

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КОМПЛЕКСНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему «Інноваційні технології проєктування енергоефективної системи кондиціонування реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

Частина 5

на тему «Проєкт системи кондиціонування їдальні реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

Здобувача Кохановський Р.О.

IV курсу групи ЕН141ск

Керівник доцент Когут В.О.

(посада, прізвище та ініціали)

Консультант доцент Жихарева Н.В.

(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри 31.05.2024 протокол № 12

Завідувач кафедри ХУіКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

(назва кафедри)

(підпис)

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2024 рік

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

01 березня 2024 р.

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

Кохановський Роман Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові)

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

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

затвердені наказом вищого навчального
закладу № 602-03 від 19.10.2024

2. Строк подання студентом роботи 31.05.2024 року

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

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

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

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання: 03.10.2023 р

Керівник _____ Когут В.О.
Завдання прийняв до виконання _____ Кохановський Р.О..

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

..
Здобувач-дипломник _____ Кохановський Р.О.
Керівник роботи _____ Когут В.О.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Кохановський Роман Олегович _____

АНОТАЦІЯ

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

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

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; враховуючи тепло припливи і волого виділення від їжі розрахунок повітряних фільтрів; обґрунтування вибору і підбір обладнання для системи кондиціонування повітря для бомбосховища. За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер. Підбираємо центральний кондиціонер фірма, «ВЕЗА-УКРАЇНА» Модель «КЦКП-А 20» Кондиціонери типу КЦКП-А виготовляються у сейсмостійкому виконанні.

Ключові слова: системи кондиціонування, теплопритоки, фільтрація, їдальня, холодоагенти . волога

ANNOTATION

Kokhanovsky's bachelor's qualification thesis. The topic "Project of the air conditioning system of the dining room of the rehabilitation center at the hospital in Odesa" consists of: 77 pages of text and appendices, 21 figures, 5 tables, 18 references to literary sources

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

In the work, the calculation of air conditioning processes is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; calculation of air filters, taking into account heat inflows and moisture released from food; justification of the choice and selection of equipment for the air conditioning system for the bomb shelter. We select an air conditioner for full performance. We are selecting a central air conditioner by the company "VEZA-UKRAINE" Model "КЦКП-А 20" Air conditioners of the КЦКП-А type are made in an earthquake-resistant version.

Keywords: air conditioning systems, heat inflows, filtration, dining room, refrigerants. moisture

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

ВСТУП

Кондиціонування повітря - це автоматична підтримка в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів повітря (температури, відносної вологості, чистоти, швидкості руху) на певному рівні з метою забезпечення головним чином оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей, ведення технологічних процесів, забезпечення схоронності цінностей культури.

Здоров'я, працездатність, та й просто самопочуття людини значною мірою визначаються умовами мікроклімату і повітряного середовища в приміщеннях. Сучасні автоматизовані системи кондиціонування повітря підтримують задані параметри повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища. Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів, які називаються системою кондиціонування повітря (СКП).

Системи кондиціонування забезпечуються засобами для очищення повітря від пилу, бактерій і запахів; підігріву, зволоження та осушення його; переміщення, розподілу і автоматичного регулювання температури повітря, його відносної вологості, а іноді і засобами регулювання газового складу і змісту заряджених іонів в повітрі; а також – засобами дистанційного керування і контролю. Системи кондиціонування великих громадських будівель обслуговуються комплексними автоматизованими системами управління. Сучасні умови життя людини вимагають ефективних штучних засобів оздоровлення повітряного середовища. Одним з варіантів розв'язання проблеми може бути застосування кондиціонування.

Основними етапами розробки та використання великої системи кондиціонування повітря є проектування, будівництво, введення в експлуатацію, експлуатація, підвищення енергоефективності та технічне обслуговування.

Метою кваліфікаційної роботи було визначення переліку засобів та заходів, спрямованих на заощадження ресурсів та енергії, що витрачаються на проектування та подальшого монтажу систем кондиціонування.

Етапи проектування розділені на ескізний проект, проект узгоджений та узгоджена робоча документація. Між етапом узгодженим проектом та узгодженої робочої документації також розташовуються такі етапи, як їх розробка, експертиза та узгодження з усіма технічними та іншими нормативами.

Дослідження були проведені для конкретно обраного об'єкта – системи кондиціонування ідальні реабілітаційного центру при лікарні м. Одеси

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є розробка проекту системи кондиціонування ідальні реабілітаційного центру та розробка системи повітророзподілення.

Методи дослідження.

Порівняння величин теплопритоків до приміщення та розрахунок оптимальної системи для підтримки оптимального режиму повітря.

Теоретична цінність.

Визначається в дослідженні та розробці центральної системи кондиціонування повітря при нестационарних теплових режимах

Фактологічна база.

Фактологічною базою дослідження є різні схемні рішення систем кондиціонування повітря. В якості джерел інформації використані: методичні рекомендації, видання кондиціонування повітря та веб-сайти.

Структура роботи.

Включає 7 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації.

Задачі дослідження.

Розробити проект системи кондиціонування системи кондиціонування їдальні реабілітаційного центру при лікарні міста Одеса. Розробити систему повітророзподілення, що дозволяє підтримувати параметри повітря.

У підсумку отримані такі практично значущі висновки:

1. Найбільш ефективними заходами з енергозбереження є використання централізованих систем, своєчасне обслуговування систем, та розташування блоків кондиціонерів з розрахунком на найбільшу ефективність.

2. Найменш затратними заходами з енергозбереження є своєчасне очищення внутрішніх та зовнішніх блоків.

Найбільш ефективними заходами з ресурсозбереження є використання систем кондиціонування з інвертором для зменшення витрат та застосування рекуператорів у комплексі із системами кондиціонування.

. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) — це розрахунок економічної доцільності проекту, заснований на порівняльній оцінці його вартості та результатів ефективності, а також терміну окупності інвестицій. Техніко-економічне обґрунтування – це оцінка кожного вашого кроку в реалізації проекту.

Укладенню капіталу передують підготовка техніко-економічного обґрунтування інвестиційного проекту. У процесі інвестування цей етап відіграє важливу роль, тому що чим більше інвестор отримає достовірну та добре продуману інформацію про підприємство (проект), тим менше ризиків він зіткнеться на етапі реалізації проекту. Крім того, майже всіма інвестиційними суб'єктами перед початком інвестування має бути тривалий період переговорів, досліджень, затвердження, експертизи та повторної перевірки техніко-економічних обґрунтувань. Розробка та реалізація виробничого інвестиційного проекту проходить від ідеї до будівництва та експлуатації установки. Цей період вважається життєвим циклом інвестиційного проекту.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежно від зовнішніх (температура, вологість, радіація) і внутрішніх впливів (тепло приладів, людей, освітлення), що дозволить створити в приміщенні мікроклімат, необхідний санітарно-гігієнічним нормам та гігієнічні умови засоби норми нормального функціонування організму людини.

Основними економічними вимогами проекту є: мінімальна вартість обладнання та будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби,

максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і, перш за все, дорогого холоду.

тепло- і вологообміну, які в свою чергу залежать від характеру їх роботи, нервового напруження, одягу, а також температури, вологості і швидкості повітря навколишнього середовища та інших факторів.

