

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОПШ: «Монтаж та обслуговування

систем кондиціонування і

вентиляції повітря»

Група: КВ-07

Дипломний проект

здобувача освіти денного відділення

КВ 07. 0013. 000 ДП

МАНЧЕНКА ДМИТРА
ІГОРОВИЧА

м. Одеса - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

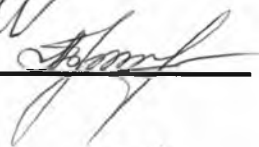
Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОПП: «Монтаж та обслуговування
систем кондиціонування і вентиляції
повітря»
Група КВ-07

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
КВ 07. 0013. 000 ДП

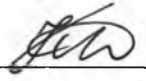
До дипломного проекту на тему:
«Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря автоцентру
площею 2040 м. кв, м. Чернівці.»

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на _____ сторінках та графічного матеріалу на 3 аркушах.

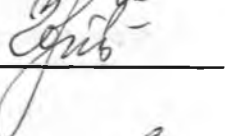
Дипломник  (Манченко Д.І.)

Керівник проекту  (Бригадир Л.Г.)


Консультанти:

з економічної частини  (Кухарук А.А.)

з будівельної частини  (Волянська С.В.)

з охорони праці  (Чорновол Н.І.)

по дотриманню
вимог ЄСКД  (Волянська С.В.)

До захисту допущено
Голова предметної комісії  (Беркань Ір. В.)

Завідуючий відділенням  (Бригадир Л.Г.)

Захист "25" 06 2023 р. Протокол ЕК № 01 КВ

Оцінка ЕК 3 (задовільно)

Секретар ЕК  Хоцяновський С.Ю.

Міністерство освіти і науки України
ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»

Дата видачі завдання
«20» лютого 2024 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2024 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
Беркань Іг.В.
«20» лютого 2024 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: Манченка Дмитра Ігоровича
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Монтаж та обслуговування систем кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: «Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря автоцентру площею 2040 м. кв, м. Чернівці.»

Стверджена наказом по коледжу від «02» 11 2023 р. № 244-А2-ОД

Вихідні дані для проекту: температура літня 32 °С
відносна вологість повітря літня 62 %

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

- 1.1 Характеристика об'єкту, обґрунтування проектної потужності об'єкта
- 1.2 Вихідні дані
- 1.3 Основні технологічні, будівельні і конструктивні рішення

2. Технологічна частина

- 2.1 Характеристика систем кондиціонування
- 2.2 Обґрунтування вибору температурного режиму роботи систем кондиціонування

3. Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Вихідні дані
- 3.2 Визначення шкідливих викидів в приміщення
- 3.3 Визначення повітрообміну в приміщеннях
- 3.4 Аеродинамічний розрахунок
- 3.5 Підбір обладнання

4. Організаційна частина

- 4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря
- 4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря

5. Економічна частина

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7. Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціонування або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціонування і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	22.05.2024
2. Технологічна частина	23.05 – 25.05.24
3. Розрахунково-конструкторська частина	26.05 – 06.06.24
4. Організаційна частина	07.06 – 09.06.24
5. Аркуш 1, 2	10.06 – 13.06.24
6. Економічна частина	14.06 – 19.06.24
7. Аркуш 3	20.06.2024
8. Охорона праці	21.06.2024
Попередній захист	19.06.2024
Захист дипломного проекту	20-30.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 3 від “17” жовтня 2023

Голова комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Бригадир Л.Г.)

Вступ

Кондиціювання повітря передбачає створення і автоматичне підтримання певних параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря) в закритих приміщеннях для забезпечення оптимальних умов, які сприяють комфортному самопочуттю людей або ефективному проведенню технологічних процесів.

Кондиціювання повітря здійснюється за допомогою системи кондиціювання повітря (СКП), що складається з технічних засобів для забору, обробки повітря (фільтри, теплообмінники, зволожувачі або осушувачі повітря), його переміщення (вентилятори) та розподілу, а також засобів холодо- і тепlopостачання, автоматизації, дистанційного керування та контролю. Великі громадські, адміністративні та виробничі будівлі зазвичай обслуговуються комплексними автоматизованими системами керування.

Автоматизована система кондиціювання забезпечує підтримання заданого стану повітря в приміщенні, незалежно від змін навколишніх атмосферних умов. Основне обладнання для обробки та переміщення повітря часто зібрано в одному корпусі, який називається кондиціонером. У багатьох випадках всі технічні засоби для кондиціювання повітря скомпоновані в одному або двох блоках, і тоді поняття «СКП» та «кондиціонер» стають взаємозамінними.

Перед тим як розглянути класифікацію систем кондиціювання, слід зазначити, що загальноприйнятої класифікації СКП досі не існує. Це пов'язано з різноманітністю принципів схем, технічних та функціональних характеристик, які залежать не лише від можливостей самих систем, але й від характеристик приміщень, де вони застосовуються.

Сучасні системи кондиціювання можуть бути класифіковані за наступними критеріями:

- Основне призначення (об'єкт застосування): системи можуть бути комфортними або технологічними. Комфортні системи спрямовані на створення опти-

					КВ 07.013.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

мальних санітарно-гігієнічних умов для житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень. Технологічні системи призначені для забезпечення параметрів повітря, які відповідають специфічним вимогам виробничих процесів.

- Розташування кондиціонера відносно обслуговуваного приміщення: системи поділяються на центральні та місцеві. Центральні системи розташовані за межами обслуговуваних приміщень і можуть кондиціонувати одне велике приміщення або кілька зон. Місцеві системи встановлюються безпосередньо в приміщеннях, які вони обслуговують.

- Наявність власного джерела тепла та холоду: системи бувають автономні та неавтономні. Автономні системи мають вбудовані джерела тепла і холоду, тоді як неавтономні системи отримують тепло та холод ззовні.

- Принцип дії: системи можуть бути прямоточними, рециркуляційними або комбінованими. Прямоточні системи використовують повітря ззовні, рециркуляційні системи повторно використовують повітря з приміщення, а комбіновані системи поєднують обидва підходи.

- Регулювання вихідних параметрів кондиційованого повітря: існують системи з якісним (однотрубним) та кількісним (двотрубним) регулюванням. Якісне регулювання здійснюється за рахунок зміни температури і вологості повітря, а кількісне – шляхом зміни об'єму подачі повітря.

- Ступінь забезпечення метеорологічних умов у приміщенні: системи поділяються на I-го, II-го та III-го класу в залежності від рівня забезпечення стабільності параметрів повітря.

- Кількість обслуговуваних приміщень (локальних зон): системи можуть бути однозональними або багатозональними. Однозональні системи обслуговують одне приміщення або зону, тоді як багатозональні – декілька зон або приміщень.

- Тиск, який розвивається вентиляторами кондиціонерів: системи поділяються на системи низького, середнього та високого тиску в залежності від потужності вентиляторів.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Існують також системи кондиціювання, призначені для спеціальних технологічних процесів, які можуть забезпечувати змінні в часі метеорологічні параметри згідно з певною програмою.

Комфортні системи кондиціювання повітря

Комфортні системи кондиціювання повітря (СКП) призначені для створення та автоматичної підтримки параметрів температури, відносної вологості, чистоти та швидкості руху повітря, які відповідають санітарно-гігієнічним вимогам для житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель чи приміщень. Ці системи створюють оптимальні умови для комфортного перебування людей, що сприяє їхньому здоров'ю та продуктивності.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ, ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТНОЇ ПОТУЖНОСТІ ОБ'ЄКТА

Ефективна система кондиціювання і вентиляції є ключовим елементом інженерного забезпечення автоцентру, оскільки вона гарантує комфортні умови для клієнтів та персоналу, забезпечує відповідний мікроклімат для збереження автомобілів та устаткування, а також сприяє енергоефективності будівлі.

Кондиціювання. Основні вимоги

- Температурний режим: Підтримка температури в межах 20-24°C в зимовий період та 22-26°C в літній період.
- Вологість повітря: Оптимальна відносна вологість в межах 40-60%.
- Рівномірність розподілу температури: Забезпечення рівномірного розподілу температури у всіх зонах автоцентру.

Технічні рішення

- Централізовані системи кондиціювання: Використання систем типу VRF (Variable Refrigerant Flow) або чиллер-фанкойл системи для великих площ.
- Локальні кондиціонери: Встановлення спліт-систем в окремих невеликих приміщеннях (офіси, кімнати відпочинку).
- Автоматизація: Встановлення системи автоматичного регулювання температури та вологості з можливістю дистанційного контролю.

Приклади обладнання

- VRF системи: Mitsubishi Electric, Daikin; - Чиллери: Trane, Carrier;
- Спліт-системи: LG, Panasonic

Вентиляція. Основні вимоги

- Обмін повітря: Забезпечення кратності повітрообміну згідно з нормативами для різних типів приміщень (торгові зали, офіси, майстерні).
- Якість повітря: Фільтрація повітря для видалення пилу, алергенів та інших забруднень; - Комфортність: Зниження рівня шуму від вентиляційного обладнання до комфортного рівня.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічні рішення

- Припливно-витяжні установки: Використання припливно-витяжних установок з рекуперацією тепла для зниження енергоспоживання.

- Механічна вентиляція: Встановлення витяжних систем в сервісних зонах для видалення шкідливих випарів та забезпечення безпечних умов праці.

- Автоматизація: Системи управління вентиляцією з датчиками якості повітря, які автоматично регулюють роботу вентиляторів.

Приклади обладнання

- Припливно-витяжні установки: Systemair, Vent-Axia, RTA/MS

- Вентиляційні установки: VTS, Daikin

- Фільтри: G4, F7 фільтри для видалення великих та дрібних часток пилу

Інтеграція систем кондиціонування і вентиляції

Енергозбереження

- Рекуперація тепла: Використання рекуператорів для повторного використання тепла витяжного повітря.

- Інтелектуальне управління: Використання системи "розумний дім" для оптимізації роботи кондиціонерів і вентиляції з урахуванням поточних умов.

Комфорт і здоров'я

- Рівномірний розподіл повітря: Забезпечення комфортного мікроклімату у всіх зонах автоцентру.

- Підтримка чистоти повітря: Регулярна заміна фільтрів та обслуговування систем для забезпечення високої якості повітря.

Система кондиціонування і вентиляції автоцентру є комплексною та інтегрованою системою, яка забезпечує комфортні умови для клієнтів та персоналу, підтримує оптимальні параметри мікроклімату, зберігаючи при цьому енергоефективність будівлі. Впровадження сучасних технологій та автоматизації дозволяє значно підвищити ефективність роботи систем, знижуючи експлуатаційні витрати та підвищуючи комфортність приміщень.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Характеристика будівельних конструкцій:

Розташування об'єкту: місто Чернівці.

Тип об'єкту: автоцентр.

Загальна площа: 2040 м².

Географічна широта: 48°.

Початкові дані:

Температура навколишнього середовища: $t_n = 30,0^\circ\text{C}$

Вологість навколишнього середовища: $h_n = 55,0$ кДж/кг

Параметри у приміщенні:

Температура в приміщенні: $t_v = 22,0^\circ\text{C}$

Відносна вологість в приміщенні: $\phi_v = 50 \%$

Висота приміщення: 4 метр

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У цьому проєкті розглядаються капітальні витрати, пов'язані з придбанням та встановленням системи центрального кондиціонування повітря (СК І ВП) та системи повітроводів. Вони включають витрати на обладнання, будівельні та монтажні роботи, а також налагодження обладнання. Експлуатаційні витрати розраховуються як поточні витрати, необхідні для ефективної експлуатації багатозональної системи кондиціонування повітря і забезпечення її безперебійної роботи.

Експлуатаційні витрати включають наступні складові:

- допоміжні матеріали (СМ);
- витрати на електроенергію (СЕ);
- витрати на заробітну плату (СЗ) з урахуванням відрахувань до фондів соціального страхування;
- амортизаційні відрахування (СА);
- інші витрати (СПР).

Ці витрати покривають не лише підтримку нормальної роботи системи, а й забезпечують її надійність і ефективність протягом усього періоду експлуатації.

Загальна сума витрат, необхідні обраної мною системи вентиляції і кондиціонування, становить 2304145 грн

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 ХАРАКТЕРИСТИКА КОМФОРТНОГО СТАНУ ПОВІТРЯ ОБ'ЄКТУ ЗАВДАННЯ

Технологічні системи кондиціонування повітря

Технологічні СКП призначені для забезпечення параметрів повітря, які максимально відповідають вимогам виробництва. У приміщеннях, де перебувають люди, технологічне кондиціонування здійснюється з урахуванням санітарно-гігієнічних вимог до стану повітряного середовища. Ці системи забезпечують точний контроль параметрів повітря, необхідних для певних технологічних процесів, що дозволяє підтримувати високу якість продукції та ефективність виробництва.

Центральні системи кондиціонування повітря

Центральні СКП отримують холод, який доставляється холодною водою чи холодоагентом, тепло, яке доставляється гарячою водою, паром або електроенергією, а також електроенергію для приводів електродвигунів вентиляторів, насосів тощо. Ці системи розташовані за межами обслуговуваних приміщень та можуть кондиціонувати одне велике приміщення, декілька зон в одному приміщенні або багато окремих приміщень. Іноді декілька центральних кондиціонерів обслуговують одне велике приміщення, наприклад, виробничий цех, театральний зал, закритий стадіон або каток. Центральні СКП облаштовуються центральними неавтономними кондиціонерами, які виготовляються за базовими (типовими) схемами компонування обладнання та їх модифікаціями.

Таким чином, системи кондиціонування повітря забезпечують комфортні та технологічні умови в різних типах приміщень, дозволяючи підтримувати необхідні параметри повітря для здоров'я людей та ефективності виробничих процесів.

Центральні системи кондиціонування повітря (СКП) мають такі переваги:

- ефективне підтримання встановленої температури та відносної вологості повітря у приміщеннях;

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- концентрація обладнання, яке потребує регулярного обслуговування та ремонту, як правило, в одному місці (технічне приміщення, технічний поверх тощо);

- можливості забезпечення ефективного шумо- та вібропоглинання.

Завдяки центральним СКП, за умови належної акустичної обробки повітропроводів, встановлення глушників шуму та поглиначів вібрації, можна досягти мінімальних рівнів шуму в спеціалізованих приміщеннях, таких як телерадіостудії.

Попри низку переваг, центральні СКП мають свої обмеження. Великі розміри та необхідність складних будівельно-монтажних робіт при встановленні кондиціонерів, прокладанні повітропроводів і трубопроводів часто ускладнюють їх використання у вже існуючих реконструйованих будівлях.

