



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КОМПЛЕКСНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

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

Частина III

на тему «Проект системи кондиціонування повітря кінотеатру MULTIPLECS ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса

Здобувач Буяновський Б.О.

4 курсу ЕН141 - групи

Керівник к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

Консультант: к.т.н.доц. Когут В. О

⋮

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 28.05.2026 протокол №10
Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«20__» ____11__2025__ р.

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

Буяновський Богдан Олексійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Проект системи кондиціонування повітря кінотеатру MULTIPLECS ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса»

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

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 537.03 від 02.10.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 01.06.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , кінотеатру MULTIPLECS «Рів'єра»

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

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

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

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

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень: план приміщення з обв'язкою повітроводів; повітророзподілення, апарат ЦК , розташування кондиціонера

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

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

7. Дата видачі завдання:

Керівник _____ к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Буяновський Б.О..

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини	28.04-29.04.26	Виконано
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	30.04-01.05.26	Виконано
8.	Економічний розділ	03.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Буяновський Б.О.

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

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

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

Здобувач-дипломник _____ Буяновський Богдан Олексійович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Буяновського Богдана тема: “«Проект системи кондиціонування повітря кінотеатру MULTIPLECS TRЦ «Рів’єра» м. Одеса» складається з: 68 сторінок тексту, 18 рисунків, 21 таблиці, 22 посилань на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі Системи кондиціонування доцільно застосовувати VRF систему в залах для глядачів з великими тепловиділеннями і середніми вимогами до рівня комфорту.

Попередньо наведені розрахунки тепло-вологісного навантаження дозволили підібрати VRF систему яка буде найбільш оптимальним рішенням для даного проекту. VRF система з двох тепловими насосами Daikin EWYT064CZO20 та спіральними компресорами ERQ140 AV1 дозволять забезпечити комфортні умови знаходження в кінотеатрі, а також безпеку громадян за рахунок покращеної системи фільтрації повітря, а також системи регенерації кисню, яка була розроблена згідно міжнародних норм та вимог.

Ключові слова: торговий центр, кінотеатри, системи кондиціонування, компресор, конденсатор, випарник, теплоприливи, холодильний агент, тепловий насос, сховище

ANNOTATION

Bachelor's qualification work Buyanovs'e Bohdan topic: ““Project of the air conditioning system of the MULTITLECS cinema of the Riviera shopping center in Odesa” consists of: 68 pages of text, 18 figures, 21 tables, 22 references to literary sources.

In this qualification work, the Air Conditioning System is advisable to use the VRF system in auditoriums with large heat emissions and average requirements for the level of comfort.

The previously presented calculations of the body-humidity load allowed us to choose a VRF system that will be the most optimal solution for this project. The VRF system with two Daikin EWYT064CZO heat pumps and ERQ140 AV1 scroll compressors will ensure comfortable conditions in the cinema, as well as the safety of citizens due to the improved air filtration system, as well as the oxygen regeneration system, which was developed in accordance with international standards and requirements.

Keywords: shopping mall, cinemas, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, heat waves, refrigerant, heat pump

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	5
1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ	7
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ	9
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	10
3.1. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	10
3.2. Розрахунок теплопритоків (тепловтрат) і вологопритоків до повітря, що вентилює.	11
3.3. Розрахунок теплоприпливів в залах кінотеатру	13
3.3. Розрахунок теплоприпливів від інших джерел	15
3.5 Розрахунок вологовиділень	16
3.6 Визначаємо витрату повітря	17
3.7 Розрахунок тепло припливів в Холодний період року.	19
4 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ	21
5. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ СКП ТА ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ	24
5.1 Обґрунтування вибору встаткування СКП	24
5.2 Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів	32
5.3 Розрахунок установок кондиціювання повітря	28
5.4 Акустичний розрахунок системи шумоглушіння.	31
6. РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	36
7 ОБҐРУНТУВАННЯ УКРИТТЯ ДЛЯ КІНОТЕАТРУ	42
8 ОХОРОНА ПРАЦІ	48
9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ	58
ВИСНОВКИ	64
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	65

					«Проект СКП кінотеатру MULTIPLECS ТРЦ «Рів'єра»			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Буяновський Б.О			Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Жихарєва Н.В.					1	55
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								

ВСТУП

Кондиціювання повітря в кінотеатрах типу МУЛЬТІПЛЕКС має кілька специфічних особливостей, зумовлених їхньою структурою, розміром та функціональним призначенням. Основні моменти включають:

1. Розподіл повітря по залах. У мультиплексних кінотеатрах зазвичай кожен зал оснащений окремою системою кондиціювання або вентиляції, що дозволяє регулювати температурний режим та вологість відповідно до кількості відвідувачів і часу доби.

2. Підвищена вентиляція. Через велику кількість глядачів, потрібно забезпечувати ефективний обмін повітря для уникнення накопичення CO₂, запахів та підвищеної вологості. Це досягається за допомогою механічних вентиляторів, рекуператорів або систем вентиляції з фільтрами.

3. Ізоляція між залами. Для забезпечення комфорту та уникнення перехресного впливу запахів або шуму між залами системи кондиціювання часто мають ізольовану структуру. Це важливо для забезпечення індивідуального клімату в кожному залі.

4. Контроль температури та вологості. У мультиплексних кінотеатрах підтримується оптимальна температура (зазвичай 20–23°C) та рівень вологості (близько 50–60%) для комфортного перегляду і запобігання запотіванню скла та конденсату.

5. Планування роботи системи. Враховується інтенсивність відвідування, час перед сеансами і після, для економії енергії та підвищення ефективності кондиціонування. Наприклад, системи можуть запускатися заздалегідь перед відкриттям та відключатися після завершення роботи.

6. Збереження тиші. Оскільки основні роботи відбуваються під час сеансу, системи кондиціювання мають бути максимально тихими, щоб не заважати перегляду.

7. Використання сучасних технологій. Часто застосовують автоматизовані системи управління мікрокліматом, що забезпечують

стабільність і комфорт у кожному залі, а також дозволяють швидко реагувати на зміни у кількості людей чи зовнішніх умовах.

Загалом, кондиціювання в мультиплексах орієнтоване на створення максимально комфортних умов для глядачів, балансуючи між енергоефективністю, рівнем вентиляції та шумоізоляцією.

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є системи кондиціювання кінотеатру MULTIPLECS ТРЦ «Рів'єра»

Методи дослідження.

Чисельні методи оптимізації, проектування в середовищі AutoCAD.

Структура роботи.

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

Задачі дослідження.

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

Спроекувати систему ондиціювання повітря в кінотеатрах типу МУЛЬТІПЛЕКС зумовлених їхньою структурою, розміром та функціональним призначенням.

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

1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса.

Найменування об'єкта кінотеатру MULTIPLECS ТРЦ «Рів'єра»

Географічна широта: 48°

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

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

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

Температура зовнішнього повітря – $t_T = 28,6^{\circ}\text{C}$. (- $t_x = -18$ $^{\circ}\text{C}$ кДж/кг)

Розрахункова швидкість вітру – 4.4 м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_b = 22^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_b = 20^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\phi_b = 60\%$.

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

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 8.8^{\circ}\text{C}$.

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

2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

1 Мета проекту

Забезпечення комфортних кліматичних умов у всіх залах кінотеатру шляхом монтажу сучасної системи кондиціювання повітря, що відповідає санітарним та технічним вимогам.

2. Призначення системи

- Охолодження повітря в жаркий період
- Протягом холодних місяців — обігрів приміщень
- Вентиляція та очищення повітря від забруднень, запахів та шкідливих домішок
- Забезпечення оптимальної вологості та повітрообміну

3. Основні компоненти системи

- Котельні установки або фан-койли для обігріву і охолодження
- Вентилятори та вентиляторні установки для регулювання потоків повітря
- Повітроводи та каналізаційні системи для розподілу повітря до залах
- Фільтри для очищення повітря (глибокі фільтри, НЕРА, активоване вугілля)
- Внутрішні блоки (спліт-системи або касетні кондиціонери) у кожному залі
- Системи автоматичного управління (термостати, системи контролю клімату)

4. Технології та обладнання

Використовуються сучасні енергоефективні пристрої, що дозволяють знизити енергоспоживання та забезпечують стабільну роботу системи. Потрібно врахувати особливості приміщень — висоту стель, кількість та розміри залів.