Підбираючи параметри повітря в приміщеннях, слід пам'ятати, що вартість обладнання та експлуатації СКП не виправдано зросте, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодної пори року і занижені для спекотної.

В якості системи кондиціонування було обрано центральний кондиціонер VEZA). В установку входять фільтри на припливне та витяжне повітря, повітрянагрівачі, що подаються від установки центрального опалення з параметрами теплоносія 90°C / 70°C. Також є камера зволоження форсунки, пластинчаста рекуперація тепла, вентилятори та блоки шумозаглушення. Всі блоки оснащені системами автоматизації, які входять до складу установки.

Джерелом холодопостачання є чиллер (розмір TRAlNE за каталогом CGA 150) з повітряним охолодженням конденсатора, встановленого на даху.

У комплект чиллера також входить інтегрований гідравлічний модуль.

За результатами теплових розрахунків в приміщення вводиться орієнтовна кількість зовнішнього повітря, що відповідає санітарним нормам. Відпрацьоване повітря видаляється за допомогою тепло-утилізатор, витяжної системи. Повітря в приміщення подається через ізольовані герметичні повітропроводи. Розподіл повітря в приміщенні здійснюється повітророзподільниками «Арктос» із збереженням необхідних параметрів повітряного середовища та рухомості повітря в робочій зоні.

У цьому випадку підібрані повітророзподільники марки ВМС - вентиляційні решітки з вертикальними рухомими пластинами, з можливістю розподілу великих повітряних потоків.

2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

2.1. Характеристика будівельних конструкцій

Назва об'єкту: системи кондиціонування їдальні реабілітаційного центру при лікарні

Місце розташування: місто Одеса.

Географічна широта 48° .

Температура зовнішнього повітря влітку $28,6^{\circ}\text{C}$, взимку -18°C .

Коефіцієнт теплопередачі визначається як:

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

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

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

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

Міжповерхове перекриття:

1. Розчин цементно піщаний – $\delta = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
2. Залізобетонна плита – $\delta = 120 \text{ мм}$, $\lambda = 1.55 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
3. Розчин цементно піщаний – $\delta = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
4. Армована стяжка цементна – $\delta = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 1.4 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.
5. Пінополіуретан – $\delta = 2.5 \text{ мм}$, $\lambda = 0.32 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Тоді

$$k_{\text{покр}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{8} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.12}{1.55} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.02}{1.4} + \frac{0.0025}{0.32} \right)^{-1} = 2.567 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Зовнішні стіни:

1. Облицювальна плитка – $\delta = 10 \text{ мм}$, $\lambda = 0.93 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
2. Розчин цементно піщаний – $\delta = 3 \text{ мм}$, $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
3. Монолітний залізобетон – $\delta = 250 \text{ мм}$, $\lambda = 2.02 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
4. Розчин цементно піщаний – $\delta = 20 \text{ мм}$, $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
5. Базальтовий утеплювач – $\delta = 100 \text{ мм}$, $\lambda = 0.037 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

Конструкці	Щільніст	Товщина	Коефіцієнти
------------	----------	---------	-------------

6. Армована панель– $\delta = 100$ мм, $\lambda = 0.25$ Вт/(м·К).

Тоді

$$k_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.1}{0.25} + \frac{0.1}{0.037} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.25}{2.02} + \frac{0.003}{1} + \frac{0.01}{0.93} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.292 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

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

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт} \quad (2.2)$$

$$D = R \cdot S \quad (2.3)$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 1.1.

			Питома теплопр овідніст ь, λ , Вт/(мК)	Теплозас воєння, S, Вт/(м ² К)	Термічни й опір, R, (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
«Вікна»					«...»	
Зовнішня стіна						
Облицювал ьна плитка	1450	0.01	1	9.63	0.01	0.096
Розчин цементно піщаний	1800	0.003	1	10.48	0.003	0.031
Монолітни й залізобетон	2400	0.25	2.02	17.03	0.124	2.112
Розчин цементно піщаний	1800	0.02	1	10.48	0.02	0.21
Базальтови й утеплювач	80	0.1	0.037	0.445	2.703	1.215
Армована панель	10	0.1	0.25	4.9	0.4	1.96
Розчин цементно піщаний	1800	0.02	1	10.48	0.02	0.21
Залізобетон на плита	2500	0.12	1.55	15.381	0.077	1.184
Розчин цементно піщаний	1800	0.02	1	10.48	0.02	0.21
Армована стяжка цементна	1800	0.02	1.4	12.4	0.014	0.174
Пінополіуре тан	1200	0.0025	0.32	6.405	0.0078	0.05

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б :

Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії Б:

барометричний тиск $P=1010$ гПа;

ентальпія зовнішнього повітря $h=68$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря $t =28.6$ °С;

розрахункова швидкість вітру 3.3 м/с;

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

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря:

барометричний тиск $P=990$ гПа;

ентальпія зовнішнього повітря $h=-17$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря $t =-18$ °С;

розрахункова швидкість вітру $6,2$ м/с.

Об'єкт представляє собою другий поверх будівлі сучасної споруди, яка складається з торгівельної зали, гарячого цеху та адміністративно-господарських приміщень. Система кондиціонування даного об'єкту носить комфортний характер.

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

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості в приміщенні:

Внутрішні параметри повітря в :

температура повітря влітку $t_{в} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

температура повітря взимку $t_{в} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

відносна вологість повітря в приміщенні влітку $\varphi_{в} = 55 \text{ } \%$;

відносна вологість повітря в приміщенні взимку $\varphi_{в} = 60 \%$.

3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря $22 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в

таблиці 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для одинарного скління в дерев'яних переплетах $K_4=0,75$ (БНіП II-3-79) та відсутності захисних споруд на вікнах $K_1=1; K_2=1, K_3=1$.

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \quad (3.1)$$

Де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку, $\text{Вт}/\text{м}^2$, через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за БНіП II-3-79;

$K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,e}$ - коефіцієнт опромінення сонячною радіацією для врахунку площі світлового отвору, незатіненого горизонтальною та вертикальною площинами в будівельному виконанні.

Параметри за сторонами світу.

На східній стороні:

площа 18 м^2 ;

максимальна щільність потоку прямої радіації $497 \text{ Вт}/\text{м}^2$;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації $121 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Таким чином максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна

на східній стороні:

$$Q_{oc,i} = (497 \cdot 1 + 121 \cdot 1) 1 \cdot 0,75 \cdot 18 = 8343 \text{ Вт}$$

Для знаходження показника a_n поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти тепло засвоєння $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.2)$$

Де R_{oc} – термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку 6 БНіП II-3-79.