Місцеві СКП розробляються на основі автономних та неавтономних кондиціонерів, які встановлюються безпосередньо в обслуговуваних приміщеннях. Перевагою місцевих СКП є простота встановлення та монтажу. Вони широко застосовуються в різних випадках:

- у житлових та адміністративних будівлях для підтримки комфортного мікроклімату в окремих офісах або житлових кімнатах;

- у новозбудованих будівлях для окремих кімнат, де режим споживання холоду суттєво відрізняється від більшості інших приміщень, наприклад, у серверних та інших кімнатах, насичених тепловиділяючою технікою (при цьому подача свіжого повітря та видалення витяжного повітря зазвичай здійснюється центральними системами припливно-витяжної вентиляції);

- у новозбудованих будівлях, де підтримання оптимальних теплових умов потрібно у невеликій кількості приміщень, наприклад, у декількох номерах-люкс невеликого готелю;

- у великих приміщеннях, як існуючих, так і новозбудованих, таких як кафе, ресторани, магазини, конференц-зали, аудиторії тощо.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Автономні СКП отримують живлення тільки від електромережі, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери тощо. Ці кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, які працюють, зазвичай, на фреоні 22. Вони охолоджують та осушують повітря, пропускаючи рециркуляційне повітря через охолоджувачі, які є випарниками холодильних машин. У перехідний та зимовий час вони можуть здійснювати підігрів повітря за допомогою електричних підігрівачів або через реверсування роботи холодильних машин за циклом «теплого насоса». Найпростішим варіантом децентралізованого забезпечення температурних умов у приміщеннях є використання кондиціонерів спліт-систем.

Неавтономні СКП поділяються на:

- повітряні, які подають лише повітря в обслуговуване приміщення (міні-центральні кондиціонери);
- водо-повітряні, які подають у кондиціоновані приміщення повітря та воду, що переносять тепло або холод, або обидва одночасно (системи чілерів-фанкойлів, центральні кондиціонери з місцевими доводчиками тощо).

Однозональні центральні СКП використовуються для обслуговування великих приміщень з відносно рівномірним розподілом тепла та вологості, наприклад, великих залів кінотеатрів, аудиторій тощо. Вони зазвичай комплектуються пристроями для утилізації тепла або змішувальними камерами для використання рециркуляції повітря в обслуговуваних приміщеннях.

Багатозональні центральні СКП призначені для обслуговування великих приміщень з нерівномірним розташуванням обладнання або для обслуговування кількох порівняно невеликих приміщень. Такі системи є економічнішими порівняно з окремими системами для кожної зони чи приміщення. Однак вони не забезпечують таку ж точність підтримки параметрів вологості та температури, як автономні СКП (кондиціонери спліт-систем тощо).

Однозональні центральні системи кондиціонування повітря (СКП) використовуються для обслуговування великих приміщень з відносно рівномірним розподілом тепла та вологості, таких як великі зали кінотеатрів, аудиторії тощо. Во-

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ни зазвичай комплектуються пристроями для утилізації тепла або змішувальними камерами, що дозволяють використовувати рециркуляцію повітря в обслуговуваних приміщеннях. Також ці системи можуть мати фільтри для очищення повітря від пилу та інших забруднень, що забезпечує покращену якість повітря в приміщенні.

Багатозональні центральні СКП призначені для обслуговування великих приміщень з нерівномірним розташуванням обладнання або для обслуговування кількох порівняно невеликих приміщень. Такі системи є більш економічними порівняно з окремими системами для кожної зони чи приміщення. Вони дозволяють окремо регулювати клімат у різних зонах, що забезпечує більшу гнучкість у підтриманні комфортних умов. Однак, багатозональні системи не забезпечують таку ж точність підтримки параметрів вологості та температури, як автономні СКП (наприклад, кондиціонери спліт-систем тощо).

Автономні СКП отримують живлення тільки від електромережі, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери тощо. Ці кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, які працюють, зазвичай, на фреоні 22. Вони охолоджують та осушують повітря, пропускаючи рециркуляційне повітря через охолоджувачі, які є випарниками холодильних машин. У перехідний та зимовий час вони можуть здійснювати підігрів повітря за допомогою електричних підігрівачів або через реверсування роботи холодильних машин за циклом «теплого насоса». Найпростішим варіантом децентралізованого забезпечення температурних умов у приміщеннях є використання кондиціонерів спліт-систем.

Місцеві СКП розробляються на основі автономних та неавтономних кондиціонерів, які встановлюються безпосередньо в обслуговуваних приміщеннях. Перевагою місцевих СКП є простота встановлення та монтажу. Вони широко застосовуються в різних випадках:

- у житлових та адміністративних будівлях для підтримки комфортного мікроклімату в окремих офісах або житлових кімнатах;

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- у новозбудованих будівлях для окремих кімнат, де режим споживання холоду суттєво відрізняється від більшості інших приміщень, наприклад, у серверних та інших кімнатах, насичених тепловиділяючою технікою (при цьому подача свіжого повітря та видалення витяжного повітря зазвичай здійснюється центральними системами припливно-витяжної вентиляції);

- у новозбудованих будівлях, де підтримання оптимальних теплових умов потрібно у невеликій кількості приміщень, наприклад, у декількох номерах-люкс невеликого готелю;

- у великих приміщеннях, як існуючих, так і новозбудованих, таких як кафе, ресторани, магазини, конференц-зали, аудиторії тощо.

Неавтономні системи кондиціонування повітря (СКП) можна підключити до таких систем:

1. Повітряні системи: ці системи подають лише повітря до обслуговуваних приміщень. Наприклад, міні-центральні кондиціонери, що забезпечують контроль температури та вологості за допомогою повітряних потоків.

2. Водно-повітряні системи: ці системи подають як повітря, так і воду до кондиціонованих приміщень. Вода може переносити тепло або холод, або обидва одночасно. Прикладами є системи чілерів-фанкойлів, центральні кондиціонери з місцевими доводчиками тощо.

Однозональні центральні СКП використовуються для обслуговування великих приміщень з рівномірним розподілом тепла та вологості, таких як великі зали кінотеатрів, аудиторії тощо. Зазвичай такі СКП оснащені пристроями для утилізації тепла (теплоутилізаторами) або змішувальними камерами, що дозволяють використовувати рециркуляцію повітря в обслуговуваних приміщеннях.

Багатозональні центральні СКП призначені для обслуговування великих приміщень, де обладнання розташоване нерівномірно, або для обслуговування кількох порівняно невеликих приміщень. Такі системи є більш економічними порівняно з окремими системами для кожної зони чи приміщення. Однак, вони

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

не забезпечують таку ж точність підтримки параметрів вологості та температури, як автономні СКП (наприклад, кондиціонери спліт-систем тощо).

Вентиляція

Вентиляція - це система заходів і пристроїв, що забезпечують повітрообмін у приміщеннях та на робочих місцях, відповідно до будівельних норм. Її мета - підтримувати задані метеорологічні параметри в приміщеннях різного призначення, враховуючи різні фактори, такі як технологічні процеси та види викидів. Системи вентиляції поділяються за способом створення тиску для переміщення повітря (природне або штучне нагнітання), за призначенням (припливні або витяжні), зоною обслуговування (місцеві або загальнообмінні) і конструктивним виконанням (канальні або безканальні).

Природна вентиляція відбувається за рахунок різниці температур між зовнішнім і внутрішнім повітрям, впливу тисків "повітряного стовпа" та вітрового тиску. Цей метод ефективний в цехах з великим тепловиділенням, де концентрація пилу та шкідливих газів не перевищує 30% від гранично допустимої концентрації в робочій зоні. Однак природну вентиляцію не застосовують у випадках, коли потрібна попередня обробка припливного повітря чи його використання може спричинити утворення туману чи конденсату.

У приміщеннях з великими надлишками тепла внутрішнє повітря завжди тепліше, ніж зовнішнє. Важче зовнішнє повітря, потрапляючи в будівлю, виштовхує менш щільне тепле повітря з неї. Це призводить до циркуляції повітря в приміщенні, схожої на ту, яку створює вентилятор.

Системи природної вентиляції, де переміщення повітря відбувається за рахунок різниці тисків повітряного стовпа, вимагають, щоб мінімальний перепад за висотою між точкою забору повітря з приміщення та його викидом через дефлектор становив не менше 3 метрів. Рекомендується, щоб горизонтальні ділянки повітропроводів не перевищували 3 метрів у довжину, а швидкість повітря в них не перевищувала 1 метр на секунду.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вітровий тиск призводить до підвищення тиску на навітряних сторонах будівлі і зниження на підвітряних, іноді навіть на даху (розрідження). Якщо в огорожах є прорізи, атмосферне повітря потрапляє в приміщення з навітряної сторони і виходить з підвітряної, залежно від швидкості вітру та різниць тиску.

Системи природної вентиляції є відносно простими і не вимагають складного високовартісного обладнання або великих витрат електроенергії. Однак їх ефективність залежить від змінних факторів, таких як температура повітря, напрямок і швидкість вітру, та обмежений існуючий тиск, що не завжди дозволяє вирішувати всі складні вентиляційні задачі.

Механічна вентиляція використовує спеціальне обладнання, таке як вентилятори, електродвигуни, повітрянагрівачі, пиловловлювачі та автоматика, що дозволяє ефективно переміщувати повітря на великі відстані. Ці системи можуть працювати незалежно від змінних умов навколишнього повітряного середовища і вимагають значних електроенергетичних витрат. Вони здатні подавати і видаляти повітря з різних зон приміщення і обробляти його за потреби, наприклад, очищати, нагрівати або зволожувати, що практично неможливо здійснити в природних системах вентиляції. Часто в практиці використовуються комбіновані системи, які поєднують механічну та природну вентиляцію для оптимального контролю над повітряною обміною.

Припливна вентиляція служить для подачі чистого повітря у вентилязовані приміщення після видалення відпрацьованого повітря. При необхідності це повітря піддається спеціальній обробці, такій як очищення, нагрівання або зволоження.

Витяжна вентиляція призначена для видалення забрудненого чи нагрітого повітря з приміщення. У загальному випадку приміщення обладнуються як припливними, так і витяжними системами, збалансованість яких важлива для забезпечення ефективної роботи. Вони можуть працювати як для всього приміщення, так і для окремих місць (місцева вентиляція), забезпечуючи необхідний рівень повітряних обмінів залежно від умов та вимог санітарно-гігієнічних стандартів.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Місцева припливна вентиляція включає різноманітні технічні рішення для забезпечення чистого повітря на окремих робочих місцях. Це включає повітряні душі, які створюють зосереджений потік повітря з підвищеною швидкістю для зменшення температури в зоні інтенсивного теплового випромінювання та обдування робочих. Також до цієї категорії відносяться повітряні оазиси - окремі ділянки приміщень, які відгороджені пересувними перегородками висотою 2-2,5 м, і в які нагнітається повітря з низькою температурою. Місцеву припливну вентиляцію також використовують у вигляді повітряних завіс, які створюють повітряні перешкоди біля воріт, печей тощо, змінюючи напрямки потоків повітря. Це дозволяє зменшити витрати на вентиляцію порівняно з загальнообмінною системою. У виробничих приміщеннях для управління шкідливими речовинами, такими як гази і волога, часто використовують змішану систему вентиляції - загальну для всього об'єму приміщення та місцеву (місцеві відсмоктування та приплив), яка забезпечує ефективне обслуговування робочих місць.

Місцева витяжна вентиляція застосовується тоді, коли шкідливі речовини локалізовані в приміщенні і можливо їхнє поширення потрібно запобігти. Виробничі приміщення використовують цю систему для збору та відведення газів, диму, пилу та частково тепла, що виділяється від обладнання. Для видалення шкідливих речовин застосовуються місцеві відсмоктувачі у вигляді укриття, таких як шафи і зонти, а також бортові відсмоктувачі, завіси та кожухи, які встановлені біля верстатів та іншого обладнання.

Основні вимоги до місцевих відсмоктувачів включають необхідність закритого місця утворення шкідливих виділень, щоб уникнути їх поширення в приміщенні. Конструкція відсмоктувача повинна бути спроектована таким чином, щоб вона не заважала нормальній роботі і не зменшувала продуктивність праці. Важливо також забезпечити відведення шкідливих виділень в напрямку їх природного руху: гарячі гази та пару слід видаляти вгору, а холодні важкі гази та пил - вниз.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкції місцевих відсмоктувачів поділяються на дві групи: напіввідкриті, які включають витяжні шафи та зонти, де об'єми повітря визначаються розрахунком, та відкритого типу, наприклад бортові відсмоктувачі, де відведення шкідливих виділень досягається за рахунок великих обсягів відсмоктуваного повітря. Основними компонентами таких систем є місцеві відсмоктувачі - укриття (МВ), всмоктувальна мережа повітропроводів (ВМ), вентилятор (В) відцентрового або осьового типу, а також витяжна шахта (ВШ).

При установці місцевої витяжної вентиляції для збору пиловмісних речовин повітря, що видаляється з цеху, повинне попередньо очищатися від пилу перед його викидом в атмосферу. Найбільш складні витяжні системи включають встановлення двох або навіть трьох послідовних пиловловлювачів (фільтрів), щоб досягти високого рівня очищення повітря.

Метою даного дипломного проекту є розробка СК і ВП для автоцентру площею 2040 м², який розташований в м. Чернівці

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 РОЗРАХУНКОВІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Основні розрахункові параметри для проектування системи кондиціонування повітря та теплоізоляції будівлі поділяються на літні та зимові умови.

Літні параметри зовнішнього повітря:

- Барометричний тиск (P): 1010 мм рт. ст.
- Ентальпія зовнішнього повітря (h): 62 кДж/кг
- Температура зовнішнього повітря (t): 30 °С
- Швидкість руху повітря (v): 3,3 м/с

Зимові параметри зовнішнього повітря:

- Температура повітря у приміщенні взимку (tп): 19 °С
- Відносна вологість повітря у приміщенні взимку (фп): 50%
- Амплітуда добових коливань температури (Δt): 8,8 °С

Конструкційні матеріали і їх теплотехнічні характеристики:

Північна і східна стіни:

- Штукатурка: $\delta = 20$ мм
- Газобетон: $\delta = 400$ мм, $\lambda = 0,15$ Вт/м·К
- Штукатурка складним розчином: $\delta = 20$ мм, $\lambda = 0,98$ Вт/м·К

Кровля:

- Залізобетонна плита: $\delta = 200$ мм, $\lambda = 0,68$ Вт/м·К
- Штукатурка: $\delta = 20$ мм
- Утеплювач «Ріпор»: $\delta = 100$ мм, $\lambda = 0,035$ Вт/м·К

Південна і західна стіни:

- Стіклоблоки з подвійним склом: $\delta = 2$ мм, $\lambda = 0,76$ Вт/м·К
- Шар повітря: $\delta = 20$ мм, $\lambda = 0,026$ Вт/м·К

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішні перегородки:

- Штукатурка: $\delta = 20$ мм
- Газобетон: $\delta = 200$ мм, $\lambda = 0,15$ Вт/м·К
- Штукатурка складним розчином: $\delta = 20$ мм, $\lambda = 0,98$ Вт/м·К

Підлога:

- Монолітне бетонне покриття: $\delta = 40$ мм, $\lambda = 1,86$ Вт/м·К
- Армобетонна стяжка: $\delta = 80$ мм, $\lambda = 1,86$ Вт/м·К
- Плитна теплоізоляція «Ріпор»: $\delta = 80$ мм, $\lambda = 0,035$ Вт/м·К
- Цементно-піщаний розчин: $\delta = 25$ мм, $\lambda = 0,98$ Вт/м·К
- Бетонна стяжка: $\delta = 120$ мм, $\lambda = 1,86$ Вт/м·К

Ці дані визначаються з метою оптимізації теплових характеристик будівлі та забезпечення комфортних умов в приміщенні протягом усього року.