5. Монтаж і проєктування

- Заздалегідь визначають місця розташування обладнання, враховуючи акустичні та пожежні норми

- Забезпечують правильне утеплення та гідроізоляцію повітроводів
 - Виробляють акустичне опрацювання, щоб зменшити шум роботи системи
6. Контроль і обслуговування
- Впроваджують системи автоматичного моніторингу параметрів клімату
 - Планують регулярне технічне обслуговування для підтримки системи в належному стані
7. Енергоефективність і екологічність
- Враховують можливість використання екологічних хладагентів
 - Впроваджують системи рекуперації тепла для зменшення енергопотреб і витрат

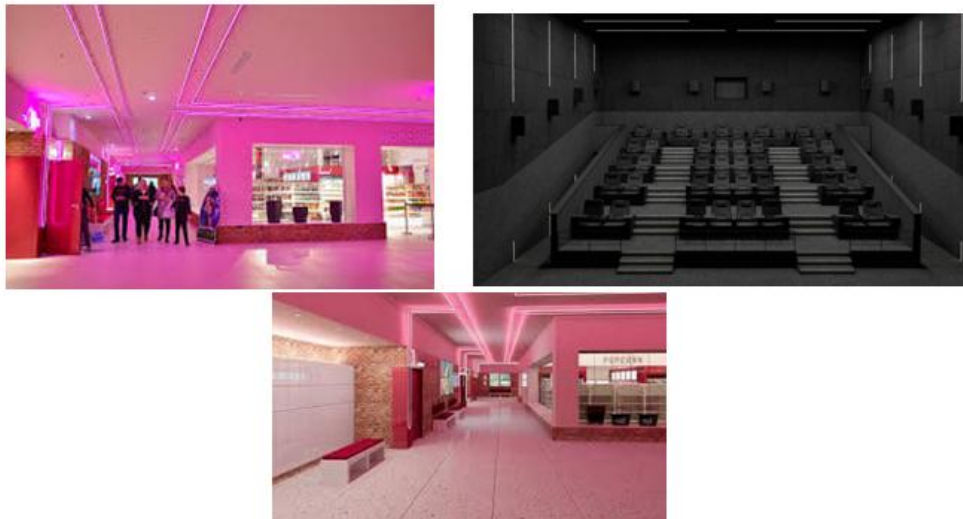


Рис1 кінотеатру в ТРЦ «Рів'єра»

Це короткий опис основних аспектів проекту системи кондиціонування для кінотеатру в ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса. Для повного технічного завдання потрібно додаткове детальне проектування з прив'язкою до конкретних умов приміщень і розрахунків навантажень. Це короткий опис основних аспектів проекту системи кондиціонування для кінотеатру в ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса. Для повного технічного завдання потрібно додаткове детальне проектування з прив'язкою до конкретних умов приміщень і розрахунків навантажень.

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 вологообміну, 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, приймаємо наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:

теплий період року – $t_v = 21^{\circ}\text{C}$; $\varphi_v = 50\%$; $\omega = 0,1\text{ м/с}$

холодний період року - $t_v = 20^{\circ}\text{C}$; $\varphi_v = 50\%$; $\omega = 0,2\text{ м/с}$

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

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

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

холодний період року - $t_v = -18^{\circ}\text{C}$; $h_v = -18,3\text{ кДж/кг}$;

3.2 Розрахунок теплопритоків (тепловтрат) і вологопритоків до повітря, що вентилює.

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

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:

$$K_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{ Вт/}(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.1)$$

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-ЦО шаруючи огороження;

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

$$K_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,15} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,376 \text{ Вт/}(\text{м}^2\text{К}).$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, утоплений у бітумну мастику

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,18$ Вт/(м · К);

3 шаруючи руберойду на бітумній мастиці

$\delta = 10$ мм; $\lambda = 0,17$ Вт/(м · К);

цементно-піщана стяжка

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,93$ Вт/(м · К);

пенополеуретан

$\delta = 120$ мм; $\lambda = 0,05$ Вт/(м · К);

залізобетонне збірне перекриття

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

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

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

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

Вибираємо коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу S шаруючи на границі поділу з [1]. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шаруючи огороження D , теплову інерцію огороження (D по формулах наведеним нижче:

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

де (δ - товщина шару огороження; λ - теплопровідність матеріалу

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

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1

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
Вікна подвійне скло в металевих роздільних плетіннях					0.61	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетон	2500	0,05	2,04	18,7	0,0245	0,458
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Перегородка між поверхами						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Заліз. плита	2500	0,2	2,04	18,7	0,098	1,833
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

3.3. Розрахунок теплоприпливів в залах кінотеатру

Для зовнішньої стіни по шару пінобетону: $D=6,43>1$, то

$$Y_{уст} = S_{пен}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (3.5)$$

$$Y_{уст} = 2,42 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для перегородок провадиться розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

$$Y_{\text{пер}} = R_{\text{м}} S_{\text{м}}^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.6)$$

де $S_{\text{м}}$ - коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу шаруючи на границі поділу, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$Y_{\text{пер}} = 2,66 \cdot 2,42^2 = 15,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Показник сумарного теплоусвоювання приміщення:

$$\Sigma Y = Y_{\text{ст}} A_{\text{ст}} + Y_{\text{ок}} A_{\text{ок}}, \text{ Вт}/\text{К} \quad (3.7)$$

де $A_{\text{ст}}$ – $A_{\text{ок}}$ - внутрішні поверхні огорожень приміщення й поверхні встаткування, м^2 .

$$\Sigma Y = 2267,5 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{\text{ст}} + A_{\text{ок}}), \text{ м}^2, \quad (3.8)$$

Визначаємо величину теплового потоку, через зовнішню стіну й заносимо в табл. 1, додаток 1:

$$Q_{\text{м}} = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{\text{нар}} + \rho \cdot \frac{j_{\text{сп}}}{\alpha_{\text{н}}} - t_{\text{н}} \right) + \frac{\beta_{\text{к}} \cdot \alpha_{\text{вн}}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{\text{м,с}} + \frac{\rho}{\alpha_{\text{н}}} \cdot \theta_2 \cdot A_{\text{і}} \right) \right] A_{\text{м}}, \quad (3.9)$$

де R – опір теплопередачі масивної конструкції, що огорожує, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ [3];

$t_{\text{нар}}$, $t_{\text{в}}$ – середня температура зовнішнього повітря в липні [5] і температура повітря в приміщенні;

$\rho = 0,3$ -коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею конструкції, що огорожує,

$J_{\text{сп}}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$ – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямій і неуважної), що надходить у липні варто приймати для горизонтальної й для вертикальної поверхні [5];

$\beta_{до}$ – коефіцієнт рівний 1, при відсутності вентиляованого повітряного прошарку в огороженні (покритті);

Теплоприливи від огороження												
Приміщення												
Зовнішня температура повітря	th	°C	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	
Розрахункова температура повітря в прим.	tw	°C	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29
Амплітуда добових коливань температ.	Δtc	°C	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Коеф. для обліку умов вент. покриття	k1		1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Коеф. теплвід. від зовнішньої пов. огр. до пов.	αн	Вт/м²К	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3
Коеф. теплвід. от внутр. пов. огр. до пов.	αвн	Вт/м²К	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Коеф. враховує затінення	α		0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Умовний температурний напір	θст		5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4
Розрахунок												
Коефіцієнт теплопередачі покрівлі	Kкр	Вт/мК	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Теплоприток через покрівлю	Qкр	Вт/мК	4798,08	2399,04	2399	2399	2399	2399	2399	2399	2399	2399
Теплоприйоми від огорожі												
Qогор	Вт		4965,24	2558,503	2566,2	2541	2558,5	2558,5	2558,5	2558,5	2558,5	2558,5

Рис 2. Теплоприливи від огороження

3.4 Розрахунок тепlopоступлення від різних джерел

Тепlopоступлення від людей

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

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{л}$ – тепловиділення від однієї людини, Вт.(3.11)

Теплоприйоми від висвітлення , приймаємо 2 Вт/м^2 . бо освітлення не завжди

$$Q_{осв1} = 3850,6 \cdot 12 = 46207,2 \text{ Вт}.$$

Теплоприйоми від різних джерел												
Тепловиділення від людей												
Кількість чоловіків	n	чел	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	
Кількість жінок	n	чел	40	20	20	20	20	30	30	30	30	30
Кількість тепла виділяє 1 чол.	ql	Вт	60	30	30	30	30	30	30	30	30	50
Робота середньої тяжкості			100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Розрахунок												
Тепловиділення (середньої тяжкості)	Ql	Вт	4051	2022,5	2022,5	2022,5	2022,5	3022,5	3022,5	3022,5	3022,5	3037,5
Тепловиділення від обладнання												
Коеф. освітлення	ξ		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Коеф. завантаження електродвигуна	Kзав		0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Розрахунок												
Теплоприйоми від обладнання		Вт	896	448	896	896	940,8	940,8	940,8	940,8	940,8	940,8
Теплоприйоми від штучного освітлення												
Коеф. освітлення	Kосв		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Коеф. обліку частки тепла	Вт/м²		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Площа стелі	м²		288	144	144	144	144	144	144	144	144	144
Сумарні теплоприйоми від р.д												
Qсум ^{р.д}	Вт		5235	2614,5	3062,5	3062,5	3107,3	4107,3	4107,3	4107,3	4107,3	4122,3