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 БНіП II-3-79.

$$Y_{oc} = \frac{1}{0,15 - 1/8} = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача: $D=1,215 > 1$, то $Y_{ст} = S_{ут.} = 0,445 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини залізобетону: $D/2 = 0,229 < 1$, то

$$Y_{пер} = R_m S_m^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.3)$$

$$Y_{пер} = 0,6 \cdot 12,2^2 = 44,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

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

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

Для перекриття по шару залізобетонної плити: $D=1,184 > 1$,

То $Y_{пер} = S_{жел.} = 15,381 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} A_{oc} + Y_{ст} A_{ст} + Y_{пер} A_{пер} \quad (3.4)$$

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

$$\sum Y = 40 \cdot 18 + 0,445 \cdot 780,280 + 15,381 \cdot 2363,73 = 37352,8 \text{ Вт}/\text{К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(A_{oc} + A_{cm} + A + A_{нок} + A_{обор}), \text{ м}^2 \quad (3.5)$$

$$\Delta = 2,55(18+780,280+2363,73)=8063\text{м}^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi(\Sigma Y / \Delta) \quad (3.6)$$

$$a_{п} = \varphi(37352,8/8063) = \varphi 4,63$$

За БНіП II-3-79 знаходимо загальну тривалість радіації через східні вікна $\Delta Z = 4$ год та початок радіації $Z = 13$ год, при $a_{п} = 4,63$ знаходимо величини показника та заносимо їх в табл. 3.1

Помножаємо $Q_{oc i}$ на показники $a_{п}$; отриманні години поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стоку табл.3.1

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна і значення заносимо в табл.3.1

$$Q_{\Delta t} = (t_{н} + 0.5\theta_1 A_{м.с.} - t_{п}) A_{oc} / R_{oc}, \text{ Вт} \quad (3.7)$$

Для східної стіни:

$$Q_{\Delta t} = (28,6 + 0.5\theta_1 8,8 - 19) 18 / 0.15 = 528\theta_1 + 1152 \text{ Вт}$$

Де $t_{нар}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» БНіП 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

$A_{мс}$ – максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні, яка приймається за БНіП 2.01.01-82.

θ_1 – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до БНіП 2.04.05-91.

$t_{п}$ – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за БНіП 2.04.05-91.

A_{oc}, R_{oc} – площа, m^2 , та приведений опір теплопередачі, $m^2K/Вт$, скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до БНіП 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м.с} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_{м.с} \quad (3.8)$$

по південній стіні:

$$Q_M = \left[\frac{1}{1} \cdot \left(28,6 + 0,7 \cdot \frac{328}{23} - 22 \right) + \frac{1,8}{128} \left(0,5 \cdot 1 \cdot 8,8 + \frac{0,7}{23} \cdot 1 \cdot 538 \right) \right] 210 = 3755 \text{ Вт}$$

по західній стіні:

$$Q_M = \left[\frac{1}{1} \cdot \left(28,6 + 0,7 \cdot \frac{328}{23} - 22 \right) + \frac{1,8}{128} \left(0,5 \cdot 1 \cdot 8,8 + \frac{0,7}{23} \cdot 1 \cdot 127 \right) \right] 243 = 4155 \text{ Вт}$$

по східній стіні:

$$Q_M = \left[\frac{1}{1} \cdot \left(28,6 + 0,7 \cdot \frac{328}{23} - 22 \right) + \frac{1,8}{128} \left(0,5 \cdot 1 \cdot 8,8 + \frac{0,7}{23} \cdot 1 \cdot 486 \right) \right] 225 = 4000 \text{ Вт}$$

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції (зовнішньої стіни, перекриття), $m^2 \text{ } ^\circ C/Вт$, яке приймається у відповідності до вимог ДБН-16

$t_{нар}, t_n$ – середня температура зовнішнього повітря в липні за ДБН-16, та температура повітря в приміщенні.

ρ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій, який приймається за додатком 7 БНіП II-3-79** ;

J_{cp} – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної), $Вт/m^2$, яка поступає в липні, приймаємо по табл.7 для горизонтальної та по табл.8 для вертикальної поверхні за посібником до БНіП 2.04.05-91.

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

V – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4* БНіП II-3-79 або за формулою:

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.9)$$

$$V = 2^{5.62} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{3.26}{5.62} \right) \cdot 1.01 \cdot 1 = 128$$

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

ΣD – теплова інерція огороження.

Для багатошарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.10)$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \frac{10.48}{9.63} = 1.01$$

Де S_1 і S_2 – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару по ходу теплової хвилі, Вт/м²°С, за БНіП II-3-79**;

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1 θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до БНіП 2.04.05-91, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$.

ε – запізнювання температурних коливань в огороженні;

z – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається за табл.7 та 8 за посібником до БНіП 2.04.05-91.

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

α_n , $\alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м²°С), яке визначається за БНіП II-3-79**.

$\rho = 0,7$ для облицювальна плитка (зовнішній шар стіни)

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

$A_j = 685 + 129 - 328 = 486 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$ для східної стіни, $A_j = 733 + 133 - 328 = 538 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$ для південної стіни, $A_j = 356 + 99 - 328 = 127 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$ для західної стіни;

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4 \text{ (ч)} \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 5.62 - 0.4 = 15 \text{ (ч)}$$

$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 \text{ (ч)}$, $\varepsilon_2 = 15 + 8 = 23 \text{ (ч)}$ для ПД стени;

$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 \text{ (ч)}$, $\varepsilon_2 = 15 + 6 = 21 \text{ (ч)}$ для ЗХ стени;

$\varepsilon_1 = 15 + 15 = 30 \text{ (ч)}$, $\varepsilon_2 = 15 + 13 = 28 \text{ (ч)}$ для СХ стени.

Якщо $\varepsilon = a > 24$ год, то значення коефіцієнта θ приймається для відповідної години доби при $\varepsilon = a - 24$ год. Тоді:

$$\varepsilon_1 = 30 - 24 = 6 \text{ (ч)} \text{ для ПД стени;}$$

$$\varepsilon_1 = 30 - 24 = 6 \text{ (ч)} \text{ для ЗХ стени;}$$

$$\varepsilon_1 = 30 - 24 = 6 \text{ (ч)}, \varepsilon_2 = 28 - 24 = 4 \text{ (ч)} \text{ для СХ стени.}$$

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення доводиться на 13 годин сонячного часу. Він становить 4 кВт.

3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{пов}^л = n_{люд} \cdot q_{пов} \text{ Вт ;} \quad (3.12)$$

$n_{люд} = 348$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні (320 відвідувачів та 28 чол. персоналу);

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{пов}^л = 130 \cdot 348 = 45240 \text{ Вт ;}$$

Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

$$Q_{л}^{скр} = n \cdot q_{люд}^{скр}, \text{ Вт} \quad (3.13)$$

$$Q_{л}^{яв} = 348 \cdot 45 = 15660 \text{ Вт}$$

$$Q_{л}^{сх} = Q_{люд} - Q_{люд}^{явн}, \text{ Вт} \quad (3.14)$$

$$Q_l^{cx} = 45240 - 15660 = 29580 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від штучного освітлення

$$Q_{осв} = q_{осв} \cdot F_{пол} \cdot z, \text{ Вт} \quad (3.15)$$

$q_{осв}$ – тепловиділення від висвітлення на 1 м^2 площі підлоги;

$F_{пол}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

$$Q_{осв} = 20 \cdot 2200 \cdot 0,7 = 30800 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти від остигаючої їжі:

Надходження явної теплоти від остигаючої їжі знаходимо по формулі:

$$Q_{їжі}^{яв} = g \cdot c_{cp} \cdot (t_n - t_k) \cdot n / \tau \cdot 3,6, \text{ Вт} \quad (3.16)$$