Згідно з прийнятими конструкціями огорожень, коефіцієнт теплопередачі огорожень розраховується за наступною формулою 2.1

$$K_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{int}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1} \quad (2.1)$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАДХОДЖЕНЬ ОБ'ЄКТУ

Теплонадходження через огорожувальні конструкції

Для визначення теплонадходжень через огорожувальні конструкції використовується розрахунок коефіцієнта теплопередачі для кожного шару огорожі за формулою 2.2. Загальний коефіцієнт теплопередачі багатошарової огорожувальної конструкції з послідовно розташованими шарами розраховується за формулою:

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(R_H + \sum R_i + R_B) + R_{из}}, \quad (2.2)$$

де R_0 - загальний опір теплопередачі багатошарової огорожувальної конструкції, $m^2 \cdot K/Вт$;

R_H – опір тепловіддачі відповідно до зовнішньої або теплішої сторони огороження; $m^2 \cdot K/Вт$ $R_H = \frac{1}{\alpha_H}$

R_i - Опір теплопровідності i -го будівельного шару конструкції (крім шару теплоізоляції); $m^2 \cdot K/Вт$ $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$

R_B - Опір тепловіддачі з внутрішньої сторони огороження; $m^2 \cdot K/Вт$

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B}$$

$R_{из}$ - Опір теплопровідності термоізоляційного шару; $m^2 \cdot K/Вт$ $R_{из} = \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}$

α_H і α_B - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої та внутрішньої сторони огороження; $m^2 \cdot K/Вт$

δ_i - Товщина будівельних шарів конструкції, м;

λ_i - Коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

$\delta_{из}$ - Товщина ізоляційного шару, м;

$\lambda_{из}$ - Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, $Вт/(м^2 \cdot К)$.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі для кожного типу огорожувальної конструкції. Під час розрахунків використовуємо значення коефіцієнтів відповідно до додатку, згідно з нормативними документами. Цей процес забезпечує точність і відповідність стандартам, що важливо для ефективної теплоізоляції будівель.

Також враховуємо фактори, які можуть впливати на теплопередачу, такі як товщина матеріалів, їх теплопровідність, а також кліматичні умови, в яких розташована будівля. Це дозволяє отримати більш точні розрахунки і забезпечити оптимальні умови для енергозбереження. $k_0 \propto n \propto V$

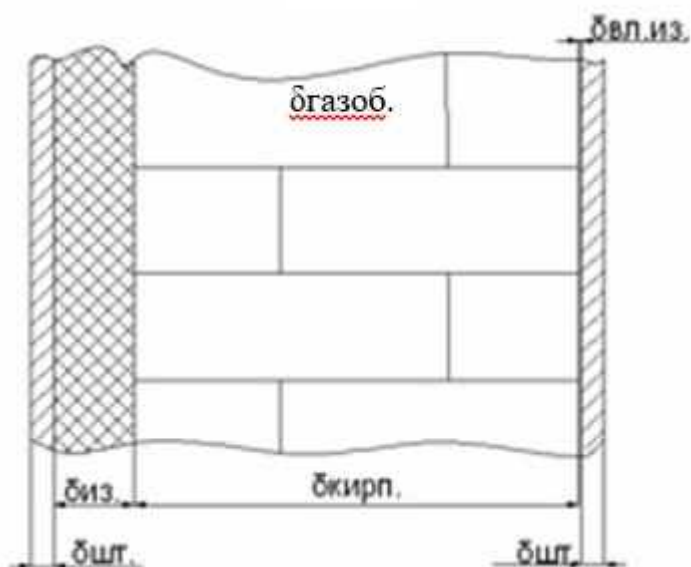


Рисунок 3.1 – Конструкція зовнішньої стіни

Зовнішні стіни з газобетону: $k_0 = 0,342 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Зовнішня стіна зі склоблоків: $k_0 = 1,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Внутрішня перегородка з газобетону: $k_0 = 0,728 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Покрівля: $k_0 = 0,235 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

Підлога: $k_0 = 0,354 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 3.2 – Конструкція підлоги

Визначення теплонадходжень у салон в літній період.

Теплонадходження через огорожувальні конструкції Q_1 визначаємо як суму теплонадходжень, що проходять через стіни, перегородки, перекриття, підлоги та заглиблені стіни підвальних приміщень. Ці теплонадходження викликані різницею температур між зовнішнім середовищем і внутрішнім приміщенням, яке охолоджується Q_{1T} . Також враховуємо теплонадходження в результаті впливу сонячної радіації Q_{1C} , яка проникає через покриття та зовнішні огороження.:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \quad (2.2)$$

Теплонадходження через стіни, перегородки, перекриття або покриття Q_{1T} (в кВт) визначаємо за допомогою наступної формули:

$$Q_1 = k_d F \theta \cdot 10^{-3} = k_d F (t_n - t_b) 10^{-3}, \quad (2.3)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м².К);

F- Розрахункова площа поверхонь огорожі, м²;

θ - Розрахункова різниця температур (температурний напір), °С;

t_n - Розрахункова температура повітря із зовнішнього боку огороження, °С;

t_b - Розрахункова температура повітря всередині приміщення, що охолоджується, °С.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплонадходження через підлогу (в кВт), розташовану на ґрунті та оснащеною теплоізоляційним шаром, визначаємо за формулою, аналогічною формулі 2.4

$$Q_{1T} = k_0 F (t_n - t_b) \cdot m \cdot 10^{-3} \quad (2.4)$$

де k_0 – коефіцієнт теплопередачі відповідної конструкції підлоги, Вт/($m^2 \cdot K$);

F – площа підлоги, m^2 ;

m – коефіцієнт, що характеризує зростання термічного опору підлоги при наявності ізоляції

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}, \quad (2.5)$$

де δ – товщина окремих шарів конструкції підлоги, м;

λ – коефіцієнти теплопровідності матеріалів, що становлять конструкцію підлоги, Вт/($m^2 \cdot K$).

Теплонадходження від сонячної радіації Q_{1c} у кондиціоновані приміщення включають теплонадходження через масивні огорожувальні конструкції будівель (стіни, покрівлі, перекриття тощо) та теплонадходження через світлові прорізи (вікна, вітрини тощо), тобто:

$$Q_{1c} = Q_{1c}^{\text{масс}} + Q_{1c}^{\text{свет}}. \quad (2.6)$$

Теплонадходження від сонячної радіації через зовнішні стіни та покриття (кВт) визначають за формулою Q_{1c}

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (2.7)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огорожувальної конструкції, Вт/($m^2 \cdot K$);

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

F – площа поверхні огороження, що піддається сонячному опроміненню, m^2 ;

Δt_c – надлишкова різниця температур, що характеризує вплив сонячної радіації в літній період, $^{\circ}C$.

Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від географічної широти розташування будівлі, характеру поверхні та її орієнтації щодо горизонталі.

Для плоскої покрівлі надмірна різниця температур залежить лише від тону фарбування і не залежить від орієнтації та широти. Для темних покрівель без забарвлення надмірну різницю температур приймають $17,70^{\circ}C$, а для пофарбованих у світлі тони $14,90^{\circ}C$.

Під час розрахунків враховуємо теплоту сонячної радіації, яка проникає через покрівлю та одну зі стін, або з найбільшою поверхнею, або несприятливо орієнтовану.

Визначення температури в неохолоджуваних приміщеннях, які межують з охолоджуваними, здійснюється шляхом складання теплового балансу приміщення. У цьому розрахунку враховуються всі джерела тепла, тепловтрати та вплив сусідніх приміщень. Такий підхід дозволяє точно оцінити температурні умови та виявити необхідність додаткових заходів для підтримання комфортного мікроклімату.

Крім того, під час розрахунків враховуються конструкційні особливості будівлі, матеріали огорожувальних конструкцій, а також рівень теплоізоляції. У разі необхідності можуть бути рекомендовані додаткові заходи, такі як удосконалення теплоізоляції, встановлення теплових бар'єрів або коригування системи вентиляції, що забезпечить ефективне управління температурним режимом і покращить енергоефективність будівлі.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 Теплонадходження через огороження

Огоро- дження	k_d , Вт/м ² · К	F, м ²	F _{вік,дв.} , м ²	Δt , оС	Δt_c , оС	Q _{вікн.} , Вт/м ²	Q _{1Т} ^{масс} , кВт	Q _{1Т} ^{свет} , кВт	Q _{1с} ^{свет} , кВт	Q ₁ , кВт
Зал автоцентру										
Ст.зов.пн.	0,342	16	-	30	-	0,436	-	-	-	0,436
Ст.зов.сх.	0,728	64	8,0	23	-	0,046	-	-	-	0,046
Ст.вн.сх	0,728	80	1,6	23	-	0,057	-	-	-	0,057
Ст.зов.пд.	1,67	160	160	30	4,9	2,137	3,00	1,369	48,20	51,706
Ст.вн.зх.	1,67	144	140	30	7,2	1,923	3,25	1,731	46,8	50,451
Покриття	0,235	144	-	30	14,9	2,592	-	3,502	-	6,094
Підлога	0,354	144	-	30	-	4,078	-	-	-	4,078
										112,67
Автомайстерня										
Ст.зов.пн.	0,342	10	-	30	-	0,239	-	-	-	0,239
Ст.зов.сх.	0,342	64	8,0	30	6,6	0,153	3,25	0,144	2,64	2,897
Ст.зов.пд.	0,728	10	-	23	-	0,072	-	-	-	0,072
Ст.вн.зх.	0,728	64	8,0	22	-	0	-	-	-	0
Покриття	0,235	40	-	30	14,9	0,658	-	1,400	1,400	2,058
Підлога	0,354	40	-	30	-	0,991	-	-	-	0,991
										6,257
Адміністрація										
Підлога	0,354	500	-	30	-	1,239	-	-	-	1,239
Ст.зов.пн.	0,728	100	-	23	-	-	-	-	-	-
Ст.зов.сх.	0,342	80	10,5	30	6,6	0,192	325	0,180	3,413	3,785
Ст.вн.півд	0,342	100	10,5	30	4,9	0,239	300	0,168	4,350	4,757
Ст.вн.зх.	0,728	80	1,6	22	-	-	-	-	-	-
Покриття	0,235	500	-	30	14,9	0,823	-	1,750	1,750	3,500
										13,208

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Теплонадходження від людей

Кількість теплоти, що виділяється людьми (Вт), підраховують за формулою

$$Q_{\text{люд}} = q_{\text{чел}} n, \quad (2.8)$$

де - кількість теплоти, що виділяється однією людиною в залежності від температури повітря в приміщенні та роду виконуваної роботи;

- кількість людей, що одночасно перебувають у приміщенні (у торгових залах підприємств харчування приймається рівним числу посадкових місць). $q_{\text{чел}} n$

Приймаємо кількість людей у приміщеннях: автоцентр – осіб 10, автомайстерня (персоналу) – осіб 7

Приміщення	t, °C	Характер роботи	Персонал	Теплота явна q	Q _{люд} , кВт
Автоцентр	22	Середня Легка	Робітників:12 Відвідувачів:10	95 112	2,28
Автомайстерня	22	Середня Легка	Робітників:2 Відвідувачів:2	112	0,448
Адміністрація	22	Легка	Робітників:12	95	1,140
Разом	-	-	-	-	3,878

Теплонадходження від освітлення

Теплонадходження від електричного освітлення визначаються на основі фактичної або проектної електричної потужності освітлення. Якщо ці дані відсутні, теплонадходження розраховують, множачи норми рівня освітленості на питомі теплові виділення для люмінесцентних або інших ламп. У разі використання ламп розжарювання застосовується поправочний коефіцієнт. 2,75.

Теплонадходження від електричного освітлення визначаються по формулі:

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{осв}} \cdot 15, \quad \text{кВт} \quad (3.10)$$

$$\Sigma Q_{\text{осв}} = 0,3 \cdot (1440+400+500) \cdot 15 = 10,530 \text{ кВт}$$

$N_{\text{осв}}$ - Потужність освітлювальної апаратури, кВт. При люмінесцентному освітленні світильники монтуються в площині підвісної стелі.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У цьому випадку в приміщення надходить теплота в кількості 60%.

Теплонадходження з зовнішнім повітрям

Теплонадходження у приміщення з вентиляційним повітрям визначається по формулі:

$$Q_{зп} = L_{п} \cdot \rho \cdot (i_{н} - i_{в}) \quad (3.11)$$

$$Q_{я} = L_{п} \cdot \rho \cdot (t_{н} - t_{в}) \quad (3.12)$$

	Автоцентр	Автомайстерня	Адміністрація	ΣQ
$Q_{зп}$	6,490	1,040	5,192	17,04
$Q_{я}$	2,060	0,377	1,890	

Об'ємна витрата зовнішнього повітря $L_{п}$, поданого в приміщення, ухвалюється більшим з наступних трьох величин: розрахованого на підтримку концентрації шкідливих газів або пилу, необхідного по санітарних нормах на людей, що перебувають у даному приміщенні:

$$L_{н} = n \cdot L_{тр} \quad (2.9)$$

Розрахунок тепловиділень у салоні взимку

Зовнішня температура повітря $t_{н} = -24,0^{\circ}\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_{н} = -22$ кДж/кг [3].

$$G_{х} = G_{т}, \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

$$G_{х} = 4,41 \text{ кг/с}$$

Розрахунок тепловиділень від огорожуючих конструкцій

$$Q_{огр} = Q_{ст} + Q_{ок} + Q_{пер}, \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.23)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ст} = 0,342 * 342 * (-24 - 22) = -5380 \text{ Вт}$$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КВ 07.013.007 ДП ПЗ

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{пер}} F_{\text{пер}} (t_{\text{нк}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (3.24)$$

де $F_{\text{пер}}$ – площа перегородки, м^2

$k_{\text{пер}}$ – коефіцієнт теплопередачі через перегородку, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{\text{нк}} - t_{\text{в}}$ - різниця температур повітря між коридором та приміщенням, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{\text{пер}} = 2,4 * 128 * (-8 - 22) = -9216 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{ок}} \cdot k_{\text{ок}} (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де $F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м^2 ;

$k_{\text{ок}}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{\text{н}} - t_{\text{в}}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{\text{ок}} = 6 * 1,2 * (-24 - 22) = -331,2 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{огр}} = -5380 - 9261 - 331,2 = -9216 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{кр}} F (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (3.26)$$

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

$k_{\text{кр}}$ – коефіцієнт теплопередачі через стелю, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{\text{н}} - t_{\text{в}}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{\text{ст}} = 1,2 * 288 * (-24 - 22) = -15897,6 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від освітлення, приймаємо $20 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

$$Q_{\text{осв}} = 0,5 * 16 * 1045,8 = 8366,4 \text{ Вт}$$

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{\text{об}} = K_{\text{од}} \cdot N \cdot \gamma \cdot K_{\text{заг}} \cdot 1000, \text{ Вт},$$