Рис 3. Теплоприливи від різних джерел

3.5 Розрахунок вологовиділення

Виділення вологи від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{л}}, \text{ кг/с} \quad (3.11)$$

де n – число людей у приміщенні;

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

$$W_{\text{л}} = 85 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} = 2,975 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Визначаємо вологовиділення від вологого збирання

$$W_{\text{вл.у.}} = \sigma F_n (d''_n - d_n) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.12)$$

σ – коефіцієнт вологообмін, кг/(м²·с)

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^{\text{в}}} = \frac{\alpha}{c_p^{\text{с.в.}} + c_p^{\text{п}} \cdot d_{\text{ср}}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.7)$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 18) / 2} = 0,007678 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

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

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

$$W_{\text{в.о.}} = 0,007 \cdot 262,5 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,} \quad (3.13)$$

Вологовиділення												
Зологовиділення від вологого прибирання			№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	
Вологовміст повітря в прим. насичен.	dv''	кг/кг с.в.	2,80E-02	2,80E-02	2,80E-02	2,80E-02	2,80E-02	1,03E+00	2,03E+00	3,03E+00	4,03E+00	
Вологовміст повітря прим.	dv	кг/кг с.в.	6,00E-03	6,00E-03	6,00E-03	6,00E-03	6,00E-03	6,00E-03	6,00E-03	6,00E-03	6,00E-03	
Площа загальної поверхні	Fзаг	м²	288	144	144	144	144	144	144	144	144	
Коефіцієнт конвективної тепловіддачі	Alk	Вт/м²·K	7	7	7	7	7	7	7	7	7	
Теплоємність повітря	Ср	Дж/кг·K	1033	1033	1033	1033	1033	1033	1033	1033	1033	
% Загальної поверхні підлоги	%	%	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	
Розрахунок												
Площа підлоги	Fпід	м²	28,8	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	14,4	
Співвідношення Льюїса	σ		0,00677638	0,006776	0,00677638	0,00678	0,006776	0,00678	0,00678	0,006776	0,006776	
Вологовиділення від підлоги	Wпол	кг/с	0,00429351	0,002147	0,00214676	0,00215	0,002147	0,09973	0,19731	0,294886	0,392466	
Вологовиділення від людей												
Кількість людей чоловік	n		40	20	20	20	20	30	30	30	30	
Кількість жінок	n		60	30	30	30	30	30	30	30	50	
Кількість вологи виділі 1 чол.	gl	Вт	2,30E-05	4,70E-05	4,70E-05	4,70E-05	4,70E-05	4,70E-05	4,70E-05	4,70E-05	4,70E-05	
Розрахунок												
Вологовиділення від людей	Wл	кг/с	9,20E-04	9,40E-04	9,40E-04	9,40E-04	9,40E-04	1,41E-03	1,41E-03	1,41E-03	1,41E-03	
Сумарні вологовиділення		Wпол	кг/с	5,29E-03	3,21E-03	3,27E-03	3,32E-03	3,38E-03	1,02E-01	1,99E-01	2,97E-01	3,95E-01

Рис 4. Вологовиділення в приміщенні

3.6 Визначаємо витрату повітря

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.14)$$

пловлажностной характеристики і визначення масової вит			№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9
Сумарний теплоприток	Qпр	Вт	10200,235	5173,003	5628,6952	5603,52	5665,8029	6665,803	6665,8029	6665,803	6680,8029
Сумарні вологовиділення	Wсум	кг/с	5,77E-04	2,97E-04	3,03E-04	3,08E-04	3,14E-04	3,68E-05	3,88E-05	4,08E-04	4,27E-05
Прихований теплоприток	Qприх	Вт	1,44E+03	7,43E+02	7,57E+02	7,70E+02	7,84E+02	9,21E+01	9,70E+01	1,02E+03	1,07E+02
Явний теплоприток	Qявн	Вт	8758,8477	4429,752	4871,8914	4833,164	4881,89361	6573,732	6568,8023	5646,499	6573,94271
Тепловологісна х-ка процесу	Eps	кДж/кг.К	17691,695	17399,92	18593,641	18184,83	18069,0641	180996,8	171798,05	16348,91	156297,745
Масова витрата вентиляованого повітря											
Температура ВХІД	tw	°C	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Температура ВИХІД	tn	°C	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Ентальпія ВХІД	hn	кДж/кг	36	36	36	36	36	36	36	36	36
Ентальпія ВИХІД	hn	кДж/кг	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Вологовміст повітря ВХІД	dn	кг/кг с.в	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03
Вологовміст повітря ВИХІД	dv	кг/кг с.в	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03
Робоча різниця температур	Δtp	°C	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Баланс загальної теплоти	G1	кг/с	1,7000392	0,862167	0,9381159	0,93392	0,94430048	1,110967	1,1109672	1,110967	1,11346715
Баланс явної теплоти	G2	кг/с	1,7413216	0,733889	0,6918335	0,600542	0,53919744	0,653453	0,5936022	0,467735	0,50267187
Баланс вологи	G3	кг/с	5,24E-01	2,70E-01	2,75E-01	2,80E-01	2,85E-01	3,35E-02	3,53E-02	3,71E-01	3,89E-02
Мас. Витрата вент. Повітря	Gb	кг/с	1,7413216	0,862167	0,9381159	0,93392	0,94430048	1,110967	1,1109672	1,110967	1,11346715
Вибір кондиціонера											
Загальна мас витрата вент пов	GoB	кг/с	9,8661938								

Рис 5. Тепловологісна характеристика процесу та витрата повітря

$$\varepsilon = \frac{10,2}{5,77 \cdot 10^{-3}} = 17600 \quad \text{кДж/кг}. \quad (3.15)$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_b - h_n}, \text{ кг/с}, \quad (3.16)$$

$$G_1 = \frac{153,2}{50 - 44,5} = 27,85 \text{ кг/с},$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

$$G_2 = \frac{146,7}{1,0235 \cdot 5} = 28,66 \text{ кг/с}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.18)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 9,7 \cdot 10^{-3} = 1,0235 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_b - d_n}, \text{ кг/с.} \quad (3.19)$$

$$G_3 = \frac{4,62 \cdot 10^{-3}}{(10,8 - 10,6)10^{-3}} = 23,1 \text{ кг/с.} \quad (.20)$$

Вибираємо $G = 9,66 \text{ кг/с.}$

Загальна мас витрата вент пов	Goб	кг/с	10,564319
Повна корисна продуктивність кондиціонера	Lpol	м³/ч	31692,957
Коефіцієнт обліку протікання в мережі воздуховода	K		1,03
Продуктивність кондиціонера з урахуванням протікання в мережі воздуховода	Lpol	м³/ч	32643,746

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.

3.7 Розрахунок тепло припливів в Холодний період року.

Зовнішня температура повітря $t_n = -15^\circ\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_n = -18,3 \text{ кДж/кг}$ [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с,}$$

$$G_x = 9,9 \text{ кг/с.}$$

3.2.2.1 Розрахунок тепловиділень від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ст}} \text{ Вт,}$$

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

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м^2 ;

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

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

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

3.2.2.2 Розрахунок тепловиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q^3_{л} = Q^л_{л}, \text{ Вт},$$

$$Q^3_{л} = 12140 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

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

$$Q^3_{осв} = 3,472 \text{ кВт}.$$

Повний теплоприплив

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

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

Повне вологовиділення

$$W^3_{пол} = W^л_{пол}, \text{ кг/с},$$

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

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

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

Визначаємо тепловологу характеристику

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

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

1	ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ											
2												
3	Тепловтрати через огороження											
4	Тепловтрати через стіну											
5	Приміщення											
6	Зовнішня температура повітря	tн	°C	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9
7	Розрахункова температура повітря в прим.	tв	°C	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18
8	Площа стіни	Fстіни	м²	50	39	50	14	39	39	39	39	39
26	Розрахунок											
27	Коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни	Kст	Вт/м²К	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
28	Теплоприток через стіну	Qст	Вт	-703	-548,34	-703	-196,84	-548,34	-548,34	-548,34	-548,34	-548,34
77	Коефіцієнт теплопередачі покрівлі	Kкр	Вт/мК	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
78	Теплоприток через покрівлю	Qкр	Вт/мК	-4377,6	-2188,8	-2188,8	-2188,8	-2188,8	-2188,8	-2188,8	-2188,8	-2188,8
79												
80												
81	Теплопритоки від огорожі	Qогор	Вт	-5579,8	-3236,34	-3391	-2884,84	-3236,34	-2737,14	-2737,14	-2737,14	-2737,1
82												
117	Повні тепловиділення	Qогр ^{пол}	Вт	3003,08	1319,964	1706,1	1908,564	1812,76	3012,444	3012,44	3012,44	3027,44
118	Повні вологовиділення	Wпол	кг/с	5,77E-03	2,97E-03	3,03E-03	3,08E-03	3,14E-03	3,68E-03	3,88E-03	4,08E-03	4,27E-03

4. ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ

Із отриманих розрахунків в попередніх розділах, ми вирішили встановити мультизональну VRF систему фірми DAIKIN для кожного приміщення .з двома тепловими насосами 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.

