{ м}^2, \quad (7.65)$$

$$F_{BH} = \frac{16000}{4950} = 3,23 \text{ м}^2.$$

8 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:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (8.1)$$

- 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
VRF-система	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

$$C_9 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_9 \cdot C_z \quad (8.3)$$

- где C_z - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_9 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_9 = 0,7 \cdot 30 \cdot 5840 \cdot 43,6 = 53471 \text{ грн/рік}$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3} \quad (8.4)$$

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 65 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 280 \text{ грн/рік}$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (8.5)$$

де C_{m1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який

визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (8.6)$$

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:

$$C_{пр} = 0,03 * C_{об} = 0,03 * 132979 = 3989 \text{ грн/рік} \quad (8.9)$$

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:

$$\Pi_i = C_i + E_n \cdot K_i = 3989 + 0,15 \cdot 156000 = 27389 \text{ грн} \quad (8.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = K/V = 545410/5700 = 9,56 \text{ грн} \quad (8.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = C/V = 136978/5700 = 24,03 \text{ грн} \quad (8.12)$$

- приведені витрати:

$$\Pi' = \Pi/V = 27389/5700 = 4,8 \text{ грн} \quad (8.13)$$

Річний економічний ефект

$$\mathcal{E}_k = C_2 \cdot N_2 - C_1 \cdot N_1. \quad (8.14)$$

- 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

$$E = \frac{\mathcal{E}\Sigma - \Pi}{K}. \quad (8.15)$$

- 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:

$$T = \frac{K}{\Sigma - I} = \frac{209974}{175900 - 55153} \approx 2,6 (\text{років}). \quad (8.16)$$

9. ОХОРОНА ПРАЦІ

При монтажі системи кондиціювання повітря важливо дотримуватися певних технік безпеки, щоб уникнути травм або неправильної установки.

1. Вимкніть живлення: Перш ніж почати монтаж, переконайтеся, що живлення системи кондиціювання вимкнено. Це забезпечить безпеку від електричного струму і запобіжить випадковому включенню системи під час монтажу.
2. Використовуйте захисне обладнання: Завжди надягайте безпечний одяг, включаючи рукавиці та окуляри. Це захистить вас від потенційних травм, що можуть виникнути під час роботи з гострими краями або різними компонентами системи.
3. Перевірте живлення: Перед розпочатком монтажу переконайтеся, що вхідне живлення відключене і напруга відсутня. Використовуйте відповідні прилади для перевірки наявності напруги та впевніться, що всі електричні лінії безпечні.
4. Розташуйте інструменти правильно: Перед початком монтажу переконайтеся, що ваші інструменти розташовані в безпечному місці, щоб уникнути випадкових травм або пошкоджень. Використовуйте стійку або робочий стіл, щоб утримувати інструменти, і не залишайте їх на небезпечних поверхнях.
5. Працюйте з партнером: Якщо монтаж вимагає підняття важких або незручних компонентів, спробуйте працювати з партнером. Це не тільки полегшить процес, але й забезпечить безпеку під час підйому та установки обладнання.
6. Використовуйте правильні методи монтажу: Перед монтажем ознайомтеся з інструкціями виробника та професійними нормами для встановлення системи кондиціювання. Дотримуйтесь рекомендацій

щодо підключення, укладання трубопроводів, фіксації компонентів тощо.

7. Підготуйтеся до витоків холодоагенту: При монтажі системи кондиціонування повітря може виникнути витік холодоагенту. Переконайтеся, що ви маєте необхідні засоби для відведення і збору речовини, а також для правильної вентиляції приміщення.
8. Перевірте працездатність: Після завершення монтажу переконайтеся, що система працює належним чином. Перевірте всі з'єднання на витік або протікання, а також впевніться, що всі електричні підключення правильні і безпечні.