(3.27)

$$Q_{\text{об}} = 0,8 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 1000 = 11424, \text{ Вт},$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 РОЗРАХУНОК ВОЛОГОНАДХОДЖЕНЬ ВІД РІЗНИХ ДЖЕРЕЛ

Вологовиділення від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{л}}, \text{ кг/с} \quad (3.28)$$

де n – кількість людей у приміщенні;

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

$$W_{\text{л}} = (17,7 \cdot 10) + (21,2 \cdot 16) + (39 \cdot 10) = 0,00078 \text{ кг/с}$$

Визначаємо вологовиділення від повітря

$$W_{\text{вду}} = V \cdot \rho \cdot (d_{\text{п}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3} / 3600 \quad (3.29)$$

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

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{в}}} = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{с.в.}} + c_{\text{п}}^{\text{п}} \cdot d_{\text{сп}}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.30)$$

$$\sigma = \frac{8}{1000 + 0,14 \cdot (6,5 + 1,5)/2} = 0,015, \frac{\text{кг}}{(\text{м}^2 \cdot \text{с})}$$

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

$d_{\text{п}}, d'_{\text{п}}$ - вологовміст повітря у приміщенні при заданій відносній вологості та на лінії насичення.

$$W_{\text{вд}} = 700 \cdot 1,18 \cdot (16,8 - 8,5) \cdot 10^{-3} / 3600 = 0,00197$$

Вологовиділення від значеної повітря:

$$W_{\text{п}} = \frac{0,06 \cdot F \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}})}{3600} \quad (3.31)$$

$$W_{\text{п}} = \frac{0,06 \cdot 2040 \cdot 4}{3600} = 0,0136$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо повне вологовиділення:

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл}} + W_{\text{п}} \quad (3.32)$$

$$W_{\text{пол}} = 0,00078 + 0,0136 + 0,00197 = 0,01635$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \quad (3.33)$$

$$\varepsilon = \frac{162}{0,01635} = 9908 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 ЗВЕДЕНА ТАБЛИЦЯ ТЕПЛО І ВОЛОГОПРИПЛИВІВ ОБ'ЄКТУ ЗАВДАННЯ

Таблиця 3.3 Зведена таблиця теплонадходжень

Приміщення	Теплонадходження, кВт				Загальне теплове навантаження, кВт
	огороджуючі конструкції	Зовнішнього повітря	відвідувачі і персонал	освітлення	
Автоцентр	63,30	8,56	2,3	6,49	130,5
Автомайстерня	6,256	1,43	0,449	1,81	9,83
Адміністрація	13,21	7,09	1,141	2,26	21,6
Разом					162,0

Таблиця 3.4 Зведена таблиця вологопритоків

Приміщення	Вологопритоки, кг/с			Загальне вологоприток, кг/с
	Від зовнішнього повітря	відвідувачі і персонал	Змочені поверхності	
Автоцентр	0,000123	0,00048	0,0096	0,0102
Автомайстерня	0,000342	0,00013	0,0027	0,00317
Адміністрація	0,000422	0,00017	0,0033	0,00389
Разом	0,000881	0,00079	0,0136	0,01727

3.5 ПОБУДОВА В D,h-ДІАГРАМІ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В ЛІТНІЙ ТА ЗИМОВИЙ ПЕРІОДИ

Кондиціонування для теплої пори року:

1. Робоча різниця температур: При висоті стелі приймається робоча різниця температур $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$, яка дозволяє повітрю приточування асимілювати надлишки вологи і тепла в приміщенні.

2. Літній режим функціонування:

- На h-d діаграмі відзначається точка Нл зовнішнього повітря.
- Точка Вл на діаграмі визначає параметри повітря в приміщенні.
- Побудована пряма на $d = \text{const}$ з точки Вл показує нагрів у витяжному вентиляторі ($\Delta t = 10^\circ\text{C}$), що веде до отримання точки Вл.
- Процес в приміщенні відображається через точку Пл, що відповідає робочій різниці температур.
- Повітроохолоджувач з'єднує точку Нл з температурою поверхні t_f .
- Нагрів повітря в припливному повітродуві вентилятора ($\Delta t = 10^\circ\text{C}$) призводить до точки Пл.
- Пряма по $d = \text{const}$ до перетину з процесом в повітроохолоджувачі визначає параметри повітря після охолодження - точка К.

Кондиціонування для холодної пори року:

1. Зимовий режим функціонування:

- На h-d діаграмі відзначається точка Нз зовнішнього повітря зимою.
- Побудована пряма на $d = \text{const}$ відображає підігрів у електронагрівачі, що дає точку притоку повітря Нз1.
- Підігрів у теплоутилізаторі дає точку повітря Нз2.
- Підігрів в наступному повітряному нагрівачі дає точку Нз3.
- Точка Вз на діаграмі визначає параметри повітря в приміщенні.
- Розрахована ентальпія точки Пз обчислюється за формулою $\epsilon_{зима} = 8800$ через точку Вз.
- Лінія перетину процесу з ентальпією точки Пз дає точку Пз.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Лінія $h = \text{const}$ через точку ПЗ проводиться до перетину з $d = \text{const}$, проведеною через точку Нз, і отримується точка НзЗ.

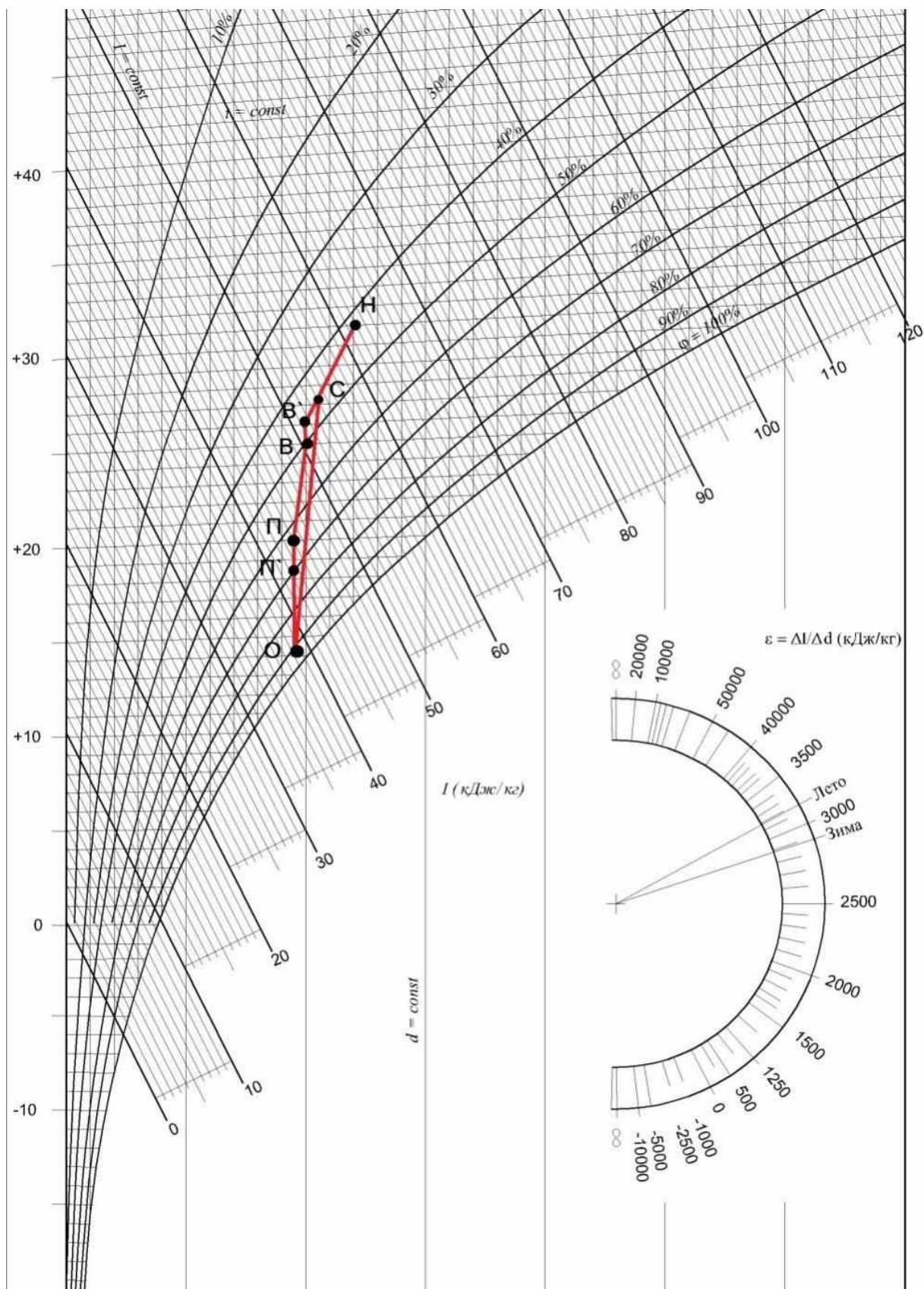


Рис.2 Процеси вТПР

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 07.013.007 ДП ПЗ

Арк.

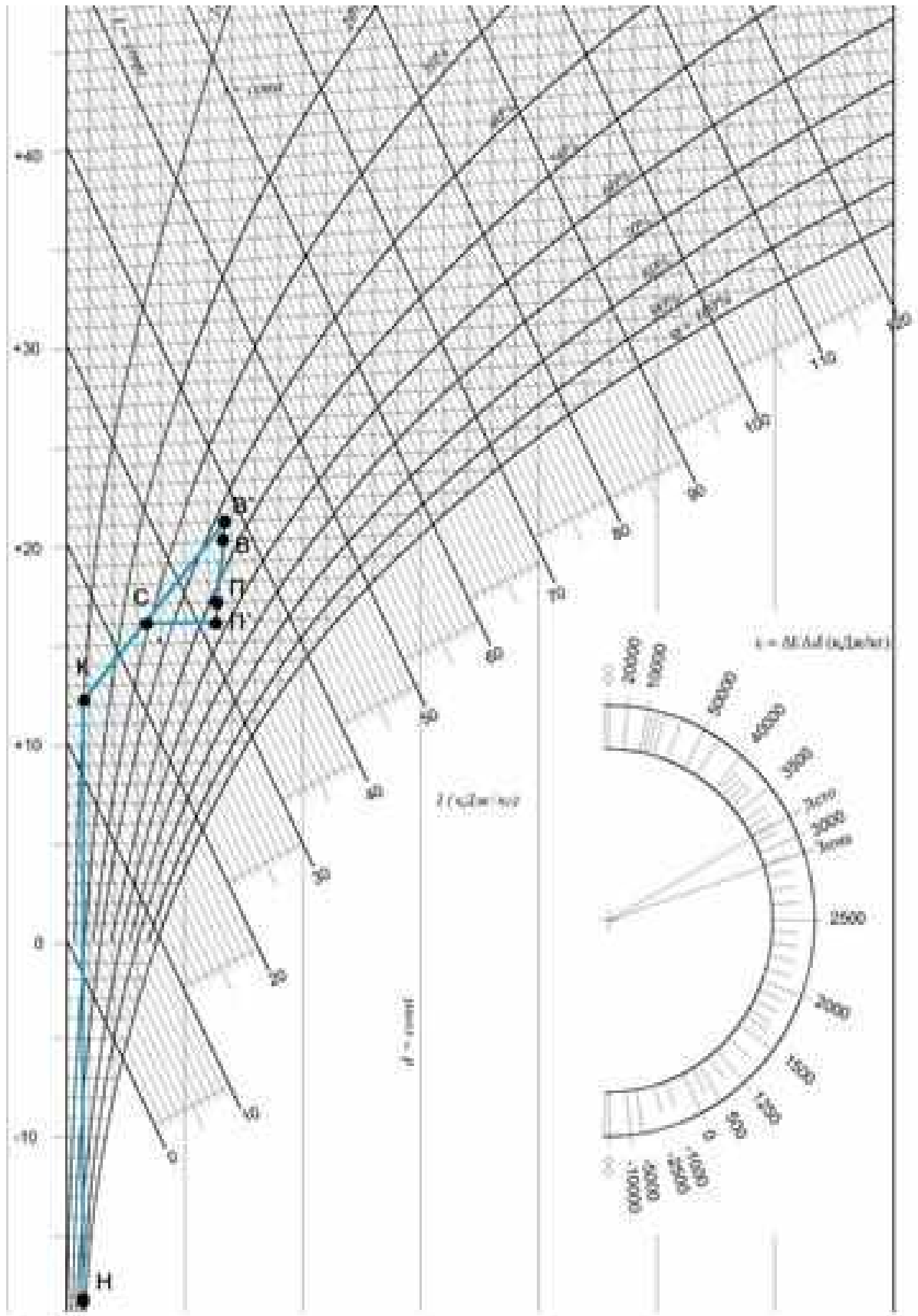


Рис.2 Процеси вХПР

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 07.013.007 ДП ПЗ

Арк.

3.6 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Для систем кондиціонування і вентиляції з першою рециркуляцією, положення точки суміші знаходять на перетині лінії, яка з'єднує точку В (повітря в приміщенні) і точку Н (зовнішнє повітря), з лінією ізоентальпії. Значення ізоентальпії визначають за правилом змішування, що враховує пропорції об'ємів і ентальпій різних повітряних потоків: i_c

$$i_c = \frac{L_n \rho_n i_n + L_p \rho_p i_p}{L_n \rho_n + L_p \rho_p} \quad (3.34)$$

Де i - Ентальпія (кДж/кг) та щільність (кг/м³) зовнішнього повітря;

i - ентальпія та щільність рециркуляційного повітря, які вважаються однаковими для внутрішнього повітря. $i_n \rho_n i_p = i_v \rho_p = \rho_v$

Далі при побудові режиму обробки проводять вертикальну лінію через точку П до перетину з лінією (точка К1) і з'єднують точки П і К1 прямою лінією. Температуру повітря у точці До (на виході повітронагрівача другого підігріву) приймають на 1-2°C нижче, ніж у точці П. $d = \text{const} \varphi = 0,95$

Теплове навантаження на охолоджувач повітря (в кВт) визначають за формулою

$$Q_0 = L_{\text{п}} \rho (i_c - i_{\text{к1}}) \quad (3.35)$$

Теплове навантаження на повітронагрівач другого підігріву знаходять за формулою

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{п}} \rho (i_{\text{к}} - i_{\text{к1}}) \quad (3.36)$$

де $i_c, i_{\text{к}}, i_{\text{к1}}, \rho, \varphi$ - питомі ентальпії у відповідних точках, кДж/кг; d - середня щільність повітря у процесі охолодження чи нагрівання.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо об'ємну витрату повітря, яке необхідно подавати в приміщення, що кондиціонується, з умови видалення теплонадходжень:

$$L = \frac{\sum Q_n}{\rho(i_B - i_{\Pi})} = \frac{\sum Q_{\text{я}}}{\rho c \Delta t_p} \quad (3.42)$$

де ρ – густина повітря при t_p , кг/м³; $t_p = t_{\Pi}$

c – питома теплоємність повітря при t_p , кДж/кг; $t_p = t_{\Pi}$

Δt_p – Допустима (робоча) різниця температур, °С;

i_B, i_{Π} – Питома ентальпія припливного та внутрішнього повітря (у точках П і В).