Таблиця 2 Характеристики EWYT064CZO

Характеристики	
Виробник	Daikin
Охолодження конденсатора	Повітряне
Тип компресора чіллера	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

Таблиця 3 Характеристики ERQ140 AV1

Характеристики	
Виробник	Daikin
Холодопродуктивність	14 кВт
Теплопродуктивність	16 кВт
Робочий діапазон (охолодження)	-5° C...+46° C
Робочий діапазон (обігрів)	-20° C...+15,5° C
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. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ СКП ТА РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРІЗПОДІЛЕННЯ

5.1 Обґрунтування вибору встаткування СКП

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

$$L = \frac{3600 \cdot G_v}{\rho}, \quad (5.1)$$

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

Для системи K_1 корисна об'ємна витрата повітря буде дорівнює:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 10,6}{1,2} = 85980 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілу обладнання підбираємо по наступних об'ємних витратах:

- для системи K_1

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

$$L_1^n = 1,04 \cdot 85980 = 89419,2 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

5.2 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 межах, що рекомендують, тобто в 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

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

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

$L = 2600 \text{ м}^3/\text{ч}$ – 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

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

$$v = \frac{2600}{3600 \cdot 0,14} = 5,17 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт тертя

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

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

$$\Delta P = \left(l \cdot \frac{\lambda}{d_3} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{ Па,}$$

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

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

$$\Delta P = \left(l \cdot \frac{\lambda}{d_3} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{ Па,} \quad (5.7)$$

$$\Delta P = \left(2 \cdot \frac{0,0198}{0,226} + 4 \right) \cdot \frac{1,2 \cdot 3,47^2}{2} = 39,06 \text{ Па.}$$

Розрахунок інших галузей магістралі зведений у додаток 2, таблицях 1-

2. Таблиця 5.1 - Характеристика вентиляційних систем

Обозначення систем	Тип установки	Вентилятор			Електродвигун		
		Тип	L, м³/ч	P, Па	Тип	N, кВт	n, про/хв
П1	RK 600x350	відцентровий	2500	250	IP44	1,98	1200
П2	RK 800x500	відцентровий	4900	260	IP44	3,0	1300
B1, B2, B12	DD9-9	відцентровий	1200	150	IP44	0,17	1200
B3, B4, B8	CK 200Y	канальний	600	280	IP44	0,178	2500
B5, B7	CK250C	канальний	700	280	IP44	0,185	2420
B6	BP-88-72,1 N5.1	відцентровий	4200	250	IP44	0,55	915
B9	CK160C	канальний	450	220	IP44	0,1	2480
B10	DD 7-7	відцентровий	500	200	IP44	0,059	1300
B11	DD 7-7	відцентровий	800	200	IP44	0,147	1200
B13	DD 7-7	відцентровий	700	150	IP44	0,008	1300
B14, B17	DOSPEL120 S	канальний	70	40	IP44	0,027	-

5.3 Розрахунок установок кондиціювання повітря

Повітронагрівачі збирають із базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють із біметалічних труб зі спіралью - накатним оребренням. По трубках повітронагрівачів проходить гаряча вода, а з боку зовнішньої поверхні рухається повітряний потік, зумовлюваний роботою вентиляторів або ежекторів. Ефективність тепловіддачі з боку потоку гарячої води стінки труби значно вище, ніж тепловіддача від зовнішньої поверхні до потоку повітря. Для інтенсифікації тепловіддачі з боку зовнішньої поверхні труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього оребрення трубок.

Розрахунок повітронагрівача зводиться до визначення числа рядів труб по ходу повітря й температури теплоносія на вході й виході з апарата.

Вихідні дані:

- $t_1 = -18^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 12^{\circ}\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 70^{\circ}\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{w2} = 40^{\circ}\text{C}$ - температура води на виході;
- витрата повітря.

Визначаємо кількість теплоти, необхідне для нагрівання повітря

$$Q_m = G c_p (t_{2} - t_{1}) , \quad (5.8)$$

де $G = 1,57$ кг/с- витрату що нагріває припливного зовнішнього повітря;

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

t_{1}, t_{2} - початкова й кінцева температура повітря, що нагріває, (C.

$$Q_m = 1,57 \cdot 1,006(12 - (-18)) = 47,38 \text{ кВт} .$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія

$$G_w = \frac{Q_m}{c_w \cdot (t_{w1} - t_{w2})} , \text{ кг/с}, \quad (5.9)$$

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

t_{wBX}, t_{wBIX} - початкова й кінцева температура гарячої води на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}$ С.

$$G_w = \frac{9,98 \cdot 1,006 \cdot (12 + 18)}{4,19 \cdot (70 - 49)} = 0,66 \text{ кг/с.}$$

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_{wBX} , максимальний-можливий нагрівання витрати повітря при теплоємності порівн визначається вираженням

$$Q_{f \max} = G \cdot c_p \cdot (t_{w66} - t_{6x}), \text{кВт.} \quad (5.10)$$

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

$$Q_m = G c_p (t_{62} - t_{6x}), \text{кВт.} \quad (5.11)$$

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

$$\theta_t = \frac{Q_m}{Q_{f \max}} = \frac{t_2 - t_{6x}}{t_{w66} - t_{6x}}, \quad (5.12)$$

$$\theta_t = 7 \frac{12 + 18}{69,9 + 18} = 0,38.$$

Визначаємо показник відносин теплоємність потоків

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (5.13)$$

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

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 0,29$

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (5.14)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (5.15)$$

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

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

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (5.16)$$

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

ν - швидкість повітря;

m - показник ступеня [12];

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

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа}, \quad (5.17)$$

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

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

5.4 Акустичний розрахунок системи шумоглушіння.

Джерелом аеродинамічного шуму є вентиляторні установки, тому в системах кондиціонування повітря й вентиляції на нагнітальній й усмоктувальній сторонах системи повітря розподілу найчастіше встановлюються шумоглушники. Спектр аеродинамічного шуму - вентиляторних установок складається майже із всіх частот діапазону від 63 до 8000 Гц. Акустичний розрахунок системи повітря розподілу проводиться по кожній октавній смузі. По кожній октаві частот визначається довжина глушителя. У проект приймається максимальна розрахункова його довжина.

Ціль акустичного розрахунку:

- визначити шум, створюваний вентилятором і генерований по шляху руху повітряного потоку в різних елементах мережі повітря розподілу;
- розрахувати зниження рівня звукової потужності в мережі;
- розрахувати довжину обраного типу шумоглушника.

Методика розрахунку:

Загальний рівень звукової потужності аеродинамічного шуму вентилятора для усмоктувальної сторони

$$L_{p.общ.} = \bar{L} + 25 \lg \cdot 0.1 \cdot H + 10 \lg \cdot Q + \sigma; \text{ дБ}, \quad (5.8)$$

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.

$$L_{p.общ.} = 48 + 25 \lg 0,1 \cdot 668 + 10 \lg 1,57 + 2 = 69,8 \text{ дБ}.$$

Визначаємо активні рівні звукової потужності шуму вентилятора, випромінюваної в мережу

$$L_{p.в.} = L_{p.общ.} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ дБ}, \quad (5.9)$$

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.

$$L_{p.B}^{63} = 69,8 - 11 + 7,5 = 66,3, \text{ дБ};$$

$$L_{p.B}^{125} = 69,8 - 7 + 3 = 65,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.B}^{250} = 69,8 - 5 + 1 = 65,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.B}^{500} = 69,8 - 6 + 0 = 63,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.B}^{1000} = 69,8 - 9 + 0 = 60,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.B}^{2000} = 69,8 - 16 + 0 = 53,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.B}^{4000} = 69,8 - 21 + 0 = 48,8, \text{ дБ};$$

$$L_{p.B}^{8000} = 69,8 - 26 + 0 = 43,8, \text{ дБ}.$$

Октавні рівні звукового тиску, створюваного одним джерелом шуму

$$L = 10 \lg B - \Delta - 6, \text{ дБ}, \quad (5.10)$$

де B - постійна приміщення із джерелом шуму в розглянутій октавній смузі [7];

Δ - виправлення на розташування джерела шуму.