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

приймаємо $g=0,8$ кг;

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

t_n – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо $t_n=70$ °С;

t_k – температура їжі в момент вживання, приймаємо $t_k=40$ °С;

n – число посадкових місць в залі;

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

год.

$$Q_{їжі}^{яв} = 0,8 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 320 / 1 \cdot 3,6 = 7147 \text{ Вт}$$

Вважаємо, що $Q_{їжі}^{яв} = Q_{їжі}^{cx}$, тоді

$$Q_{їжі}^{нов} = 2 \cdot Q_{їжі}^{яв} = 2 \cdot 7147 = 14294 \text{ Вт}. \quad (3.17)$$

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{обл} = (N_{обл} \cdot n) \cdot 0,9 = (1800 \cdot 3) \cdot 0,9 = 4860 \text{ Вт} \quad (3.18)$$

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{нов} = 4000 + 8343 + 45240 + 30800 + 14294 + 4860 = 107536 \text{ Вт}$$

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W_l = n \cdot W_{\text{люд}}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

де n - число людей у приміщенні;

$W_l = 0.0000463$ кг/с - вологовиділення від однієї людини;

$$W_l = 342 \cdot 0.0000208 = 0,0071 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від їжі:

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

$$W_{\text{їжі}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{сп}} \cdot (t_n - t_k) \cdot n}{\tau \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{t_n + t_k}{2} \right)} \quad (3.20)$$

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

g – середня вага усіх страв на одного відвідувача; приймаємо $g=0,8$ кг;

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

t_n – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо $t_n=70$ °С;

t_k - температура їжі в момент вживання, приймаємо $t_k=40$ °С;

n – число посадкових місць в залі;

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

$$W_{\text{їжі}} = \frac{0,34 \cdot 0,8 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 320}{1 \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{70 + 40}{2} \right)} = 3,36 \text{ кг} / \text{год} = 9,3 \cdot 10^{-4} \text{ кг} / \text{с}$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{\text{вол.пр.}} = \sigma F_n (d_e'' - d_e) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

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

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{c.в.} + c_p^H \cdot d_{cp}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.22)$$

$$\sigma = \frac{8,7}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9,8 + 12) / 2} = 0,0085 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

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

$d_{\epsilon}, d''_{\epsilon}$ - вологовміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення.

$$W_{\text{вол.пр.}} = 0,0085 \cdot 2000 \cdot (12 - 9,8) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,0038 \text{ кг}/\text{с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{\text{нов}} = W_l + W_{\text{вол.пр.}} + W_{\text{іюсі}}, \text{ кг}/\text{с} \quad (3.23)$$

$$W_{\text{нов}} = 0,0071 + 0,0038 + 9,3 \cdot 10^{-4} = 0,012 \text{ кг}/\text{с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{\text{скр}} = \sum Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.24)$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{\text{скр}} = \sum Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.25)$$

$$Q_{\text{вол.пр.}}^{\text{cx}} = r \cdot W_{\text{вол.пр.}} = 2461 \cdot 0,0038 = 9204 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{іюсі}}^{\text{cx}} = r \cdot W_{\text{іюсі}} = 2461 \cdot (9,3 \cdot 10^{-4}) = 2288 \text{ Вт} \quad (3.26)$$

$$Q_l^{\text{cx}} = r \cdot W_l = 2461 \cdot 0,0071 = 17507 \text{ Вт} \quad (3.27)$$

$$\sum Q_{\text{cx}} = 29000 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{нов}} - Q_{\text{cx}}, \text{ Вт} \quad (3.28)$$

$$Q_{\text{явн}} = 107536 - 29000 = 78536 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{нов}}}{W_{\text{нов}}}, \text{ кДж}/\text{кг} \quad (3.29)$$

$$\epsilon = \frac{108}{0,012} = 9090 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{нов}}{h_e - h_n}, \text{ кг/с;} \quad (3.30)$$

де $h_e = 47$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

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

$$G_1 = \frac{108}{47 - 40} = 15,36 \text{ кг/с,}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.31)$$

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

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.32)$$

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

$$G_2 = \frac{78}{1,0227 \cdot 5} = 15,36 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_e - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.33)$$

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

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

$$G_3 = \frac{0,012}{(9,6 - 8,8) \cdot 10^{-3}} = 14,8 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо $G_T = 15,5 = 15,5$ кг/с.

Холодний період року

$$G_x = G_T = 5,5 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q_l^3 = Q_l^j = 45240 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^j = 30800 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огородження:

$$Q_{огор} = Q_{ст} + Q_{вік} = -10042 - 400 = -10442 \text{ Вт}$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.34)$$

$$Q_{ст} = 0,292 \cdot 905 \cdot (-18 - 20) = -10042 \text{ Вт}$$

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 й повітря в приміщенні,
 $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{вік} = F_{вік} \cdot k_{вік} (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.35)$$

$$Q_{вік} = 0,6 \cdot 18 \cdot (-17 - 20) = -400 \text{ Вт}$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

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

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

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{нов} = Q_{л} + Q_{осв} + Q_{уст} + Q_{іжжі} + 0,4Q_{огор}, \text{ Вт} \quad (3.36)$$

$$Q_{нов} = 45240 + 30800 + 14293 + 4860 - 0,4 \cdot 10442 = 99370 \text{ Вт}$$

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^л = 0,012 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_g - \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.37)$$

$$h_n = 44 - \frac{100}{16,5} = 38 \text{ кДж/кг}$$

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

$$\varepsilon = \frac{99}{0,012} = 8400 \text{ кДж/кг}$$

3.5 Розрахунок повітря-обмінів в гарячому цеху

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

$$\Sigma L_{\text{луу}} = s \cdot L_y \cdot n_y = 4 \cdot 250 + 4 \cdot 450 + 2 \cdot 350 + 2 \cdot 550 + 300 \cdot 2 + 400 \cdot 2 = 6000 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.38)$$

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

$$L_{\text{бу}} = 2 \cdot V = 2 \cdot 990 = 1980 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.39)$$

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

$$L_{\text{су}} = \Sigma L_{\text{луу}} + L_{\text{бу}} = 6000 + 1980 = 7980 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.40)$$

Приймаємо витрату витяжного повітря $L_{\text{су}} = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$, при цьому витрата із верхньої зони:

$$L_{\text{бу}} = 8000 - 1980 = 5920 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Санітарна норма припливного зовнішнього повітря:

$$L_{\text{саніт}} = 100 \cdot n = 100 \cdot 30 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.41)$$

де n - кількість працюючих в гарячому цеху.

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

$$L_{\text{мін припл}} = 0,6 \cdot 8000 = 4800 \text{ м}^3/\text{ч}$$

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

$$\Sigma L_{\text{луп}} = \Sigma L_{\text{п}} \cdot n = 4 \cdot 450 + 4 \cdot 450 + 2 \cdot 250 + 2 \cdot 450 + 250 = 5250 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.42)$$

Таким чином, через локалізуючі пристрої подається достатня кількість повітря, задовольняюча як санітарним нормам, так і нормам мінімального

механічного приплива, тому додаткового загально обмінного приплива не потребує.