Визначаємо об'ємну витрату зовнішнього повітря за формулою

$$L_H = n L_{\text{тр}}, \quad (3.43)$$

де n – кількість людей у приміщенні; $L_{\text{тр}}$ – Необхідна об'ємна витрата повітря (в м³/год) у приміщенні за нормами на одну особу: приймаємо 35 м³/год. $n L_{\text{тр}}$

Визначаємо витрату рециркуляційного повітря

$$L_p = L_{\Pi} - L_H \quad (3.44)$$

Результати розрахунку: тепловологісне відношення - $\varepsilon_{\Pi} = 8353$ кДж/кг;
 витрати припливного повітря – $L=6,4$ м³/с; витрата зовнішнього повітря – $L_H=2,6$ м³/с; витрати рециркуляційного повітря - $L_p = 3,8$ м³/с.

З результатів розрахунку видно, що більшу частину припливного повітря становить рециркуляційне. Тому за цих умов доцільно застосовувати схеми з рециркуляцією повітря. Отже, вибираємо схему з першою рециркуляцією та буду-

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ємо процеси обробки повітря в Іd діаграмі здійснюємо згідно з вищевикладеною методикою .

Визначаємо теплове навантаження на охолоджувач повітря за формулою :

$$Q_0 = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{н}} - i_{\text{к}'_1}) \quad (3.45)$$

$$Q_0 = 6,4 \cdot 1,2(64 - 34) = 195 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату теплоти в повітрянагрівачі другого підігріву

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{к}'_1} - i_{\text{к}}) \quad (3.46)$$

$$Q_{\text{II}} = 6,4 \cdot 1,2(34 - 28) = 45,3 \text{ кВт}$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Підбір кришного кондиціонера

Максимальна витрата приточного повітря визначає корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень:

$$G_{\max} = 8,20 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера для всіх приміщень

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_{\text{в}}}$$
$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot 8,20}{1,2} = 24600 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

За повною продуктивністю проектуємо кондиціонер Clint RTA /MS182-804.

Після вибору кондиціонера проводимо остаточний розрахунок масової витрати припливного повітря.:

$$G_{\text{ки}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повне}}}{3600}$$
$$G_{\text{ки}} = \frac{1,2 \cdot 30000}{3600} = 10,0 \text{ кг/с}$$

За значеннями масової витрати проводяться всі подальші розрахунки тепломасообмінних апаратів.

Для розрахунку повітрянагрівача використовуються наступні вихідні дані: початкові та кінцеві параметри повітря (температури $t_{\text{н}} = -18^\circ\text{C}$, $t_{\text{к}} = 5^\circ\text{C}$), витрата повітря $G_{\text{в}} = 8861 \text{ м}^3/\text{год}$, температури теплоносія $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

В якості повітрянагрівача використовується ВНВ 243.1-103-090-02-3,5 -04-2 кондиціонера КЦКП-10 з площею фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$.

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

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_1 + t_2) - (t_{\text{н}} + t_{\text{к}})}{2}$$
$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(90 + 70) - (-18 + 5)}{2} = 86,55^\circ\text{C}$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = Q / (k \cdot \Delta t_{cp})$$

$$F = \frac{45300}{35,7 \cdot 86,55} = 51,2 \text{ м}^2$$

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

$$k = 20,94 \cdot (2,64)^{0,37} \cdot 1,53^{0,18} = 33,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$F = 45300 / (33,3 \cdot 86,5) = 54,9 \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм – $54,9 \text{ м}^2$.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = ((54,9 - 51,2) / 54,9) \cdot 100 = 6,74 \%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

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

$$\Delta P_a = 2,104 \cdot 2,64^{1,64} = 10,33 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

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

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

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 4) \cdot 1,53^{1,69} = 16,47 \text{ кПа}$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок охолоджувача повітря

Повітроохолоджувачем називається теплообмінний апарат, призначений для охолодження і, в більшості випадків, осушення повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах здійснюється примусово.

Процес охолодження та осушення повітря в повітроохолоджувачі відбувається в такій послідовності: у перших рядах повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження відбувається в нижній частині обрешітки, де ребра примикають до поверхні трубок. В рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря стикається з поверхнею обрешітки, температура якої нижча за точку роси потоку повітря, починається конденсація вологи з повітря.

Найбільша конденсація вологи відбувається в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність осушення повітря різна: найбільша інтенсивність випадання вологи спостерігається біля основи ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при змішуванні частин охоложеного та осушеного повітря біля основи ребра утворюється суміш з відносною вологістю близько 70-75%.

Метою теплового розрахунку повітроохолоджувача під час його проектування є визначення необхідної площі теплообміну для досягнення заданої холодопродуктивності та компоновання цієї поверхні. Масову витрату повітря через повітроохолоджувач було визначено в п.п. , та складатиме кг/с,

$$G_B = 6,4 \text{ кг/с}$$

Для розрахунків використовується умовна лінія процесу охолодження і осушення, яка відображається як пряма лінія, що з'єднує точки початкового і кінцевого стану повітря на h-d діаграмі.

Згідно з цією лінією, температура повітря на вході в теплообмінник (твх) дорівнює температурі змішаного рециркуляційного та зовнішнього повітря, яка складає 28,7 °С (як визначено в пункті 3.1). Температура на виході з охолоджувача повітря має бути на 1,5 °С нижче, ніж температура вхідного повітря, оскільки

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ки у вентиляторі температура підвищується на ті ж самі 1,5 °С. Таким чином, температура охолодженого повітря складатиме,

$$t_{\text{вих}} = t_{\text{п}} - 1,5 = 20 - 1,5 = 18,5 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Середня температура повітря у процесі охолодження в випарнику:

$$t_{\text{сер}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2} = \frac{28,7 + 16,5}{2} = 21,55 \text{ } ^\circ\text{С}$$

Середню температуру поверхні теплообмінника приймаємо згідно виразу:

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{сер}} \cdot (0,7/1,0) \cdot \theta;$$

де $\theta = t_{\text{к}} - t_{\text{сер}} = 9^\circ\text{С}$ - перепад температур між повітрям і холодильним агентом,

$$t_{\text{ст}} = 21,55 - 1 \cdot 9 = 12,55 \text{ } ^\circ\text{С}$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача розташовується там, де перетинається температура охолодженого повітря з лінією процесу охолодження. Ця лінія з'єднує точку з вхідними параметрами повітря (температура $t_{\text{вх}} = 28,70^\circ\text{С}$, ентальпія $h_{\text{вх}} = 74,8$ кДж/кг) і точку на лінії насичення при відносній вологості $\phi = 1$ і температурі $t_{\text{н}} = 12,55^\circ\text{С}$.

Ентальпія точки, що відповідає параметрам повітря на виході з повітроохолоджувача, становитиме $h_{\text{вих}} = 34,1$ кДж/кг, при температурі $t_{\text{вих}} = 16,50^\circ\text{С}$.

Обсяг тепла, який потрібно відвести від повітря у повітроохолоджувачі, становитиме:

$$Q_0 = G_{\text{в}} \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) = 6,4 \cdot (74,8 - 34,1) = 195 \text{ кВт}.$$

Знаходимо коефіцієнт волого випадіння:

$$\varepsilon_i = (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) / C_{\text{р}} \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}) = (74,8 - 34,1) / 1,005 \cdot (28,7 - 16,5) = 1,44$$

де $c_{\text{р}}$ - теплоємність повітря, що визначають по середній температурі.

Поверхня теплообміну буде,

$$F_{\text{общ}} = \frac{Q_0}{k \cdot \Delta t} = \frac{195000}{18 \cdot 15} = 720,2 \text{ , м}^2$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першим етапом у напрямку повітря встановлюються повітряні фільтри, які захищають поверхні наступних технологічних блоків від пилу. Згідно з Європейськими стандартами EN 779 і EN 1822-1, що діють з 1992 року, існує класифікація фільтрів в залежності від їх ефективності очищення від пилу.

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

Таблиця - Класифікація фільтрів

VENTUS постачає два типи блоків для припливних і витяжних систем: осередкові фільтри, що мають три різновиди фільтруючих матеріалів, та кишенькові фільтри.

Робота повітряних фільтрів оцінюється за такими показниками: ефективністю очищення, здатністю до утримання пилу та питомим повітряним навантаженням.

У кишенькових фільтрах поверхня фільтруючого матеріалу збільшена завдяки його кишеньковій структурі. Це дозволяє значно розширити поперечний переріз і фільтруючу поверхню для проходження повітря, що очищається. Розширення фільтруючої поверхні дозволяє зменшити питоме повітряне наванта-

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ження на фільтр.

У кишенькових фільтрах в якості фільтруючого матеріалу застосовуються текстильні полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріали з іглопробивними отворами.

Рівень очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення.

$$A_m = ((C_{вх} - C_{вых}) / C_{вх}) \cdot 100\%$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр, $C_{вх}$, в $\text{мг}/\text{м}^3$, визначає початковий рівень забруднення. Для житлових районів промислових міст $C_{вх} = 0,5 \text{ мг}/\text{м}^3$.

Для розрахунку запиленості припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_m = 92\%$, керуючись [5]

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

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

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

Де F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м^2 ;

$$УФ = 23040 / 12,4 = 1858,0 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

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

де L – витрата очищуваного повітря, що проходить через фільтр, $\text{м}^3/\text{ч}$; F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м^2 ;

$C_{вх}$, $C_{вых}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру, $\text{мг}/\text{м}^3$.

$$\tau = 570 \cdot 1000 \cdot (12,4 / ((0,5 - 0,04) \cdot 13370)) = 1149,2 \text{ год}$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сум}}}, \text{ днів}$$

$$\tau = 1149/12 = 96 \text{ днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром, використання кишенькового фільтру дозволяє збільшити термін його експлуатації в 4 рази без необхідності заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації. Таке покращення обумовлене збільшеною поверхнею фільтру для збирання забруднень, що дозволяє збільшити його ресурс і знизити витрати на обслуговування.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.8 РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Методика розрахунку полягає в визначенні перетинів повітроводів і втрат напору як на окремих ділянках, так і в галузях. Основна мета аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення включає:

1. Вибір діаметрів для круглих повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів.

2. Визначення втрат тиску в системах, включаючи всмоктувальні і подавальні повітроводи.

При розрахунку системи повітророзподілення важливо дотримуватися наступних умов:

- Діаметри повітроводів мають відповідати стандартним значенням.
- Втрати напору у будь-якій галузі повинні бути меншими, ніж у розташованих нижче галузях.
- Швидкість повітря в повітроводах має знаходитися в рекомендованих межах.
- Швидкість повітря в магістральних ділянках повинна зменшуватися в напрямку руху повітря.
- Діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути не менше або дорівнювати діаметру підходящих до нього відгалужень.

При проектуванні кожної системи задаються наступні вихідні дані:

- Максимальна швидкість повітря, допустима на окремих ділянках.
- Конфігурація мережі та форма перетину повітроводів.
- Матеріал повітроводу.
- Витрата повітря і довжина ділянок.
- Характеристика повітроводу (кінцевий або магістральний).
- Задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках, без врахування коефіцієнтів місцевих опорів трійників і хрестовин.

Для графічного зображення магістрального повітроводу в аксонометрії ми створюємо аксонометричну схему і розбиваємо його на відповідні ділянки.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок системи повітроводів для системи проводиться для визначення корисного об'єму повітря, що обчислюється за допомогою формули:

$$L = \frac{G \cdot 3600}{\rho}$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L = 29521 \text{ м}^3/\text{ч} ,$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L = L/5$$

$$L = 8861/5 = 5904$$

задаємось швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5}$$

$$d = (5904 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,55 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 5904 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в.факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu}$$

$$Re = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745 ,$$

де $d_{\text{екв}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} .$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин}} = \rho \cdot v^2 / 2$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,46)^2 / 2 = 14,32$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = (\lambda/d) \cdot \Delta p$$

$$R = (0,01/0,55) \cdot 14,32 = 2,60$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l.$$

$$\Delta p_l = 0,54 \cdot 2,6 = 1,4$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}}$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 14,32 + 19 = 22,80$$

Коефіцієнти місцевих опорів такі:

- для коліна $\xi = 0,24$;

- для конфузора $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi}$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 1,4 + 22,80 = 24,2$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\text{П}} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1}$$

$$L_{\text{учас}} = 29521 - 5904 = 23617 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємось швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5}$$

$$d = (23616 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,70 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 23616 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = (v \cdot d) / \nu$$

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602,564 ,$$

де $d_{\text{скв}} = d$,

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як значення, що враховує турбулентність і ступінь опору, які виникають в результаті взаємодії тіла з рухомих середовищем:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} .$$

$$\lambda = 0,3164 / 191602,564^{0,25} = 0,0151$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин}} = \rho \cdot v^2 / 2$$

$$\Delta p_{\text{дин}} = (1,2 \cdot 4,27^2) / 2 = 10,93$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = (\lambda / d) \cdot \Delta p$$

$$R = (0,0151 / 0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l .$$

$$\Delta p_l = 0,23 \cdot 2,3 = 0,52$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин}} + \Delta p_{\text{решетки}}$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 10,63 + 19 = 21,8$$

Коефіцієнти місцевих опорів такі:

- для трійника $\xi = 0,24$;
- для конфузора $\xi = 0,25$.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, втрати на кожній ділянці складаються, і в результаті визначається загальне падіння тиску:

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} .$$

$$\Delta P_{уч.} = 0,52 + 21,8 = 22,32$$

Для ділянки №3 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{учАСТОК\#2} = L_{П} - L_{учАСТОК\#1}$$

$$L_{участ} = 29521 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5}$$

$$d = (29521 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 1,44 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,85 \text{ м}$ Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{в. факт.} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2)$$

$$V_{в. факт.} = 29521 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 1,44^2) = 5,038 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = (v \cdot d) / \nu$$

$$Re = (5,038 \cdot 0,85) / 0,0000156 = 274\,506,$$

де $d_{скв} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2/\text{с)}$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} .$$

$$\lambda = 0,3164 / 274506^{0,25} = 0,0138$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{дин} = \rho \cdot v^2 / 2$$

$$\Delta p_{дин.} = (1,2 \cdot 4,33^2) / 2 = 11,24$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = (\lambda / d) \cdot \Delta p$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R=(0.0138/0.85) \cdot 11.24= 0.183$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l.$$

$$\Delta p_l=0.183 \cdot 2.3=0.42$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки}$$

$$\Delta p_{\xi}=0.24+0.25 \cdot 11.24+19=22.05$$

Коефіцієнти місцевих опорів такі:

- для трійника $\xi = 0,24$;

- для конфузора $\xi = 0,25$.