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

$$B = \mu \cdot B_{1000}, \text{ м}^2, \quad (5.11)$$

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

μ - постійний частотний множник.

$$B = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ м}^2,$$

$$L_r = 10 \lg 350 - 0 - 6 = 19,44, \text{ дБ},$$

$$L_{\text{и.ш.п.}} = 10 \lg n + 5, \text{ дБ}, \quad (5.12)$$

де n - загальне число прийнятих у розрахунках джерел шуму.

$$\Delta L_{\text{гл.тр.}} = L_{\text{р.общ.}} - L_{\text{р.в.}} - L_{\text{п}} + L_{\text{и.ш.п.}}, \text{ дБ}. \quad (5.13)$$

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

Таблиця 5.2 - Середньгеометричні частоти октавних смуг

определ. величина	Середньгеометрична частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\bar{L}$	48	48	48	48	48	48	48	48
ΔL_1	11	7	5	6	9	16	21	26
ΔL_2	7,5	3	1	0	0	0	0	0
$L_{\text{р.общ.}}$	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8	69,8
$L_{\text{р.в.}}$	66,3	65,8	65,8	63,8	60,8	53,8	48,8	43,8
$L_{\text{п}}$	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44	19,44
$L_{\text{и.ш. п.}}$	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
$\Delta L_{\text{гл.тр.}}$	7,56	8,06	8,06	10,06	13,06	20,06	25,46	30,06

Аеродинамічний опір шумоглушника:

$$\Delta H = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{глуш.}}} \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \text{ (кПа)}, \quad (5.14)$$

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

λ - коефіцієнт тертя, Вт/м²;

L - довжина глушителя, м;

ρ - щільність повітря, кг/м³;

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

$$d_{\text{гл}} = \frac{2AH}{A + H}, \text{ м}, \quad (5.15)$$

де A - відстань між пластинами, м;

H - висота глушителя, 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 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1 Обґрунтування режиму роботи холодильної машини. Тепловий розрахунок циклу

Конструктивний і тепловий розрахунок спірального компресора.

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

Робочі процеси гвинтового компресора протікають у порожнині обмеженою поверхнею западини зуба, двома торцевими кришками, поверхнею корпусу.

Вибір конструктивних даних [8]

Діаметр окружностей виступів роторів

$$2R_1 = 2R_2, \text{ мм}, \quad (6.1)$$

$$2R_1 = 120 \text{ мм.}$$

Діаметр окружностей западин

$$2r_1 = 2r_2, \text{ мм}, \quad (6.2)$$

$$2r_1 = 80 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини ротора

$$L = 200 \text{ мм.}$$

Відносна довжина

$$\bar{L} = \frac{L}{D}, \text{ мм}, \quad (6.3)$$

$$\bar{L} = \frac{200}{120} = 1,6 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань роторів

$$A = R_1 + r_1, \text{ мм}, \quad (6.4)$$

$$A = 60 + 40 = 100 \text{ мм.}$$

Кути закручення роторів

$$\varphi_{31} = 270^\circ \quad \varphi_{32} = 180^\circ$$

Кутові розміри вікон усмоктування й нагнітання

$$\varphi_{вс1} = 270^\circ \quad \varphi_{вс2} = 180^\circ$$

$$\varphi_{н1} = 45^\circ \quad \varphi_{н2} = 30^\circ$$

Площа перетину зуба провідного ротора

$$f_1 = 10 \text{ см}^2$$

Розрахунок

Для роботи холодильної машини використаємо хладон R407C, 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: $t_{\text{води}} = 7^\circ \text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, ^\circ \text{C}, \quad (6.5)$$

$$t_o = 7 - 5 = 2^\circ \text{C}.$$

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

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_n + (8...15) ^\circ \text{C}, \quad (6.6)$$

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

$$t_k = 28,6 + 10 = 40 ^\circ \text{C}.$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \quad (6.7)$$

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

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

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

Визначаємо температуру в точечі 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, ^\circ \text{C}, \quad (6.8)$$

$$t_1 = 2 + 10 = 12 ^\circ \text{C}.$$

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

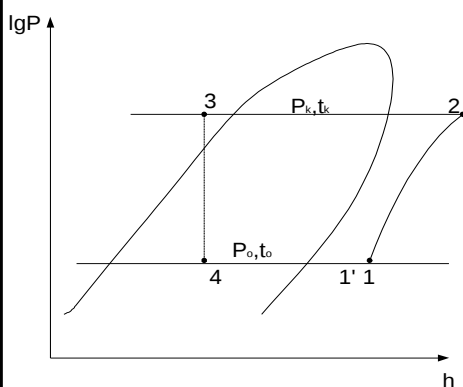


Рис. 1 - Цикл холодильної машини

Зробимо тепловий розрахунок

Обсяг западин провідного ротора

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3, \quad (6.9)$$

$$V_{01} = \left[3,14(60^2 - 40^2) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 10 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,2 = 1,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Обсяг западин веденого ротора

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3, \quad (6.10)$$

$$V_{02} = 1,14 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{4}{6} = 0,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Теоретичний обсяг, описаний гвинтовим компресором

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.11)$$

$$V_T = (1,14 + 0,76) \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 4 = 0,054 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж/кг}, \quad (6.12)$$

$$q_0 = 419 - 245 = 174 \text{ кДж/кг}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3, \quad (6.13)$$

$$q_v = \frac{174}{0,054} = 3222 \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}, \quad (6.14)$$

$$l_a = 452 - 422 = 30 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0}, \quad (6.15)$$

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

Повна холодопродуктивність

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}, \quad (6.16)$$

$$Q_0 = 0,054 \cdot 0,8575 \cdot 3222 = 58 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}, \quad (6.17)$$

$$G_a = \frac{58}{174} = 0,34 \text{ кг/с}.$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}, \quad (6.18)$$

$$N_a = 0,34 \cdot 30 = 12,4 \text{ кВт}.$$

Ефективний КПД

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right), \quad (6.19)$$

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

Ефективна потужність компресора

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт}, \quad (6.20)$$

$$N_e = \frac{12,4}{0,65} = 19,1 \text{ кВт}.$$

Ефективний коефіцієнт перетворення

$$COP_e = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (6.21)$$

$$COP_e = \frac{58}{24,8} = 2,4.$$

Електрична потужність компресора

$$N_{\partial\partial} = \frac{N_e}{\eta_{\partial\partial}}, \text{ кВт}, \quad (6.22)$$

$$N_{\partial\partial} = \frac{24,8}{0,88} = 28,2 \text{ кВт}.$$

Електричний коефіцієнт перетворення

(6.23)

$$COP_{\partial\partial} = \frac{58}{28,2} = 2,06.$$

Вибираємо чилер фірми Daikin EUWAB030BZY з спіральним компресором із продуктивністю 62 кВт.

7. ОБГРУНТУВАННЯ УКРИТТЯ ДЛЯ КІНОТЕАТРУ

Підвищення стабільності кінотеатру

Захист персоналу кінотеатру від зброї масової поразки й інших сучасних коштів нападу супротивника досягаються максимальним здійсненням всіх захисних заходів цивільної оборони, найкращим використанням всіх способів і коштів захисту.

Основними способами захисту супермаркету від зброї масової поразки є:

- своєчасне оповіщення всього персоналу про погрозу по сигналі;
- розосередження в заміській зоні працівників і службовців супермаркету, що продовжують свою діяльність;
- укриття персоналу в захисних спорудженнях;
- використання коштів індивідуального захисту.

Крім цього організується й проводиться загальне навчання персоналу способам захисту. Передбачається захист продовольства, споруджень на системах водопостачання й водозаборів на піднімальних джерелах води від зараження радіоактивними, отруйними речовинами й бактеріальними коштами, радіаційна, хімічна й бактеріологічна розвідка, установлення режимів захисту працівників, а також дозиметричний і лабораторний (хімічний і бактеріологічний) контроль. Плануються профілактичні протипожежні, протиепідемічні й санітарно-гігієнічні заходи, рятувальні й невідкладно аварійно-відбудовні роботи (СНАВР) у вогнищах поразки, санітарна обробка людей, знезаражування техніки, одягу, взуття, території й споруджень.