Таблиця 3.1 - Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Сумарний тепло-приплив (літо) Qпов,квт	Сумарні вологов и-ділення (літо) Wпов, кг/с	Сумарний тепло-приплив (зима) Qпов, кВт	Сумарні вологов и-ділення (зима) Wпов, кг/с	Тепло-вологісна хар-ка (літо) ε , кДж/кг·К	Масова витрата повітря G, кг/с	Обємна витрата повітря L,м ³ /ч
1.Зал ідальні	107	12·10 ⁻³	99	12·10 ⁻³	9090	15,5	46600
2. Кухня	50	3,6·10 ⁻³	49	3,6·10 ⁻³	14000	9	27000
3.Санузепл Служ.	-	-	-	-	-	0,016	50
Санузел клиент						0,016	50
Коридор						0,003	9
						Σ= 24,53	Σ= 73710

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

Кондиціонування для теплої пори року

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

$$G_1 = 15,5 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right);$$

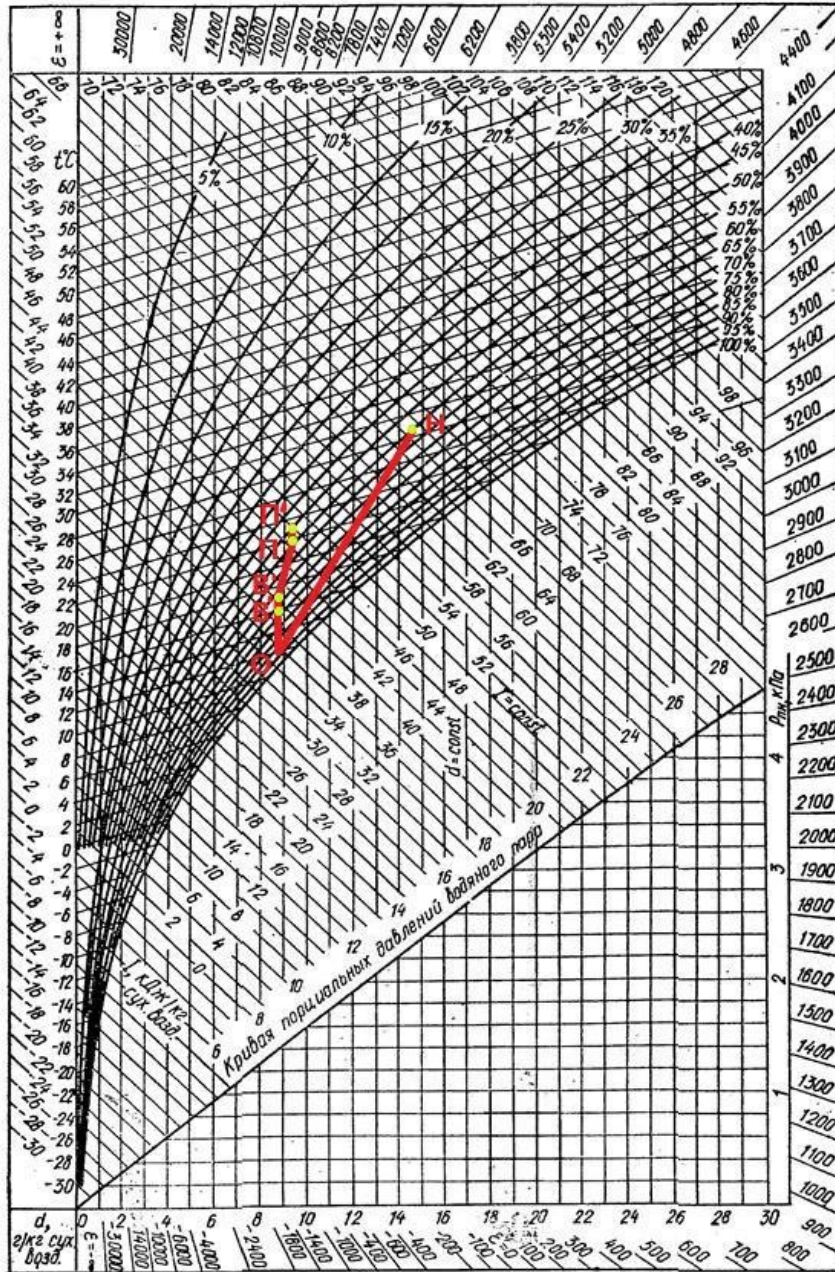
При висоті стелі $h = 4,5(\text{м})$ приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях

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

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

Таблиця 3.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

	т.Н _л	т.П _л '	т.П _л	т.В _л	т.В _л '
$t_i, (^{\circ}C)$	28,6	16	17	22	23
$h_i, (кДж/кг)$	67	39	40	47	58
$d_i, (г/кг)$	14,5	8,8	8,8	9,6	9,8



Кондиціонування у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього відзначаємо на діаграмі точку зимового зовнішнього повітря $t_{Н_3}$, будуємо пряму $d = const$ и за розрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування H_3^1 , далі за рахунок підігріву в теплоутилизаторі отримуємо точку повітря $t_{Н_3^2}$, далі за рахунок підігріву в наступному повітрянагрівачі отримаємо точку H_3^3 . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t_{В_3}$. Далі розраховуємо ентальпію $t_{П_3}$ по формулі:

$$h_{П} = h_{В} - (Q_{зима}^{ТЗ} / G_x) = 44 - (99 / 15,5) = 38 \text{ кДж/кг. ч} \quad (3.43)$$