Фреон R32 є одним з холодоагентів, який використовується в системах кондиціонування повітря та холодильних установках. Проте при роботі з фреоном R32 важливо дотримуватися певних технік безпеки, оскільки це хімічна речовина, яка може бути шкідливою при неправильному використанні або випадковому контакті. Ось кілька порад щодо безпеки при роботі з фреоном R32:

1. Використовуйте захисне обладнання: Перед початком роботи з фреоном R32, завжди надягайте захисні окуляри, рукавиці та маску, щоб уникнути прямого контакту з речовиною і запобігти подиханню її парів.
2. Проводьте роботу в добре провітрюваних приміщеннях: Фреон R32 має потенційну небезпеку утворення великих концентрацій парів, які можуть бути шкідливими для здоров'я. Робіть ремонт або обслуговування систем, які використовують R32, в добре провітрюваних приміщеннях або використовуйте витяжну вентиляцію.
3. Уникайте відкритого полум'я і жару: Фреон R32 є високовогнебезпечною речовиною. Уникайте контакту фреону з відкритим полум'ям, жаром або гарячими поверхнями, оскільки це може призвести до вибуху.

4. Уникайте пошкоджень контейнерів: Завжди перевіряйте контейнери з фреоном R32 на наявність пошкоджень перед використанням. У разі пошкодження не використовуйте такий контейнер і замініть його.
5. Зберігайте фреон в безпечному місці: Після використання фреон R32 зберігайте його в добре провітрюваному, прохолодному і сухому місці, віддаленому від джерел запалення та дітей. Застосовуйте всі необхідні заходи безпеки для зберігання хімічних речовин.

10. ВИСНОВКИ

Попередньо наведені розрахунки дозволили підібрати VRF систему яка буде найбільш оптимальним рішенням для даного проекту . VRF система з двох теплових насосів Daikin EWYT064CZO зі спіральними компресорами ERQ140 AV1 дозволить забезпечити комфортні умови знаходження в бомбосховищі , а також безпеку громадян за рахунок покращеної системи фільтрації повітря , а також системи регенерації кисню, яка була розроблена згідно міжнародних норм та вимог.

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

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Розрахунки систем кондиціонування і вентиляції. Одеса: «ТЭС», 2014. – 340 с.
2. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с.
3. Zhikhareva N. Modeling of energy efficient air condition // N.V Zhikhareva. / The scientific method. Poland – 2017. – No. 3. – P. 3–6.
4. Теплові насоси – альтернативне рішення для опалення. Держенергоефективності. 27 серпня 2020.
5. System Theory Models of Different Types of Heat Pumps. 18 червня 2013
6. Системи кондиціонування - призначення і класифікація <https://karno.ua/ua/conditioners/sistemy-kondicionirovaniya/>
7. Белова Е.М. 2006 р. [Центральні системи кондиціонування у будівлях.](#) Євроклімат
8. Кокорін О.Я. 2003 р. Сучасні системи кондиціонування.
9. Бурцев С.И. Блинов А.В [Монтаж, експлуатація та сервіс СКП.2005](#)
10. Титов В. П. Курсове та дипломне проектування з вентиляції громадянських і промислових будівель / Титов В. П. – М. : Стройиздат, 1985.
11. ДСТУ Б А. 3.2 – 12: 2009 Системи вентиляційні. Загальні вимоги:– Чинний від 01.08.2010. – К. : Мінрегіонбуд України, 2010. – 8 с.

12.ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування

повітря. – Чинний від 01.01.2014. – Київ: Мінрегіонбуд, 2013. – 141 с.

13. Жихарєва Н.В. Моделирование процессов кондиционирования воздуха. // Холодильная техника и технология. – 2000. №65. – С.54–59.

14.Юдин Е.Я., Белов С.В., Баланцев С.К. Охрана труда в машиностроении.- М.: Машиностроения, 1983.- 432с.

15.Малявина Е. Г. Тепловтрати будівлі/ АВОК-ПРЕСС, 2007. – 144 с

ДОДАТКИ

Розрахунок теплоприпливів