Основна частина.

Укриття персоналу кінотеатрув захисних спорудженнях є найбільш надійним способом захисту від зброї масової поразки й інших сучасних коштів нападу супротивника.

Захисні спорудження – це інженерні спорудження, спеціально призначені для захисту персоналу від ядерної, хімічної й бактеріальної зброї, а також від впливу можливих вторинних вражаючих факторів при ядерних вибухах і застосуванні звичайних коштів поразки. Ці спорудження, залежно від захисних властивостей підрозділяються на притулки й протирадіаційні вкриття (ПРУ). Крім того, можуть застосовуватися найпростіші вкриття - щілини.

Притулки - спорудження, що забезпечують надійний захист людей від всіх вражаючих факторів ядерної зброї - від ударної хвилі, світлового випромінювання, що проникає радіації (включній і нейтронний потік) і від радіоактивного зараження. Притулку захищають також від отруйних речовин і бактеріальних коштів, від високих температур і шкідливих газів у зонах пожеж і від уламків й обвалів руйнувань при вибухах.

Люди можуть перебувати в притулках тривалий час, навіть у завалених притулках безпека їх забезпечується протягом декількох доби. Надійність захисту в притулках досягається за рахунок створення санітарно-гігієнічних умов, що забезпечують нормальну життєдіяльність людей у притулках у випадку зараження навколишнього середовища на поверхні радіоактивними, отруйними речовинами й бактеріальними коштами або виникнення масових пожеж.

Найпоширенішийо убудовані притулки. Під них звичайно використовують підвальні або напівпідвальні поверхи виробничих, суспільних житлових будинків.

Безмовно також будівництво притулків у вигляді окремих вартих споруджень. Також притулку повністю або частково поглибленної й обсіпані зверху й з боків ґрунтом. Під них можуть бути пристосовані різні підземні переходи й галереї, метрополітени, гірські вироблення.

Розрахунок Укриття .

На об'єкті один притулок у якому є: приміщення для вкривають площею $S_n = 185 \text{ м}^2$, місце для санітарного поста – 2 м^2 , тамбур шлюз – 10 м^2 , допоміжні приміщення – $68,5 \text{ м}^2$. Висота приміщень $2,4 \text{ м}$.

Чисельність людей, що працюють у супермаркеті й відвідувачів $N = 250$. Виходячи з того, що висота приміщень дозволяє встановити двох'ярусні нари, приймаємо в якості розрахункові норми площі на один що вкриває $S = 0,5 \text{ м}^2 / \text{чел}$.

Розрахункова кількість місць у притулок:

$$m = \frac{S_n}{S_1} = \frac{185}{0,5} = 370 \quad (7.1)$$

Знайдене число визначає місткість притулку за умови, що обсяг приміщень розраховуючи на один що вкриває $1,5 \text{ м}^3 / \text{чіл}$.

Перевіряємо відповідність обсягу нормам на одну людину:

$$V_1 = \frac{V_0}{m} = \frac{S_0 h}{m} = \frac{265,5 \cdot 2,4}{370} = 1,72 \text{ м}^3 / \text{чел} \quad (7.2)$$

S_0 – загальна площа приміщень

h – висота приміщень.

Визначаємо необхідна кількість нар для розміщення що вкривають.

При довжині нар 180 див (на 5 чоловік одні нари) необхідно встановити:

$$H = 370 / 5 = 74 \text{ (нари)}$$

Розташування супермаркету щодо притулку:

$N = 250$ чіл – на відстані 50 м .

Час укриття людей - не більше 8 хвилин.

Визначаємо час, необхідний робітником, щоб дійти до притулку й зайняти в не м місце.

Відстань 100 м людей прискореним кроком проходить у середньому за 2 хвилини. На те, щоб зайти в притулок і зайняти місце, потрібно 2 хвилини.

Тоді для робітників супермаркету потрібно $t_3 = 1 \text{ мин} + 2 \text{ мин} = 3 \text{ мин}$.

Порівнюємо необхідний час для вкриття людей із заданим і переконуємося, що умови розташування притулку забезпечують своєчасне вкриття:

$$N_{свр} = 250 \text{ чел.}$$

Визначаємо показник, що характеризує інженерний захист об'єкта по своєчасному вкриттю персоналу:

$$K_{свр} = \frac{N_{свр}}{N} = \frac{250}{250} = 1 \quad (7.3)$$

Висновок: розташування притулку дозволяє вчасно вкрити всіх робітників (100%).

Таким чином, для забезпечення стійкого керування ЦО на об'єкті створюється пункт керування. Він, як правило, обладнається в захисних спорудженнях. Пункт керування повинен бути оснащений сучасними технічними коштами зв'язку й забезпечувати сприятливі умови для нормальної роботи керівного складу об'єкта. У ньому повинні бути підготовлені зручні місця для роботи з технічними коштами керування, місця для відпочинку, прийому їжі, надання медичної допомоги. На пункті керування ЦО об'єкта звичайно розміщаються: начальник ЦО, його заступники, начальник штабу зі своїм апаратом, начальники служб, працівники зв'язку й обслуговування.

Про погрозу нападу супротивника персонал сповіщається за місцем роботи відповідними посадовими особами - представниками адміністрації або штабів цивільної оборони об'єктів народного господарства по радіо, телебаченню й іншим коштам зв'язку.

З оголошенням погрози нападу супротивника в притулки й у протирадіаційні вкриття місткістю більше 50 чоловік прибувають призначені коменданти й ланки обслуговування притулків й укриттів; у протирадіаційних укриттях місткістю менше 50 чоловік й у найпростіших укриттів призначаються старші (звичайно із числа людей, що вкривають у них,). На

цих покладає підтримка захисних споруджень у готовності й організацій укриття в них персоналу.

Укриття персоналу в захисних спорудженнях, включаючи й найпростіші вкриття, провадитися по відповідних сигналах оповіщення цивільної оборони. Зрозуміло, якщо людина почує або побачить ядерний вибух сам, то нема чого чекати сигналу, необхідно негайно діяти відповідно до обстановки - іти в захисні спорудження або вживати інші міри захисту.

Заповнення захисних споруджень провадиться організовано й швидко. Люди розміщаються в них за вказівкою коменданта (старшого) по спорудженню; особи, що прибувають із дітьми, розміщаються в місцях спеціально відведених для них, що звичайно поблизу воздухо-подають каналів (труб коробів).

Після закінчення після прийнятого сигналу цивільної оборони часу, заздалегідь зазначеного місцевим органом керування ЦО, заповнення захисних споруджень припиняється, двері в них закриваються. У випадку ядерного удару супротивника в притулках включається фільтровентиляційна система по режиму чистої вентиляції; перемикання цієї системи на режим фільтровентиляції здійснюється по сигналі «Хімічна тривога». У протирадіаційних і найпростіших укриттів заповненні їхньої засувки у витяжних коробках закриваються.

У захисних спорудженнях необхідно строго дотримувати встановлені режими й порядок. Вкрива повинні беззаперечно виконувати всі розпорядження комендантів (старшого) і чергових по притулків або вкриттів. Вони зобов'язані, крім того, робити комендантові (старшому) і ланці обслуговування допомога в підтримці порядку в спорудженні. Дотримання строгої дисципліни - одне з головних умов надійного захисту вкривають у захисних спорудженнях.

Вкрива не дозволяється без потреби ходити по приміщеннях притулку або вкриття, курити, самотійно включати й виключати електроосвітлення,

інженерні агрегати й мережі, газові лампи й саморобні світильники, без дозволу брати інструмент, що перебуває в спорудженні.

У притулках й укриттях необхідно дотримувати тишу. У них можуть організуватися бесіди, читання в слух, і слухання радіопередач; дозволяється грати в тихі ігри (шахи, шашки й ін.).

8. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

8.1. Характеристика об'єкта

Кінотеатру, у якому перебуває велика кількість електроприладів, які одержують харчування від електричної мережі.

До системи повинне підводити харчування трьохпровідний електромережі напругою 220 У (фаза, нуль, земля). Необхідно також наявність шини заземлення для роботи електроприладів.

8.2. Основні шкідливі впливи

На даному об'єкті існують такі небезпечного й шкідливі для здоров'я людини впливу як поразка електричним струмом.

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин.