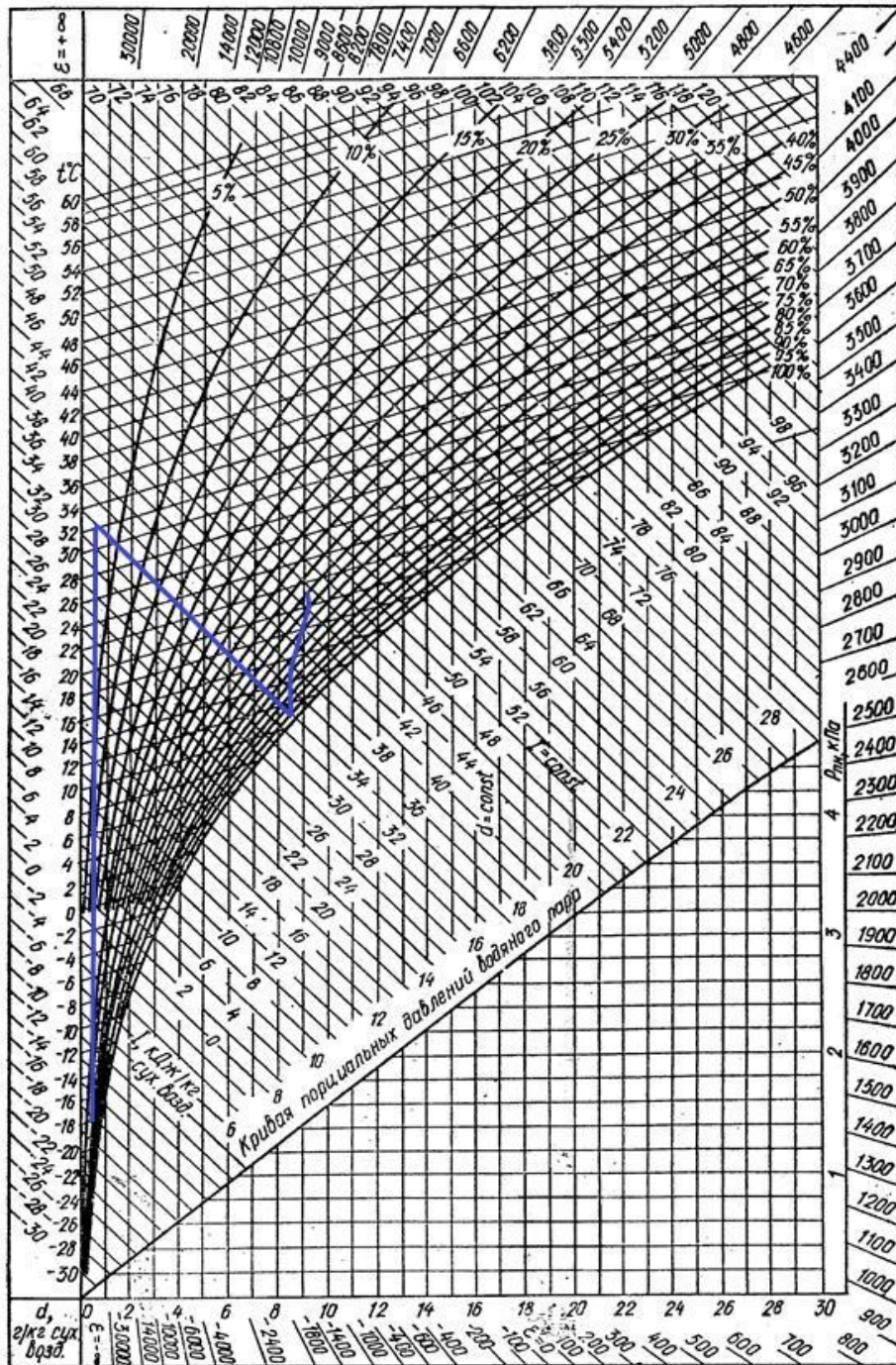
Далі будуємо процес в приміщенні $\epsilon_{зима} = 8400$ через точку B_3 , і на лінії перетину процесу з ентальпію $t_{П_3}$ отримуємо точку $П_3$.

Далі по лінії $h = const$ через точку $П_3$ проводимо лінію до перетину з $d = const$, проведену через $t_{Н_3}$, і отримуємо точку H_3^3 .

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

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

	$t_{Н}$	$t_{Н'}$	$t_{П_{л'}}/$	$t_{П_{л}}$	$t_{В_{л}}$	$t_{В_{л'}}/$
$t_i, (^{\circ}C)$	-18	32	14	15	20	21
$h_i, (кДж/кг)$	-17	34	36	37	44	45
$d_i, (г/кг)$	0,5	0,5	8,4	8,4	9,2	9,2



4 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

4.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходжу сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 5.5 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho}, \quad (4.1)$$

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

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot 5.5}{1.2} = 19500 \text{ м}^3/\text{год}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітропроводів:

$$L_{\text{КД}}^{\text{повне}} = L_{\text{КД}} \cdot 1.05 = 19500 \cdot 1.05 = 20475 \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКПА-20.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховую масову витрату припливного повітря:

$$G = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{КД}}^{\text{повне}}}{3600} = 6.3 \text{ кг/с} \quad (4.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

4.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_{\text{н}} = -18^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{к}} = 20^{\circ}\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{КД}} = 19825 \text{ м}^3/\text{год}$, початкова та кінцева температура теплоносія початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 110^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$.

Приймаю повітрянагрівач ВНВ 243.1 – 185 – 200 – 12 – 3,0 – 06 – 2 кондиціонера КЦКП-50 площа фронтального перетину $3,7 \text{ м}^2$

$$v_p = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (4.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м²;

G_B – витрата повітря кг/с;

$$v_p = 48825 / (3600 \cdot 3,7) = 3,6 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot c_B \cdot G_B \cdot (t_k - t_n) \quad (4.5)$$

c_B – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 48825 \cdot (20 - (-18)) = 18882 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$G_w = \frac{3.6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (4.6)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 18882 / (4.187 \cdot (110 - 70)) = 1153 \text{ кг/год.}$$

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

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

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{тр}}{h} \quad (4.7)$$

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

h – крок труб по висоті, м,

для КЦКП $h = 0.05$ м.

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

$$N = 1 \cdot 2 / 0.05 = 40$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (4.8)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

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

Тоді

$$m = \frac{11153}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 1,5} = \frac{11153}{8559} = 1,3$$

Приймаю $m = 4$

Визначаю число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (4.9)$$

$$n = \frac{40}{4} = 10$$

Уточнюю швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (4.10)$$

$$w = \frac{11153}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 4} = 0,49 \text{ м/с}$$

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

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (4.11)$$

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

$$k = 23,11 \cdot (0,94)^{0,37} \cdot 0,49^{0,18} = 19,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_H + t_K}{2} \quad (4.12)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{110 + 70}{2} - \frac{-18 + 20}{2} = 89\text{°C}.$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (4.13)$$

$$F = \frac{518882}{19,86 \cdot 89} = 293,36 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (4.14)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

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

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1.69} \quad (4.15)$$

Де

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

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.85 \cdot 10) \cdot 0.49^{1.69} = 10,9 \text{ кПа}$$

4.3 Розрахунок повітроохолоджувача

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

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині ребрення, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею ребрення, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підстави ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охоложеного повітря і частини осушеного повітря в підстави ребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

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

Вихідні данні для розрахунку повітроохолоджувача: початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 28,6^\circ\text{C}$, $t_k = 22^\circ\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{КД}} = 19825 \text{ м}^3/\text{год}$, температура теплоносія $t_{\text{жн}} = 6^\circ\text{C}$.

Приймаю повітроохолоджувач ВОВ 243.1 – 185 – 200 – 12 – 3,0 – 06 – 1 кондиціонера КЦКП-20 площа фронтального перетину $1,956 \text{ м}^2$

$$v_p = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (4.16)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря кг/с ;

$$v_p = 48825 / (3600 \cdot 3,7) = 3,6 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість холодопродуктивності для охолодження повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot c_B \cdot G_B \cdot (t_n - t_k) \quad (4.17)$$

c_B – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 48825 \cdot (28,6 - 22) = 90121 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч :

$$G_w = \frac{3.6 \cdot Q}{c_w \cdot t_{\text{жн}}} \quad (4.18)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 90121 / (4.187 \cdot 6) = 12914 \text{ кг/год.}$$

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

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

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{\text{тр}}}{h} \quad (4.19)$$

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

h – крок труб по висоті, м ,

для КЦКП $h = 0.05$ м.