Отже, втрати на кожній ділянці додаються разом, і це призводить до визначення загального падіння тиску:

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} .$$

$$\Delta P_{уч.}=0.42+22.05= 22.47$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_{уч.} \Delta P$$

$$\Delta P =24.05+22.32+22.48=68.8$$

Ми обрали розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser, який ідеально підходить для вентиляції великих високих залів. Цей дифузор забезпечує можливість регулювання повітряного потоку і може використовуватися як для роздачі охолодженого, так і нагрітого повітря. Його висота установки може коливатися від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя може бути регульована вручну або за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього та зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. У режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (що забезпечує горизонтальну роздачу повітря), в режимі обігріву - у закритому (вертикальна роздача повітря). TSD може бути під'єднаний безпосередньо до круглого повітроводу або через приєднувальну камеру. Звукова потужність дифузора становить $LA \leq 35$ дБ.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.9 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Обґрунтування режиму роботи холодильної установки включає тепловий розрахунок циклу. Для цього використовується холодильний агент R410A, який має добрі термодинамічні властивості.

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_0) і температурою конденсації (t_k). [5].

Температура кипіння:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_0 = 15,5 - 3 = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Приймаємо $\Delta t_0 = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для поверхневих випарників [2].

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

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

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

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

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

Задаємося перегрівом пари холодильного агента в обмотках електродвигунакомпресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

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

Визначаємо температуру в точці 1:

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

$$t_1 = 12,5 + 5 = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Побудуємо цикл в lgr-h діаграмі і визначимо параметри точок процесів [15].

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_0 = 452 - 436 = 16 \text{ кДж/кг}$$

4 Масова витрата холодильного агента:

$$M_0 = Q_0 / q_0$$

$$M_0 = 162 / 180 = 0.9 \text{ кг/с}$$

5 Адиабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_a$$

$$N_a = 0.9 \cdot 16 = 14.4 \text{ кВт}$$

6 Дійсний об'єм:

$$V_a = M_a \cdot V_a,$$

$$V_a = 0.9 \cdot 0.028 = 0.025 \text{ м}^3/\text{с}$$

7 Коефіцієнт, що враховує вплив мертвого простору:

$$\lambda = 0.92 - 0.02 ((P_k/P_0) - 1)$$

$$\lambda = 0.92 - 0.02 ((22/12) - 1) = 0.85$$

8 Коефіцієнт враховує об'ємні втрати в компресорі:

$$h_w = \frac{T_0}{T_k}$$

$$h_w = \frac{285}{311} = 0.916$$

9 Коефіцієнт подачі поршневого компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w$$

$$\lambda = 0.85 \cdot 0.916 = 0.779$$

10 Об'єм описаний поршнями компресора:

$$V = V/V, \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_h = 0.025 / 0.77 = 0.0032 \text{ м}^3 / \text{с}$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11 Ефективний ККД:

$$\eta = \lambda_w + b \cdot t_0$$

$$\eta = 0.91 + 0.001 \cdot 5 = 0.915$$

12 Електрична потужність компресора:

$$N = N/n$$

$$N = 14.4 / 0.915 = 13,2$$

Потужність тертя в циліндрах:

$$N_{mp} = V_h \cdot P_{mp}, \text{кВт}$$

$$P = 0,0031 \cdot 40 = 0,124 \text{ кВт}$$

14 Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp}, \text{кВт}$$

$$N_e = 13,2 + 0,124 = 13,3 \text{ кВт}$$

15 Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = Q/N$$

$$COP_6 = 162 / 13,3 = 12,2$$

16 Коефіцієнт перетворення Карно:

$$COP = T / (T - T_0)$$

$$COP_k = 285 / (311 - 285) = 13$$

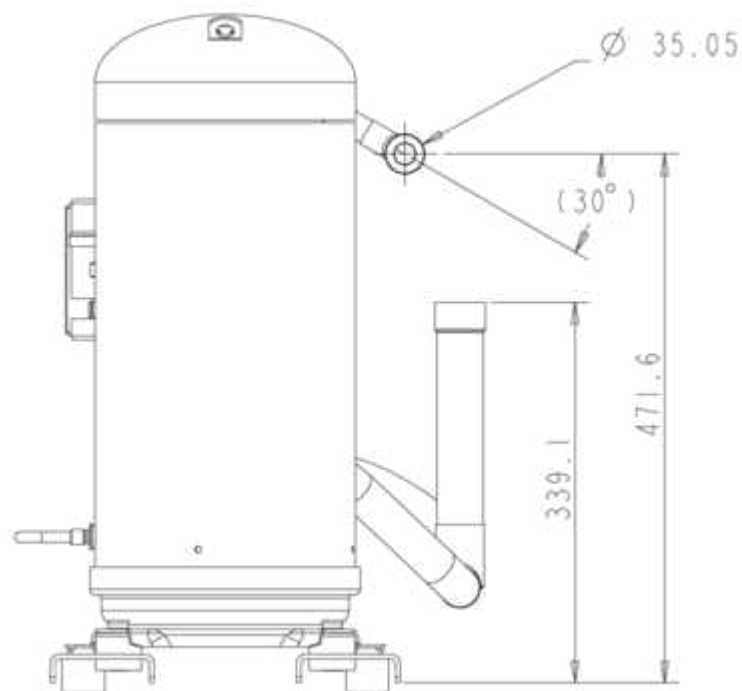
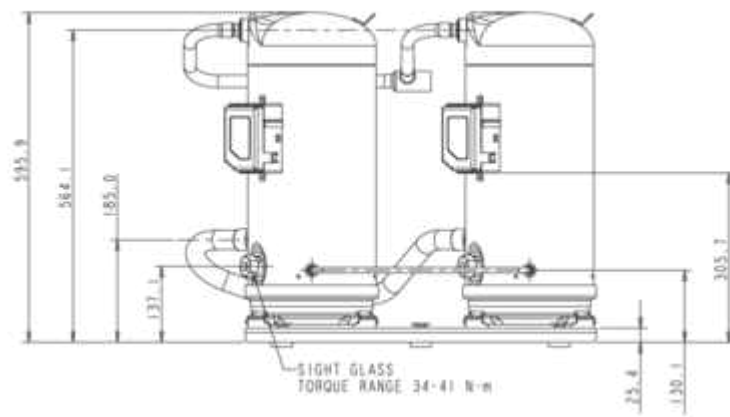
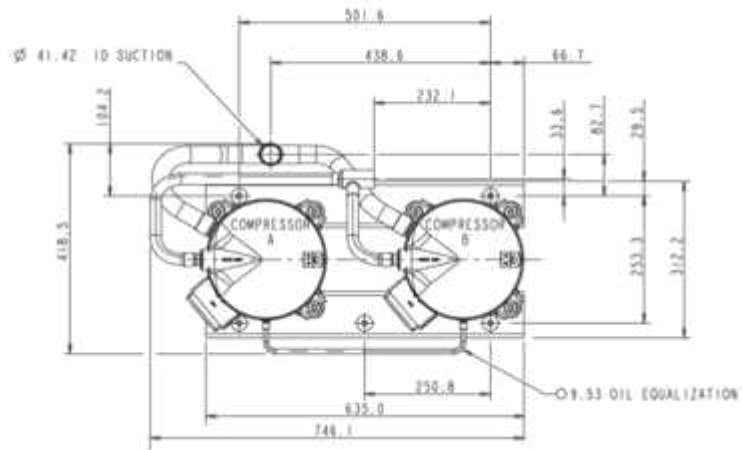
17 Дійсний ступінь термодинамічної досконалості:

$$CTS = COP / COP_k$$

$$CTS_6 = 12,2 / 13 = 0.94$$

Вибираємо спіральні компресора марки ZRT 380 – КСЕ, з холодопродуктивністю 40 кВт, витратою енергії 13 кВт

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КВ 07.013.007 ДП ПЗ

Арк.

Витрата повітря через конденсатор

$$G_a = \frac{Q_c}{c_p \cdot \Delta T_a}, \text{ кг/с,}$$

$$G_a = \frac{176,4}{1,006 \cdot 6} = 29,2 \text{ кг/с}$$

$$V_a = \frac{G_a}{\rho_a}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho_a = 1,17 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{a1} = 301,6 \text{ К}$.

$$V_a = \frac{29,2}{1,17} = 24,9 \text{ м}^3/\text{с}$$

Необхідна площа теплопередаючої поверхні конденсатора складає:

$$F = \frac{176300}{35 \cdot 9} = 560 \text{ м}^2$$

Дану площу задовольняє конденсатор марки КВ-803В63Н

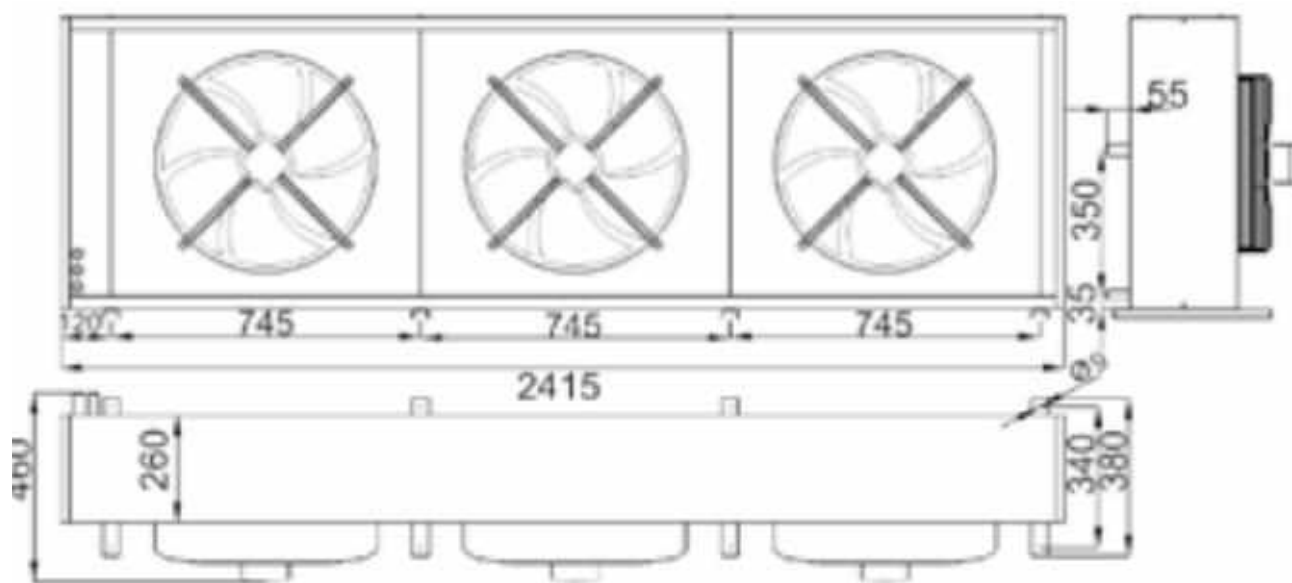
Таблиця 3.20 Технічна характеристика повітряного конденсатора

Найменування	КВ-803С63Н
Номінальна потужність, кВт	196,7
Розхід повітря	67500
Кількість вентиляторів	3*800
Габаритні розміри, мм: довжина	4165
Ширина	1700
Висота	750
Вага, кг	610
Площа, м ²	794,9
Об'єм труб, дм ²	95

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На підставі розрахунків, проведених вище, підбираю кришний кондиціонер марки Clint RTA/MS 182-804:

Припливна вентиляція	Найменування обладнання
Система П1	RTA/MS181-804
Система П2	RTA/MS182-804



					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

4.1. ВИБІР СИСТЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ ПОВІТРЯ

Автоматизована система управління (АСУ) представляє собою комплекс програмно-апаратних засобів, метою якого є забезпечення надійного та гарантованого керування всіма системами об'єкта.

Використання АСУ забезпечує наступні переваги:

- Постійна автоматична підтримка заданих параметрів життєзабезпечення у приміщеннях.

- Швидка реакція на небезпечні ситуації для запобігання або зменшення можливих втрат.

- Економія електричної, теплової енергії та води.

- Збільшення терміну служби інженерного обладнання та запобігання аваріям.

- Доступ до звітів для аналізу аварійних ситуацій.

- Використання даних АСУ у системах управління підприємством.

- Зниження вартості страхування будівлі.

Крім того, АСУ забезпечує:

- Неперервний централізований контроль та управління інженерними системами будівлі з диспетчерського пункту.

- Покращення умов праці співробітників завдяки автоматизованому управлінню мікрокліматом та освітленням у приміщеннях залежно від зовнішніх умов та режиму функціонування будівлі.

- Об'єктивну інформацію про поточний стан усіх інженерних систем будівлі та режими їх роботи.

- Підвищення надійності роботи систем через своєчасну локалізацію аварійних ситуацій.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Об'єктивний аналіз роботи обладнання та дій інженерних служб та підрозділів охорони під час нештатних ситуацій за рахунок документування прийнятих рішень у автоматизованих базах даних.

- Підвищення капіталізації та престижу будівлі.

- Зменшення ризику фінансових втрат завдяки підвищенню рівня безпеки.

- Зниження витрат під час модернізації інженерних та інформаційних систем.

АСУ вентиляцією та кондиціонуванням

Забезпечення стабільних параметрів мікроклімату у виробничих приміщеннях є критично важливим для забезпечення високої якості продукції в будь-якому виробництві. Проте, часто цю умову важко виконати через застаріле вентиляційне обладнання або відсутність кваліфікованих фахівців. Включення виробничих процесів автоматизованої системи управління вентиляцією та кондиціонуванням є одним із ключових рішень для досягнення цієї мети. Ці системи забезпечують оптимальну продуктивність, високу точність і стабільність, необхідні для успішного ведення будь-якого технологічного процесу.

Пропонована автоматизована система управління вентиляцією та кондиціонуванням (далі - система) призначена для автоматичного підтримання заданої температури та вологості у обслуговуваному приміщенні. Крім цього, система може включати датчики газоаналізатори, наприклад, аналізатори вмісту, які контролюють і підтримують концентрацію газів на необхідному рівні. Такі рішення дозволяють забезпечити безперервність та стабільність умов мікроклімату, що є критичним для ефективності та безпеки робочих процесів у будь-якому промисловому середовищі.

Схема автоматизації передбачає захист компресорного агрегата (КМ) від потенційно небезпечних умов експлуатації наступним чином:

1. При зниженні різниці тиску масла між картером КМ і нагнітаючою стороною масляного насосу до менше ніж 0,05 МПа, реле різниці тиску FD 113 Z U

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

від фірми «ALCO» відключає контакти магнітного пускача електродвигуна КМ на 2–3 секунди для забезпечення необхідного набору обертів масляного насосу.

2. При підвищенні температури нагнітання понад 130°C, реле температури ТРЭ-106 «ТЭРМ» відключає КМ.

3. При підвищенні тиску нагнітання на ступені низького тиску більше ніж 14,5 МПа і зниженні тиску всмоктування менше ніж на 0,5 МПа, двоблочне реле тиску PS2-A7A від фірми «ALCO» зупиняє роботу КМ..