Як застосовувана речовина в системі кондиціонування використовується хладагент - фреон R410A. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8^\circ\text{C}$. R – R410A - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при змісті його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R410A складається з декількох компонентів, тому при його витокі він розпадається на свої складові. Гранично припустима концентрація (П. Д. К.) пар R410A у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами $400..550^\circ\text{C}$ або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташнивание, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі: скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування - ния повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів
Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в пліні доби.

До обслуговування допускаються особи старше 18 років На хладонових холодильних установках повітря з повітря видаляють через вповітровипускний вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

8.3. Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення. Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення. Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-витяжної вентиляцією.

8.4. Електробезпеність.

Відносно небезпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної небезпеки, з підвищеною небезпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЕ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної небезпеки поразки струмом.

Згідно ПУЕ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до приймачів III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-IIа (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзриво- і непожежебезпечних приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220В

Проектування електромереж здійснюється згідно вказівки по проектуванню науково-дослідних інститутів і лабораторій ДБН-16

Основною небезпекою на даному об'єкті є можливість поразки електричним струмом у мережі напругою 220В.

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5В. Тому що плата виконана з ізольованого матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль. Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого

замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витоку 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

При влученні під напругу у випадку поломки в самому розподільному щитку приміщення необхідно передбачити захисне заземлення, суть якого полягає в тому, що його опір у багато разів менше опору людського організму й струм, випливаючи по шляху найменшого опору буде стікати в землю по системі заземлення, а не через людину. Тому всі металеві частини розподільного щитка повинні бути заземлені, і опір системи заземлення не повинне перевищувати 4 Ом, згідно ПУЕ 1-7-65. Всі металеві частини встаткування повинні бути заземлені від цього ж заземлення, але тільки паралельно, а не послідовно.

Нижче приведемо розрахунок пропонованої системи заземлення.

Викопується траншея глибиною $t_0 = 0,5$ м. На дні траншеї забиваються вертикальні заземлители із труб діаметром $d = 0,033$ м (дюймовий прохід) і довжиною $l = 2$ м. Відстань по прямій між забивають трубами, що, $l' = l = 2$ м. Ґрунт у районі супермаркету – суглинок. Його фактичний питомий опір з діапазону табличних значень від 40 до 150 Ом*м, - приймаємо $c_\phi = 50$ Ом*м.

Кліматичний коефіцієнт, що враховує сезонні коливання опору ґрунту, з огляду на м'який клімат, приймаємо $\Psi = 1,2$.

Одержуємо розрахункове значення питомого опору ґрунту: $\rho_p = \rho_\phi \cdot \Psi = 60$ Ом*м.

Відстань від поверхні до центра заземлителя: $t = t_0 + \frac{\ell}{2} = 1,5$ м.

Розраховуємо опір одного вертикального заземлителя R_0 :

$$R_0 = \frac{\rho_p}{2\pi\ell} \left[\ln \frac{2\ell}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+1}{4t-1} \right] = 23,6 \text{ Ом} \quad (8.1)$$

Визначаємо число вертикальних заземлителів виходячи з необхідного опору системи заземлення $R_{\text{треб}} = 4 \text{ Ом}$: $n = \frac{R_0}{R_{\text{треб}}} = 5,9$

Округляємо до найближчого стандартного (2,4,6,10,20,40,60,100) значення ряду $n' = 6$ штук.

Визначаємо загальний опір вертикальних заземлителів R_ϵ :

$$R_\epsilon = \frac{R_0}{n' \cdot \eta_\epsilon} = 6,05 \quad (8.2)$$

де $\eta_\epsilon = 0,65$ - коефіцієнт використання вертикальних заземлителів.

Визначаємо довжину горизонтального заземлителя L :

$$L = (n' - 1) \cdot \ell' = 10 \text{ м} \quad (8.3)$$

Визначаємо опір горизонтального заземлителя:

$$R_\Gamma = K_\Gamma \cdot \frac{\rho_P}{2\pi \cdot L \eta_\Gamma} \cdot \ell n \frac{L^2}{t_0 \cdot d} = 9,35 \text{ Ом} \quad (8.4)$$

де $\eta_\Gamma = 0,72$ – коефіцієнт використання горизонтального заземлителя

$K_\Gamma = 1,05 \div 1,25$ -коефіцієнт, що враховує довжину провідника від закопаних у землі заземлителів до приміщення лабораторії. Приймаємо $K_\Gamma = 1,1$.

Визначаємо загальний опір системи заземлення:

$$R_{\text{сист}} = \frac{R_\epsilon \cdot R_\Gamma}{R_\epsilon + R_\Gamma} = 3,67 \text{ Ом} \quad (8.5)$$

$$R_{\text{сист}} < 4 \text{ Ом}$$

8.5. Розрахунок системи штучного висвітлення

Зробимо розрахунок системи штучного висвітлення, забезпечивши вимоги норм до даних приміщень.

Відповідно до вимог Державних санітарних правил і норм у даному приміщенні повинні використатися лампи денного світла типу ЛБ.

Розташуємо світильники рядами. Для забезпечення рівномірного розподілу освітленості необхідно щоб відношення відстані між центрами світильників L_k до висоти їхнього підвісу над робочою поверхнею H_p було дорівнює 1,4:

$$\frac{L_k}{H_p} = 1,4 \quad (8.6)$$

Висота від світильника до робочої поверхні дорівнює:

$$H_p = 3 - h_{pn} = 3,6 - 0,7 = 2,9 \text{ м}, \quad (8.7)$$

де $3 = 3,6 \text{ м}$ – висота стелі приміщення,

$$h_{pn} = 0,7 \text{ м}$$

Звідки відстань між світильниками:

$$L_k = H_p \cdot 1,4 = 2,9 \cdot 1,4 = 2,66 \text{ м} \quad (8.8)$$

Визначаємо число світильників:

$$N = \frac{A \cdot B}{L_k^2} = 162,7 \quad (8.9)$$

де $A = 60 \text{ м}$ - довжина приміщення,

$B = 44,7 \text{ м}$ - ширина приміщення.

Округляємо кількість світильників $N' = 164 \text{ шт.}$

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку визначаємо індекс приміщення i :

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} = 0,58 \text{ м} \quad (8.10)$$

Задавшись значеннями коефіцієнта відбиття стелі $\rho_{\text{п}} = 50 \%$ і коефіцієнта відбиття стін $\rho_{\text{с}} = 30 \%$ відповідно до типу світильника й отриманим індексом приміщення по знаходимо коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,52$.

Визначаємо світловий потік одного світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z}{N' \cdot \eta} = 20756,57 \text{ лм} \quad (8.11)$$

де $E_n = 400 \text{ лк}$ – нормована освітленість для даного типу приміщення, для газорозрядних ламп,

$S = 2682 \text{ м}^2$ – площа приміщення,

$k = 1,5$ – коефіцієнт запасу для даного приміщення ,

$z = 1,1$ – коефіцієнт нерівномірності висвітлення для люмінесцентних ламп.,
 $N' = 380$ – округлена кількість світильників,
 $\eta = 0,46$ - коефіцієнт використання світлового потоку .

По отриманому світловому потоці Φ з вибираємо лампу ЛГ80 зі світловим потоком 5220 лм (за ДСТ 6825-74) і встановлюємо по чотирьох лампи в один світильник, одержуючи сумарний світловий потік світильника 16280 лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку:

$$\Delta = \frac{20756,6 - 20880}{20756,6} \cdot 100 = -0,6\% \quad (8.12)$$

що входить у припустимий діапазон відхилень, від - 10% до + 20%.

Зробимо розрахунок споживаної потужності системи висвітлення:

$$P = n \cdot P_{\text{л}} = 164 \cdot 80 \cdot 4 = 52400 \text{ Вт} \quad (8.13)$$

де $n = 164$ штук - кількість установлених ламп;

$P_{\text{л}} = 80$ Вт – потужність однієї лампи.

8.6 Пожежна профілактика

Дане приміщення згідно Сніп 2.04.09-84, ставиться до 1-ої ступеня вогнестійкості (найнижча небезпека). У цьому випадку найбільш доцільним є гасіння пожежі вуглекислотою.

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу G_z :

$$G_z = G_{\text{г}} \cdot V_{\text{ном}} \cdot K_{\text{уп}} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг} \quad (8.14)$$

де $K_{\text{уп}}$ – коефіцієнт участі, що враховує особливості газообміну й витоку вуглекислоти через нещільності. Звичайно $K_{\text{уп}} = 1 \div 2$. Прийmemo $K_{\text{уп}} = 1,0$.