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

$$N = 1 \cdot 2 / 0.05 = 40$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (4.20)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

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

Тоді

$$m = \frac{12914}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 1,5} = \frac{12914}{8559} = 1,5$$

Приймаю $m = 4$

Визначаю число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (4.21)$$

$$n = \frac{40}{4} = 10$$

Уточнюю швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (4.22)$$

$$w = \frac{12914}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,001585 \cdot 4} = 0,56 \text{ м/с}$$

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

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (4.23)$$

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

$$k = 23.11 \cdot (0.94)^{0,37} \cdot 0,56^{0,18} = 20,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_n + t_k}{2} - t_{жн} \quad (4.24)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{28,6+22}{2} - 6 = 19,3^{\circ}\text{C}.$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (4.25)$$

$$F = \frac{90121}{20,35 \cdot 19,3} = 229,46 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (4.26)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

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

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1.69} \quad (4.27)$$

Де

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

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.85 \cdot 10) \cdot 0,56^{1.69} = 13.67 \text{ кПа}$$

4.4 Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в,н}=34 \text{ кДж/кг}$, $t_{в,н}=32^{\circ}\text{C}$, $t_{в,к}=15^{\circ}\text{C}$. Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}=19825 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}=10^{\circ}\text{C}$. Керуючись [5]

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{32-15}{32-10} = 0,77 \quad (4.28)$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери указується три можливі величини показника $E_a=0,95, E_a=0,85, E_a=0,65$. Отримання різних величин показників E_a отримуємо шляхом зміни витрати води перед форсунками. Інтенсивність зрошення водою повітряного потоку прийнято оцінювати через показник B - коефіцієнт зрошення .

$$B = \frac{G_w}{L_{п} \cdot \rho_{п}}, \text{ кг води/кг повітря} \quad (4.29)$$

Проведемо оцінку необхідних коефіцієнтів зрошення в режимах адіабатного зволоження в блок – камері форсункового зрошення в приточному агрегаті КЦКП-50 по даним табл. 2.2(10) .

$$\text{При } E_a=0,65 \text{ потрібно } V=\frac{48500}{48825 \cdot 1,2}=0,83 \text{ кг/кг};$$

$$\text{При } E_a=0,85 \text{ потрібно } V=\frac{70200}{48825 \cdot 1,2}=1,2 \text{ кг/кг};$$

$$\text{При } E_a=0,95 \text{ потрібно } V=\frac{92000}{48825 \cdot 1,2}=1,57 \text{ кг/кг};$$

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнт зрошення V . Знайдемо що для $E_a=0,77$, $V=1$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G_w = V \cdot L_{\pi} \cdot \rho_{\pi} = 1 \cdot 48825 \cdot 1,2 = 58590 \text{ кг/ч.}$$

4.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє захистити поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом. Згідно Європейським нормам EN 779 и EN 1822-1, діючим з 1992 року, існує класифікація фільтрів залежно від ефективності очищення від пилу табл. 1

Таблиця 4.1 - Класифікація фільтрів

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
--	--	-----	-----------

У складі припливних і витяжних установок КЦКП поставляють два види блоків, що фільтрують : осередкові фільтри з трьома видами матеріалу, що фільтрує, і кишенькові фільтри.

Робота повітряних фільтрів характеризується наступними показниками: ефективністю очищення, пилеємністю, питомим повітряним навантаженням.

В кишенькових фільтрах поверхня матеріалу, що фільтрує, збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтру для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток поверхні, що фільтрує, дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріал з іглопробивними отворами.

Міра очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_m = ((C_{вх} - C_{вых})/C_{вх}) \cdot 100\% \quad (4.30)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{вх}$, мг/м³ характеризує початкову запиленість. Для житлових районів промислових міст $C_{вх} = 0,5$ мг/м³.

Обчислимо запиленість припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_m = 92\%$ Керуючись [5]

$$C_{вых} = C_{вх} - (A_m \cdot C_{вх})/100, \text{ мг/м}^3, \quad (4.31)$$

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_\phi, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2 \quad (4.32)$$

Де F_ϕ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

$$УФ = 48825/26,4 = 1849,4 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_{\phi} = \text{ПФ} \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (4.33)$$

де L – витрата очищуваного повітря, що проходить через фільтр, $\text{м}^3/\text{ч}$;

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

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

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{26.4}{[[0.5_x - 0.04] \cdot 48825]} = 670 \text{ год.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{см}}}, \text{ днів} \quad (4.34)$$

$$\tau = \frac{670}{12} = 56, \text{ днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром використання кишенькового фільтру дозволяє в 4 рази збільшити термін експлуатації фільтру без заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації.

5 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Теплової розрахунок компресора

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є кількість холоду, яку вона повинна виробити для СКВ, а також режим роботи. Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R410A, який володіє досить хорошими термодинамічними властивостями.

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

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

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0 = 10 - 5 = 5^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

Приймаю $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчастих випарників, використовуваних в чилерах.

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_{\text{зов}} + (8 \div 15)^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

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

$$t_k = 28,6 + 11,4 = 40^\circ\text{C}$$

Задаюь переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаю температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, ^\circ\text{C} \quad (5.3)$$

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

Задаюь перегрівом пари холодильного агента в обмотках ел.двигуна компресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 10^\circ\text{C}$

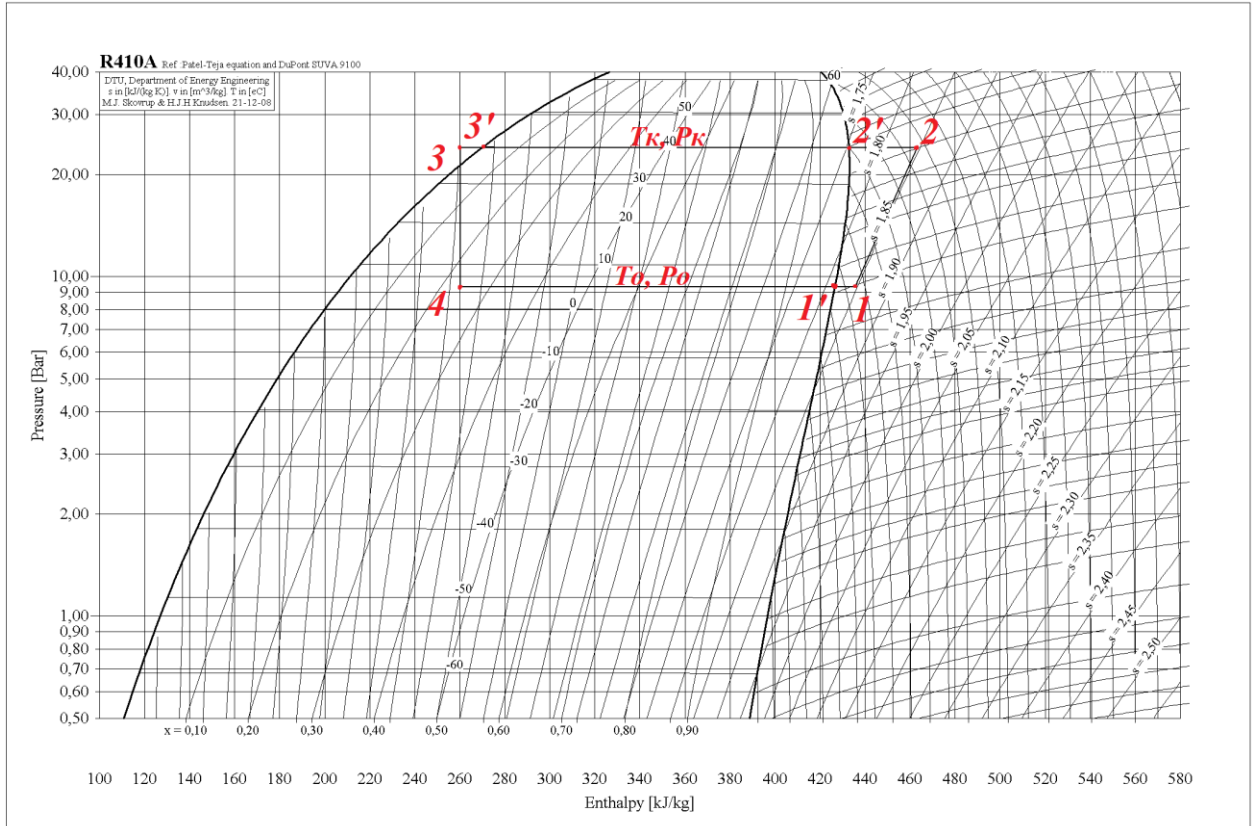
Перегрів після випарника $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{BC}, ^\circ\text{C} \quad (5.4)$$