Таблиця 2.1 Прибори автоматики

Прилад, який можна встановити	Режими, які становлять потенційну небезпеку, і регулюються за позицією	Параметр, що контролюється або регулюється приладом	Процес налаштування або калібрування приладу
PS2-A7A	Надмірний тиск (ризик вибуху контейнера)	Тиск нагнітання $P_n = 10^5 \text{ Па}$	14,5 при 46°C; 18,5 при 50°C
ТРЭ-106 «ТЭРМ»	Перегрів пари після випуску (ризик розкладу масла).	Температура нагнітання $t_n, ^\circ\text{C}$	150
FD 113 Z U фірми «ALCO»	Порушення подачі мастила від насосу (ризик відміток у підшипнику та циліндрі).	Різниця тиску в картері P_0 і після масляного насосу	2,0
FD 113 Z U фірми «ALCO»	Зниження подачі води до КД (зупинка насоса).	Різниця тиску до і після насосу 10%	Менше 3
ТРЭ-106 «ТЭРМ» 200RB 4 T 4	Регулювання температури у камері за позицією.	Температура в камері	В залежності від режиму
Магнітні пускачі, «ASKO»	Перегрів обмоток електродвигуна (ризик вийняття його з ладу).	Токове перенавантаження 1/1 ном	При 1/1 ном = 1,35 відімкнення

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інформація:

➤ Інформація про температуру зовнішнього, припливного, витяжного повітря та всередині приміщення.

➤ Інформація про стан забруднення фільтрів.

➤ Інформація про аварійні стани.

➤ Статус цифрових та аналогових входів та виходів.

Захист:

➤ Обмеження температури припливного повітря, що допускається.

➤ Захист вентиляторної групи – функція активна у разі застосування електричного нагрівача.

➤ Захист двигуна від перевантаження.

➤ Захист водяного нагрівача від розморожування.

➤ Захист електронагрівача від перегріву.

➤ Захист перехресно-точного теплообмінника від обмерзання.

➤ Аплікації автоматики підготовлені для нагрівання повітря за допомогою водяних теплообмінників.

➤ Кількість дифманометрів фільтрів в аплікації залежить від застосовуваної конфігурації фільтрів.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

5.1 ВИХІДНІ ДАНІ

Таблиця 5.1 - Вихідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об'єкту	«Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря автоцентру площею 2040м ² , м.Чернівці
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодоагент	R407
4	Марка масла	Все-170
5	Кількість робочих годин на 1 робітника	2096
6	Автоматизація	Повна
7	Витрати масла на 1 компресор, кг	15
8	Витрати фреона на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг	0.8
9	Вартість 1 кВт. електроенергії, грн.	4.5
10	Вартість 1 кг холодоагенту, грн.	678
11	Вартість 1 кг масла, грн.	1300

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика устаткування

№	Перелік устаткування	Марка	Кількість, шт.	Холодопродуктивність, кВт	t ₀ °C	Ціна, грн.
1	Кришний кондиціонер	RTA/MS182-804	1			800000
2	Спиральний компресор	ZRT380-KCE	4	40	+2	250000
3	Конденсатор	KB-803B63H	1			80000
4	Охолоджувач		1			47000
5	Електричний нагрівач		1			54000
6	Вентилятор	PLUG VS-230	1			50100
7	Повітропроводи		106 м			95000

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

5.2 РОЗРАХУНОК КАПІТАЛЬНИХ ВКЛАДЕНЬ

Розраховуємо вартість устаткування по кожному найменуванню. Сумарна вартість обладнання по кожному найменуванню окремо і сумарно за формулою:

$$V_{об} = C_{н} * K_{н} \quad (5.1)$$

де $C_{н}$ – вартість одиниці устаткування, грн.

$K_{н}$ – кількість даного найменування устаткування, шт.

Заносимо розрахунки в таблицю

Таблиця 5.3 - Загальна вартість устаткування

№	Найменування обладнання	Тип, марка	Кількість, шт.	Ціна за 1 днання, грн.	Сумарна вартість, грн.
1	Кришний кондиціонер	RTA/MS182-804	1	800000	800000
2	Спіральний компресор	ZRT380-KCE	4	250000	1000000
3	Конденсатор	KB-803B63H	1	80000	80000
4	Охолоджувач		1	47000	47000
5	Електричний нагрівач		1	54000	54000
6	Вентилятор	PLUG VS-230	1	50100	50100
7	Повітропроводи			95000	95000
8	Разом сумарна вартість основного устаткування	–	–	–	2126100
9	Вартість іншого устаткування	–	–	–	212610
10	Витрати на монтаж і транспорт	–	–	–	318915
11	Загальна вартість	–	–	–	2657625

Загальна вартість капіталовкладень $K_{в}$ в грн. на устаткування розраховується за формулою:

$$K_{в} = C_{од} + C_{заг}^{об}, \quad (5.2)$$

де $C_{заг}^{об}$ – загальна вартість обладнання, грн.

$$K_{в} = 0 + 2657625 = 2657625 \text{ грн}$$

5.3 Розрахунок цехових витрат

					KB 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3.1 Розрахунок виробничої потужності

В стандартних умовах виготовлення холоду $Q_{ст}$ тис кДж, розраховується за формулою:

$$Q_{ст} = \sum(Q_o \cdot K_{л} \cdot 19440), \quad (5.3)$$

де Q_o – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

K_3 – середньозважений коефіцієнт переводу праці компресора з робочих умов у стандартні при різних температурах кипіння холодоагенту.

$$Q_{ст} = 162 \cdot 0,7 \cdot 19440 = 2204496 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Витрати на допоміжні матеріали складають витрати на поповнення системи фреоном та мастилом.

Витрати на поповнення системи фреоном, грн. визначаємо за формулою

$$C_{x.a.} = \sum Q_o \cdot q_a \cdot K_p \cdot Z_{x.a.} \cdot K_{x.a} \quad (5.4)$$

Витрати на поповнення системи мастила, грн. визначаємо за формулою

$$C_{m.} = m \cdot n \cdot K_b \cdot R \cdot Z_m \cdot K_m. \quad (5.5)$$

Разом витрати визначаємо за формулою

$$C_p = C_{x.a.} + C_m \quad (5.6)$$

Вартість інших витрат визначаємо за формулою

$$C_i = C_p \cdot 5/100 \quad (5.7)$$

Усього витрат на допоміжні витрати визначаємо за формулою

$$C_{д.м} = C_p + C_i \quad (5.8)$$

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.4 Витрати на допоміжні матеріали

Статі витрат	Сума, грн.
1. Сумарна холодопродуктивність, кВт, ΣQ_0	162
2. Середня питома норма витрат фреону, кг/1кВт, q_a	0.8
3. Середній коефіцієнт втрат фреону при ремонтах, K_p	1,05
4. Ціна 1 кг фреону, грн., $Z_{x.a.}$	678
5. Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати $K_{x.a.}$	1,15
6. Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	106101.6
7. Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг m	15
8. Кількість компресорів, шт n	4
9. Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах K_b	1,2
10. Кількість заміन мастила у рік K_v	1
11. Середня ціна 1 кг мастила, грн; Z_M	1300
12. Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн K_M	1,14
13. Витрати на поповнення мастила, грн.	35568
14. Разом:	141669.6
15. Інші витрати (10%)	14166.9
16. Усього:	155836.5

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергії

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховуємо та заносимо в таблицю 5.5.

Таблиця 5.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Ном.по тужність, кВт	Коеф. використання обладнання	Кількість устаткування	Фонд робочого часу, годин	Загальна потреба електроенергії, кВт.год
		Wh.	Кв.об.	Куст.	Чрік	$W_{заг} = Wh. * Кв.об * Ку$.* Чрік
1	Електричний нагрівач	11	0,6	1	5600	36960
2	Охолоджувач	3,5	0,6	1	5600	11760
3	Компресор	13.3	0,85	4	5600	253232
4	Конденсатор	1.94	0,85	3	5600	27703,2
5	Система автоматики	1,5	0,9	1	5600	7560
	Усього					310285,2

Витрати на силову електроенергію в грн, визначаємо за формулою:

$$C_w = W_{заг} \cdot C_e \quad (5.9)$$

де C_e – ціна 1кВт електроенергії, грн.

$$C_w = 310285,2 * 4,5 = 1396283,4 \text{ грн}$$

5.3.4 Розрахунок чисельності робітників та фонду заробітної платні

Виходячи з умов повної автоматизації устаткування приймаємо 2 робітника 6 розряду з фондом робочого часу за рік - 2096 годин.

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки 1 розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{c1} = \frac{ЗП}{Г}, \quad (5.10)$$

де: ЗП – мінімальна заробітна плата, встановлена державою, грн.;

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.04.2024 дорівнює 8000 грн.

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{c1} = 8000/174,7=45,8$$

174,7 годин – середньомісячна кількість робочих годин (2096/12 =174,7)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 2096год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{c1} \cdot ТК_6, \quad (5.11)$$

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки шостого розряду:

$$T_{c(6p)} = 45,8*1,8 = 82,44 \text{ грн.}$$

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K, \quad (5.12)$$

де T_c – середня годинна тарифна ставка, грн.;

E_{ϕ} – ефективний фонд робочого часу, годин;

K – кількість працівників компресорного цеху.

$$T_{\phi} = 82,44* 2096*1 = 172794,2 \text{ грн.}$$

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$O_{\phi} = T_{\phi} + \sum D$$

(5.13) де T_{ϕ} – тарифний фонд зарплати, грн.

$$O_{\phi} = 172794,2 + 43198,55 = 215992,8 \text{ грн}$$

H – сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати):

$$\sum D = T_{\phi} \cdot \frac{25}{100} \quad (5.14)$$

$$H = 172794,2 \cdot 0,25 = 43198,55 \text{ грн.}$$

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D = \frac{T_{\phi} \cdot d}{100} \quad (5.15)$$

де d – відсоток додаткового фонду (25%)

$$D = 215992,8 \cdot 0,25 = 53998,2 \text{ грн.}$$

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi} \quad (5.16)$$

$$P_{\phi} = 215992,8 + 53998,2 = 269991 \text{ грн}$$

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_{\phi} \cdot p}{100} \quad (5.17)$$

де p – відсоток відрахувань від річного фонду (ЄСВ=22%).

$$B_c = 269991 \cdot 0,22 = 59398,02 \text{ грн}$$

Розрахунки заносимо до таблиці 5.6.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.6 – Розрахунок фонду оплати праці

Назва показника	Розрахунок
T_c – середня годинна тарифна ставка, грн	82,44
ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин.	2096
К – кількість працівників компресорного цеху	2
T_ϕ - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	345588,4
Д - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати).	86397,1
O_ϕ - основний фонд заробітної плати	431985,6
D_ϕ - додатковий фонд заробітної плати	107996,4
P_ϕ - річний фонд	539982
B_c - відрахування від річного фонду заробітної плати	118796,04

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4 РОЗРАХУНОК СОБІВАРТОСТІ ОДИНИЦІ ХОЛОДУ

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розраховуємо калькуляцію цехової собівартості 1000 кДж холоду.

Собівартість одиниці холоду $C_{ст.заг.1000кДж}$ в грн, розраховується за формулою:

$$C_{ст.заг.1000кДж} = \frac{C_{ст}}{Q_{ст}} \quad (5.18)$$

де $C_{ст}$ – цехова собівартість, грн.;

$Q_{ст}$ – річний виробіток холоду, тис. кДж.

$$C_{ст} = 2584656,84/2204496 = 1,17 \text{ грн}$$

Усі розрахунки заносяться у таблицю.

Таблиця 5.7 – Розрахунок собівартості одиниці холоду

№	Статті витрат	Сума витрат, грн.	
		На річний виробіток холоду	
1	Допоміжні матеріали	155836.5	
2	Зарплата персоналу	539982	
3	Відрахування від зарплати	118796,04	
4	Витрати на електроенергію	1396283,4	
5	Цехові витрати (20% від з/п)	107996,4	
6	Амортизація обладнання(10%)	265762,5	
7	Разом цехова собівартість (Cст)	2584656,84	1,17

5.5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЕКТУ

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 5.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

№	Показники	Кількість
1.	Найменування об'єкту	«Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря автоцентру площею 2040м ² , м.Чернівці
2.	Система охолодження	безпосередня
3.	Холодильний агент	R407
4.	Ступінь автоматизації	повна
5.	Сума капіталовкладень, грн	2657625
6.	Холодопродуктивність компресорів,	162
7.	Кількість компресорів, шт.	4
8.	Річний виробіток холоду , тис. кДж.	2204496
9.	Цехова собівартість, грн.	2584656,84
10.	Собівартість одиниці холоду, грн..	1,17
11.	Чисельність виробничого персоналу,	2

Виходячи з техніко-економічних розрахунків підтверджуємо, що розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря автоцентру площею 2040м², м. Чернівці є доцільною і економічно вигідною, так як вартість одиниці холоду (1,17 грн) є конкурентоспроможною у порівнянні з серед галузевою.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Виробнича санітарія

Метеорологічні умови середовища включають температуру, відносну вологість, швидкість руху повітря, атмосферний тиск, теплове випромінювання та електромагнітні поля надвисокої частоти (НВЧ). Створення належних метеорологічних умов у робочій зоні позитивно впливає на організм людини, сприяє доброму самопочуттю, підвищує безпеку роботи та забезпечує високу працездатність. Відхилення температури, вологості та швидкості руху повітря від оптимальних значень можуть негативно впливати на процес теплообміну та терморегуляції організму людини, що може призвести до швидкої втоми, перегрівання або переохолодження та інших несприятливих наслідків.

Значення нормативних параметрів умов праці представлені в таблиці 5.1. Оптимальні параметри мікроклімату та чистота повітря в будівлі підтримуються системами вентиляції. Шкідливі речовини та пил знаходяться в межах допустимих значень (ГДК).

Комфортні умови праці значною мірою залежать від освітлення приміщень. Раціональне освітлення підвищує безпеку робіт і продуктивність праці. Невідповідність нормативним показникам освітлення або неправильне встановлення джерел світла може спричинити швидку стомлюваність працюючих, а також нещасні випадки.

Для створення нормальних умов праці освітлення повинне відповідати таким вимогам:

- Забезпечувати рівномірність освітлення;
- Не викликати сліпучої дії, блискучості та змін яскравості в полі зору працюючого;
- Не утворювати різких тіней на робочій поверхні;
- Бути економічним.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 – Значення нормативних властивостей мікроклімату

Приміщення	Пора року	Категорія тяжкості робіт	Характер робочих місць	Температура, оС			Відносна вологість повітря, %			Швидкість руху повітря, м/с		
				факт	Довідковий посібник до БНіП		факт	Довідковий посібник до БНіП		факт	Довідковий посібник до БНіП	
					опт.	дод.		опт.	дод.		опт.	дод.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Гарячий цех	теплий	Середній тяжкості II а	постій.	-	20-23	Не більше ніж на 5 оС вище тн, але не більше 28 оС	-	40-60	Не більше 75	-	Не більше 0,3	Не більше 0,7
	холодний	Середній тяжкості II а	постій.	-	16-18	17-22	-	40-60	Не більше 75	-	Не більше 0,3	Не більше 0,5
Обідня зала	теплий	Легка I а	не постій.	-	22-25	Не більше ніж на 3 оС вище тн, але не більше 28 оС	-	40-60	55-75	-	Не більше 0,3	Не більше 0,5
	холодний	Легка I а	не постій.	-	18-21	17-22	-	40-60	Не більше 75	-	Не більше 0,2	Не більше 0,3

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КВ 07.013.007 ДП ПЗ

Арк.