$G_{\text{г}} = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

$V_{\text{ном}} = 9655,2 \text{ м}^3$ – обсяг приміщення.

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_z}{V_б \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9 \quad (8.15)$$

де $V_б = 40$ літрів – ємність балона,

$\rho = 0,625$ кг/л - щільність вуглекислоти,

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_б = 338$ штук.

Згідно ДБН -16 у складі установки газового пожежогасіння крім розрахункового повинен бути стовідсотковий резервний запас огнетушительного речовини. Тому загальна кількість сорокалітрових балонів приймаємо 676 штук.

11.7. Виробнича санітарія

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря й заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря із приміщення й подачею в нього свіжого повітря.

11.8. Долікарська допомога

Долікарська допомога, перша допомога - це комплекс заходів, спрямованих на відновлення або збереження життя й здоров'я постраждалого, здійснюваними не медичними працівниками (взаємодопомога) або самим постраждалою (самодопомога).

У цьому випадку необхідно розглядати долікарську допомогу при поразці струмом.

При поразці електричним струмом необхідно якомога швидше звільнити потерпілого від дії струму, тому що від тривалості цієї дії залежить вага електротравми.

У першу чергу необхідно спробувати знеструмити лінію, під дією якої перебуває потерпілий, відключенням рубильника. Можна будь-яким непровідний струм предметом (суха дошка та інше) відкинути проведення від людини; відтягнути його від провідників за сухий одяг або попередньо

одягши діелектричні рукавички; перекусити проведення гострозубцями з діелектричними ручками.

При поразці струмом дуже часто смерть буває клінічної (“мнимої”), тому ніколи не слід відмовлятися від допомоги потерпілому й уважати його мертвим через відсутність подиху, серцебиття, пульсу. Смерть може констатувати тільки лікар, тому допомога необхідно робити до його прибуття. Якщо в потерпілого відсутнє свідомість, подих, пульс, шкірний покрив синюшний, а зіниці широкі, то можна вважати, що наступила клінічна смерть і негайно приступати до штучного дихання по способі “з рота в рот” і зовнішнього масажу серця. Якщо потерпілий перебуває в несвідомому стані, необхідно спостерігати за його подихом й у випадку порушення подиху через западання мови висунути нижню щелепу вперед, взявшись пальцями за її кути, і підтримувати її в такому положенні, поки не припиниться западання мови.

У жодному разі не можна дозволяти потерпілому рухатися, а тим більше продовжувати роботу, тому що відсутність видимих важких ушкоджень ще не виключає можливості наступного погіршення його стану. Тільки лікар може вирішити питання про стан потерпілого.

У жодному разі не можна заривати потерпілого в землю, тому що це принесе тільки шкоду й приведе до втрат дорогих для його порятунку хвилин.

У випадку неможливості виклику лікаря на місце події необхідно забезпечити транспортування потерпілого в найближчу лікувальну установу. Перевозити потерпілого можна тільки при задовільному подиху й стійкому пульсі. Якщо стан потерпілого не дозволяє його транспортувати, необхідно продовжувати надавати допомогу.

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.

$$K_{м}=0.03 \cdot 566624=16998.7(\text{грн});$$

$$K_{м}=0.15 \cdot 566624=84993,6(\text{грн});$$

$$K_{пр}=0.2 \cdot 566624=113324,8(\text{грн});$$

$$K=566624+16998,7+84993,6+113324,8=781941,1(\text{грн}).$$

Таблиця 7.1 - Капітальні вкладення на СКП

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
VRF-система	128000	шт.	4	512000
Жестяні повітроводи	75	п.м.	520	39000
Повітророзподільні дифузори	63	шт.	248	15624
Вся вартість обладнання				566624
Транспортні витрати				16998.7
Витрати на монтажні роботи				84993,6
Вартість проектних робіт				113324,8
Всього капітальних вкладень				781941,1

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

- где Π_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_e = 46345 \text{ грн} \quad (9.2)$$

Витрати на воду

$$C_e = B \cdot t_y \cdot \Pi_e \cdot 10^{-3} \quad (9.3)$$

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

Π_e – вартість 1 м³ води.

$$C_e = 84 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 362 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m_1} + C_{m_2} \quad (9.4)$$

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;

$$C_{m_1} = 0,1 \cdot V \cdot \Pi_x = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (9.5)$$

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

Π_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m_2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot \mu_m}{t_m} = \frac{3744 \cdot 8 \cdot 20}{3500} = 280 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right); \quad (9.6)$$

де t_ϕ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

$Ц_m$ – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_m = 184 + 280 = 464 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 152155 = 7605 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 \cdot K_{об} = 0,15 \cdot 152155 = 22823 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 77595 = 2328 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right). \quad (9.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	46341
Витрати на воду	362
Витрати допоміжні матеріали	464
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	7605
Амортизаційні відрахування	22823
Інші витрати	2328
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	79923

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$\Pi_i = C_i + E_H \cdot K_i = 77923 + 0,15 \cdot 209974 = 109419 (\text{грн.}). \quad (9.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{209974}{6450} = 32,5 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{м}^3} \right). \quad (9.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{77923}{6450} = 12 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (9.12)$$

- приведені витрати:

$$\Pi' = \frac{\Pi}{V} = \frac{109419}{6450} = 17 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (9.13)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

Знаючи вартість 1 Гдж теплової енергії визначимо вартість енергії, що утилізувала:

$$C_{ym} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5 (\text{тис. грн.}). \quad (9.14)$$

Річний економічний ефект

$$E = 17500 \text{ грн}$$

Економічна ефективність:

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

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

Термін окупності

Термін окупаемости капітальних вкладення визначимо по формулі:

$$T=3.5 \text{ роки} \quad (9.17)$$

Результати розрахунку зведемо в таблицю техніко-економічних показників СКП кінотеатру

Таблиця 12.3 - Техніко-економічні показники СКП кінотеатру

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, $\left(\frac{m^3}{год}\right)$	6450
Холодопродуктивність, (kWt)	51
Встановлена потужність, (kWt)	43,6
Витрата води, $\left(\frac{m^3}{год}\right)$	0,1
Капітальні вкладення, тис.грн.:	209,87
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	77,92
Питомі витрати на $1m^3$ повітря:	
- капітальні вкладення:	32,5
- експлуатаційні витрати:	12
- приведені витрати:	17
Економія від утилізації тепла, тис.грн:	25,5
Термін окупності, роки:	2,6

.

ВИСНОВКИ

Попередньо наведені розрахунки дозволили підібрати VRF систему яка буде найбільш оптимальним рішенням для даного проекту

. У даній кваліфікаційній роботі доцільно застосовувати VRF систему кондиціювання в залах для глядачів з великими тепловиділеннями і середніми вимогами до рівня комфорту.

Попередньо наведені розрахунки тело-вологісного навантаження дозволили підібрати VRF систему яка буде найбільш оптимальним рішенням для даного проекту . VRF систем з двох тепловими насосами Daikin EWYT064CZO2 та спіральними компресорами ERQ140 AV1 дозволять забезпечити комфортні умови знаходження в кінотеатрі , а також безпеку громадян за рахунок покращеної системи фільтрації повітря , а також системи регенерації кисню, яка була розроблена згідно міжнародних норм та вимоги

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

9. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
- 10.Погорєлов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорєлов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
- 11.Жихарєва Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
12. ТРЦ «Рів'єра» : офіційний сайт. URL: <https://www.riviera.com.ua/> (дата звернення: 25.03.2025).
- 15 ТРЦ «Рів'єра» : офіційний сайт. URL: <https://www.riviera.com.ua/> (дата звернення: 25.03.2025).
- 13.Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПП ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПП ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
- 14.Методичні рекомендації ДСНС України з утримання захисних споруд (2022). Міщенко В.А., Кулинич С.М. «Системи вентиляції та кондиціонування повітря». — Київ: 2020.
- 15.Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15.
- 16.Фролов В.Ф. «Проектування вентиляції та кондиціювання». — Харків: ХНУМГ, 2019.
- 17.Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004
- 18.Баби́ч А.І. «Системи повітряного опалення і кондиціонування». — Львів: Вид-во ЛП, 2018-216 с

19.Джеджула, В.В.Д 40 Вентиляція та кондиціювання громадських об'єктів: навчальний посібник/Джеджула В.В. – Вінниця: ВНТУ, 2021-237 с

20.<https://ua.termal.com.ua/portfolio-types/kinoteatry/>

21.<https://daikin-ukraine.com/prodazha/multizonalnye-sistemy/daikin-vrv/vrv-iii/reyhq-p/+>