У приміщеннях використовують два види освітлення: природне (за наявності променепроникних отворів) та штучне. Природне світло має високу біологічну та гігієнічну цінність, оскільки його спектральний склад сприятливий для зору людини та позитивно впливає на її психологічний стан. У цьому будинку переважає природне бічне освітлення. Основними джерелами штучного освітлення є газорозрядні (люмінесцентні) лампи.

Параметри освітлення

Гарячий цех

- **Розряд, підрозряд зорової роботи: Vб**
- **Природне освітлення**
 - Вид освітлення: Комбіноване
 - КЕО факт, %: -
 - КЕО норм (СНіП 23-05-95): 3
- **Штучне освітлення**
 - Вид освітлення: Комбіноване
 - Вид джерела світла: ЛБ-40
 - Тип світильника: закритий
 - Освітленість факт. ЕФ, лк: -
 - Освітленість норм. (СНіП 23-05-95) ЄП, лк: 200

Обідня зала

- **Розряд, підрозряд зорової роботи: Vб**
- **Природне освітлення**
 - Вид освітлення: Комбіноване
 - КЕО факт, %: -
 - КЕО норм (СНіП 23-05-95): 3
- **Штучне освітлення**
 - Вид освітлення: Комбіноване
 - Вид джерела світла: ЛБ-40
 - Тип світильника: закритий

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Освітленість факт. ЕФ, лк: -
- Освітленість норм. (СНіП 23-05-95) ЄП, лк: 200

Вплив випромінювань на організм людини визначається їхнім типом, інтенсивністю та тривалістю впливу. Основні джерела випромінювань у громадських будівлях включають холодильники, телевізори, радіоприймачі, комп'ютери, мікрохвильові печі та інші побутові прилади. Випромінювання від цих приладів у приміщеннях будинків відпочинку перебувають у межах допустимих норм.

Основним джерелом шуму та вібрації є вентиляційні установки. Аеродинамічний шум виникає через пульсацію швидкості та коливання тиску повітря у вентиляторі та повітроводах.

Параметри шуму та вібрації наведені нижче. Відсутність фактичних значень шуму та вібрації від вентиляційної установки пояснюється неможливістю проведення вимірів через відсутність встановленої системи. Допустимий рівень звукового тиску у виробничому приміщенні не повинен перевищувати 85 дБА. Рівень шуму, створюваний системою припливно-витяжної вентиляції у вентиляційній камері, становить 93 дБА, а в обслуговуваному приміщенні – 46 дБА.

Параметри шуму та вібрації приміщення: Вентиляційної камери

➤ ШУМ

Джерело шуму: Вентилятор

Рівень звуку, дБА:

Фактичний:

- У виробничому приміщенні: -
- На території житлової забудови: -

ПДК (Гранично допустима концентрація):

- У виробничому приміщенні (ГОСТ 12.1.003-83): 85 дБА
- На території житлової забудови: 75

➤ ВІБРАЦІЯ

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Джерело вібрації: Вентилятор

- Рівень віброшвидкості, дБ:

Фактичний:

- У виробничому приміщенні: -

- На території житлової забудови: -

ПДК (Гранично допустима концентрація):

- У виробничому приміщенні (ГОСТ 12.1.012-90): 84 дБ

- На території житлової забудови (СН 1304-75): -

Таким чином, інформація про рівень шуму та вібрації у вентиляційній камері структурована послідовно.

Приміщення, робоче місце	Джерело шуму	Шум				Джерело вібрації	Вібрація			
		Рівень звуку дБА					Рівень віброшвидкості, дБ			
		факт.		ПДК			факт		ПДК	
у промисл. приміщенні	на території житлової забудови	у промисл. приміщенні (ГОСТ 12.1.003-83)	на території житлової забудови	у промисл. приміщенні	на території житлової забудови	у промисл. приміщенні (ГОСТ 12.1.012-90)	на території житлової забудови (СН 1304-75)			
Вентиляційна камера	Вентилятор	-	-	85	75	вентилятор	-	-	84	-

Для зниження рівня звукового тиску в системах вентиляції було здійснено такі заходи:

- встановлення вентиляторів, більш досконалих за акустичною характеристикою;
- Вибір оптимальних режимів роботи вентилятора;
- Зниження швидкості руху повітря в місцевих опорах.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Шум від транзитних повітроводів, що проходять через приміщення, зменшується за допомогою збільшення масивності самого повітровоуду і застосування шару звукоізолюючих матеріалів на їх поверхні, а також встановлення шумоглушників для зниження звукового тиску.

Для зменшення шуму в приміщеннях, що межують з вентиляційною камерою, використовується відповідний матеріал для стінок камери та їх звукоізоляція.

Як віброізолюючі пристрої, що перешкоджають поширенню коливань по матеріалу, застосовують пружинні амортизатори або пружні прокладки. Для запобігання передачі вібрації від вентилятора до повітроводів останні приєднують до вентилятора через гнучкі вставки з пружних матеріалів.

Пожежна безпека

За рівнем пожежної небезпеки підприємства поділяються на шість категорій. Будівля, що розглядається у цьому дипломному проєкті, належить до категорії Д.

За правилами влаштування електроустановок також класифікуються і приміщення, в яких зберігаються або утворюються внаслідок технологічного процесу пожежі та вибухонебезпечні рідини, тверді та газоподібні речовини та матеріали та в яких від електричних джерел запалювання можуть виникнути загоряння, пожежі та вибухи.

Для забезпечення вибухобезпеки проєктованої будівлі приміщення класифікують за вибухонебезпечністю відповідно до вимог правил улаштування електроустановок.

У проєктованій будівлі переважають зони класу В-Іа, які відповідають середній ступеню пожежонебезпечності. Пожежонебезпечними приміщеннями вважаються ті, де зберігають або використовують горючі речовини, і згідно з Правилами улаштування електроустановок (ПУЕ) вони поділяються на чотири класи.

З метою зниження ризику виникнення та поширення пожеж має велике значення правильне планування приміщень, зокрема з урахуванням необхідності за-

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безпечення міцності і стійкості будівель і споруд як в звичайних умовах, так і під час пожежі.

Ключовим аспектом, який визначає здатність будівель і споруд протистояти пожежі, є їх вогнестійкість. Це поняття включає межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і межі поширення вогню через них. Матеріали, які використовуються для обробки внутрішніх приміщень будівлі, вважаються горючими матеріалами.

Здатність конструкцій за умов пожежі зберігати свої експлуатаційні функції називається вогнестійкістю. Вогнестійкість конструкцій характеризується межею вогнестійкості. Залежно від ступеня вогнестійкості основних будівельних конструкцій усі будівлі та споруди поділяються на п'ять ступенів вогнестійкості. Застосовувані матеріали відносяться до II ступеня вогнестійкості.

Усередині будівлі небезпека поширення вогню при пожежі зменшується за допомогою протипожежних перешкод, таких як протипожежні стіни, перегородки і перекриття, виготовлені з негорючих матеріалів. Протипожежні стіни мають межу вогнестійкості не менше 2,5 годин і проектуються з урахуванням вимог: мають опиратися на фундаменти та будуватися на всю висоту будівлі чи споруди.

Автоматичне гасіння пожежі не передбачене.

Для тушіння місцевих загорянь застосовуються вуглекислотні вогнегасники типу ОУ-3 та ОУ-3(3)-13В-У2.

Серед інших заходів з протипожежної безпеки використовується пожежний зв'язок та сигналізація, що сприяють швидкому виявленню та виклику пожежних підрозділів на місце загоряння, а також забезпечують управління та оперативне керівництво в процесі гасіння.

Велике значення при проектуванні та будівництві будівель надається забезпеченню умов для безпечної евакуації людей у разі пожежі. Це досягається за допомогою евакуаційних виходів, кількість яких визначається відстанню від найвіддаленішого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу, залеж-

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

но від ступеня вогнестійкості будівлі, об'єму приміщення і вибухонебезпечності розміщених у ньому виробництв. Кількість евакуаційних виходів з будівель, приміщень та з кожного поверху встановлюється за розрахунками, але не менше двох.

У всіх випадках ширина ділянок евакуаційних шляхів повинна бути не менше 1 метра. Ширина дверей на шляхах евакуації повинна становити не менше 0,8 метра, а ширина зовнішніх дверей сходових кліток – не менше ширини маршів сходів. Висота проходу на евакуаційних шляхах повинна бути не менше 2 метрів.

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

<http://vtscomplecte.com.ua/downloads.php>

https://dpva.ru/Guide/GuideMedias/CoolingAgents/R32list/R32PED_Propertues_ASR/

1. СНиП РК 2.04-01-2001
2. СНиП РК 4.02-05-2001
3. БНіП 2.04.05-2001
4. Явнель Б. К. Курсове та дипломне проектування холодильних установок та систем кондиціювання повітря. - 3-тє вид., Перероб. і доп - М.: Агропромідат, 1989. 223 с.; мул. – (Підручники та навч. посібники для технікумів)
5. Холодильна техніка Властивості речовин; Богданов, С.М.; Іванов, О.П.; Купріянова, А.В.; Вид-во: М.: Агропромиздат, 1985 р
6. СНиП РК 2.04-03-2002
7. Белова Є.М. Системи кондиціювання повітря з чилерами та фенкоїлами. 2003, 400 с.
8. Белова Є. М. Центральні системи кондиціювання повітря у будинках. - М.: Євроклімат, 2006. - 640 с: іл. - (Бібліотека кліматехніка).
9. Ананьєв В.Л., Балусєва Л.М., Гальперін А.Д., Міст А.К., Єрьомін М.Ю., Звягтщева РМ, Мурашко В.П., Сєдих І.В. Системи вентиляції та кондиціювання. Теорія та практика. 2001,416 з Трєтє видання.
10. Програма для розрахунку розподілу повітря Кліма ADE 5.4
11. Програма для розрахунку повітроводів Vent-Calc
12. Каталог кліматичного обладнання корпорації VTS Group
13. Програма розрахунку циклів холодильних машин CoolPack
14. Інтернет – ресурси:
15. <http://www.conditionery.ru/library/33/751/>
16. <http://aznku.ru/met-meb/ventilyatsiya/114/index.html>
17. <http://www.mkc-ltd.ru/index.asp?id=263>
18. <http://www.ventportal.com/node/415>

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

19. <http://www.ttvent.ru/?id=164>
20. <http://www.termocom.ru/ventilyatsiya-restoranov-kafe-i-barov.htm>
21. <http://ventportal.com/node/33>
22. <http://www.citiair.ru/pages/alasca/recup.html>
23. http://www.engstroy.spb.ru/library/smotrakova_rekuperaciya.pdf
24. <http://www.convert-me.com/ru/convert/power>
25. <http://www.di-condition.com/ventilyatsiya-kafe-restoranov>
26. http://www.mirklimata.com/archive/number49/article/10_aerod_vozduhov
27. <http://www.comfortzone.ru/types/restorans/>
28. <http://rvs.products.in.ua/news/1427.aspx>

					КВ 07.013.007 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ім'я користувача:
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:
1016358113

Дата перевірки:
13.06.2024 20:57:41 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
13.06.2024 20:59:14 EEST

ID користувача:
100011688

Назва документа: 4КВ-07_Манченко

Кількість сторінок: 65 Кількість слів: 10398 Кількість символів: 74362 Розмір файлу: 1.13 MB ID файлу: 1016162601

14.4% Схожість

Найбільша схожість: 10.5% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/ac2f927a-65a..>)

14.4% Джерела з Інтернету 185

Сторінка 67

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи 495

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

В І Д Г У К

керівника про дипломний проект здобувача освіти

Манченка Дмитра Ігоровича

Спеціальність

№ 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма

«Монтаж та обслуговування систем кондиціонування і
вентиляції повітря»

Тема: «Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря автоцентру площею
2040 м. кв, м. Чернівці.»

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

а) Об'єм та якість виконаної роботи (графічного матеріалу та розрахунково-пояснювальної записки)

Дипломний проект Манченка Д.І. виконано згідно завданню і складається з
пояснювальної записки на сторінках і графічного матеріалу на аркушах,
формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проектом (роботою)

Дипломник Манченка Д.І. над дипломним проектом працював самостійно, графік
виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не
порушував.

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента Манченка Д.І. - добра.

При навчанні за освітньо-професійною програмою «Монтаж та обслуговування
систем кондиціонування і вентиляції повітря» показав програмні результати навчання
на достатньо високому рівні, зацікавленість проявляв до дисциплін професіонального
циклу.

г) Вміння вирішувати виробничі та конструкторські питання на базі останніх досягнень науки і техніки, передових методів виробництва

Студент Манченка Д.І., в період роботи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.

Манченко Д.І. отримав освітній ступень фаховий молодший бакалавр з енергетики, заслуговує присвоєння кваліфікації – фахівець з систем кондиціонування і вентиляції повітря.

Оцінка розрахункової частини	4 <u>(добре)</u>
Оцінка графічної частини	4 <u>(добре)</u>
Загальна оцінка	4 <u>(добре)</u>

Прізвище, ім'я, по батькові керівника _____ Бригадир Л.Г.

Місце роботи і посада керівника проекту

Завідувач відділення енергетичних систем, викладач циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

« 19 » червня 20 24 р.

Підпис _____



г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Виконання графічної частини за допомогою програми AutoCAD.
2. Використання сучасного холодильного обладнання.

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. На аркуші №2 «Розводка повітряпроводів» не вказанні діаметри.
- 2.
- 3.

Оцінка розрахункової частини	<u>3 (задовільно)</u>
Оцінка графічної частини	<u>3 (задовільно)</u>
Загальна оцінка	<u>3 (задовільно)</u>

Прізвище, ім'я, по батькові

Гуртов Сергій Васильович
здобувач спеціальності

Місце роботи і посада рецензента

ТОВ Куштермарт

« 22 » 07 24

[Підпис]
(підпис)

**ДОЗВІЛ
НА РОЗМІЩЕННЯ
ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
В ЕЛЕКТРОННОМУ РЕПОЗИТАРІЇ ВСП «ОТФК ОНТУ»**

Ми, що нижче підписалися,

Манченко Дмитро Ігорович,
здобувач освіти гр. 4КВ-07, та

Бригадир Людмила Григорівна,
керівник дипломного проекту,

не заперечуємо щодо розміщення електронного варіанту пояснювальної записки до дипломного проекту фахового молодшого бакалавра на тему:

«Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря автоцентру площею 2040 м. кв, м. Чернівці» (автор роботи – Манченко Д.І., керівник роботи – Бригадир Л.Г.)

виконаного у ВСП «Одеський технічний фаховий коледж Одеського національного технологічного університету» в 2024 році, у повному обсязі в електронному репозитарії ВСП «ОТФК ОНТУ» для вільного доступу через мережу Інтернет.

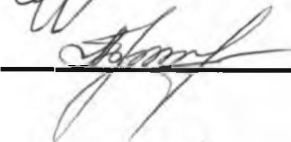
Несемо відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів випускної кваліфікаційної роботи і даємо згоду на обробку персональних даних.

Виконавець



/ Манченко Д.І. /

Керівник



/ Бригадир Л.Г. /

«10» червня 2024 р.