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

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



Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

	Р, бар.	Т, °С	h, кДж/кг	V, м ³ /кг
1	9,3	15	435,6	0.0304
2	24	66,4	463	-
3	24	35	260	-
4	9,3	5	260	-
1'	9,3	5	426,6	-
2'	24	40	433	-
3'	24	40	270	-

Підбираємо чилер зі спіральним компресором.

Зроблю тепловий розрахунок:

Об'єм западин провідного ротора:

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3 \quad (5.5)$$

$$V_{01} = \left[3,14 * (40^2 - 24^2) * 10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 4 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,058 = 2,39 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Об'єм западин веденого ротора:

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3 \quad (5.6)$$

$$V_{02} = 2,39 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{4}{6} = 1,63 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Теоретичний об'єм, описаний спіральним компресором:

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.7)$$

$$V_T = (2,39 + 1,63) \cdot 10^{-5} \cdot 50 \cdot 4 = 0,009 \text{ м}^3/\text{с}$$

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж/кг} \quad (5.8)$$

$$q_0 = 426,6 - 260 = 166,6 \text{ кДж/кг}$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3 \quad (5.9)$$

$$q_v = \frac{166,6}{0,0304} = 5480,3 \text{ кДж/м}^3$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (5.10)$$

$$l_a = 463 - 435,6 = 27,4 \text{ кДж/кг}$$

Коефіцієнт подачі спірального компресора:

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0} \quad (5.11)$$

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{24}{9,3} = 0,8684$$

Повна холодовидатність:

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (5.12)$$

$$Q_0 = 0,009 \cdot 0,8684 \cdot 5480,3 = 42,83 \text{ кВт}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с} \quad (5.13)$$

$$G_a = \frac{42,83}{166,6} = 0,257 \text{ кг/с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт} \quad (5.14)$$

$$N_a = 0,257 \cdot 27,4 = 7,042 \text{ кВт}$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right) \quad (5.15)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{24}{9,3}\right) = f(2,58) = 0,548$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт} \quad (5.16)$$

$$N_e = \frac{7,042}{0,548} = 12,85 \text{ кВт}$$

Ефективний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_e = \frac{Q_0}{N_e} \quad (5.17)$$

$$\text{COP}_e = \frac{42,83}{12,85} = 3,331$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт} \quad (5.18)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{12,85}{0,88} = 14,6 \text{ кВт}$$

Електричний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}} \quad (5.19)$$

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{42,83}{14,6} = 2,933$$

6.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = \frac{G_B \cdot \rho \cdot \Delta h}{3600}, \quad (5.20)$$

де Δt - перепад температури води в повітроохолоджувачі;

C_p , кДж/кг · К - теплоємність води;

G_w , кг/с, - витрата води;

L'_n , м³/год - витрата повітря;

ρ , кг/м³ – щільність повітря;

Δh , кДж/кг – різниця ентальпій на вході та виході з

повітроохолоджувача;

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_n \cdot (h_{вх} - h_{вих}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{48825 \cdot (56,1 - 42) \cdot 1,2}{3600 \cdot 7,7 \cdot 4,19} = 7,113 \text{ кг/с} \quad (5.21)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{7,113}{1000} = 0,007113 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.22)$$

де ρ_w , кг/м³ – щільність води;

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_T = \frac{L_w}{V} = \frac{0,007113}{2} = 0,003557 \text{ м}^2. \quad (5.23)$$

Визначаю теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003557}{3,14}} = 0,067 \text{ м}; \quad (5.24)$$

Беру трубу Wavin Ekoplastik – S2,5 PN 20 Діаметр 75 мм товщина стінки 12,5 мм з фактичним діаметром $d_\phi = 63,5$ мм Перераховую швидкість рідини в трубках:

$$V = \frac{L_w}{F_\phi} = \frac{L_w}{\frac{\pi \cdot d_\phi^2}{4}} = \frac{0,007113}{\frac{3,14 \cdot 0,0635^2}{4}} = 2,247 \text{ м/с}, \quad (5.25)$$

де F_ϕ - фактична площа перерізу трубки, м².

Підбираю модель чилера по холодовидатності:

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (5.26)$$

$$Q_0 = 0.009 \cdot 0.872 \cdot 5994.54 = 47 \text{ кВт}$$

Підбираю модель EWAQ-BA 050 фірми *DAIKIN*

$$Q_0 = 51,8 \text{ кВт}, N_b = 18,8 \text{ кВт}, COP = 2,76$$

$$B/Ш/Г, \text{мм} = 1684/2358/780$$

Маса = 577 кг; Шум = 81 Дб.

Висновок

У даному розділі був розрахований спіральний компресор а також розрахований та підібраний чилер EWAQ-BA 050 фірми *DAIKIN*.

6 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

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

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

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

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуємих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

Розрахунок мережі повітроводів для системи

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600/\rho , \quad (6.1)$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L=48825\text{м}^3/\text{ч},$$

Для ділянки №1 повітроводу відгалуження знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1}{2} \quad (6.2)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = 48825/2 = 24413 \text{ м}^3/\text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (6.3)$$

$$d = (24413 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 1,314 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 1,5 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (6.4)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 24413 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 1,5^2) = 3,84 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (6.5)$$

$$Re = (3,84 \cdot 1,5) / 0,0000156 = 369230, \text{ де } d_{\text{екв.}} = d$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right). \quad (6.6)$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (6.7)$$

$$\lambda = 0,3164 / 369230^{0,25} = 0,013$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} \quad (6.8)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,84^2) / 2 = 8,85$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (6.9)$$

$$R = (0,013 / 1,5) \cdot 8,85 = 0,077$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (6.10)$$

$$\Delta p_l = 0,077 \cdot 16 = 1,23$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки} \quad (6.11)$$

$$\Delta p_\xi = 0,24 \cdot 8,85 + 19 = 21,12$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;
- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi \quad (6.12)$$

$$\Delta P_{уч.} = 1,23 + 21,12 = 22,35$$

Для ділянки №2 повітроводу відгалуження знаходимо витрату повітря

$$L_{учАСТОК№2} = L_{П} - L_{учАСТОК№1} \quad (6.13)$$

$$L_{учАСТОК№2} = 24413/2 = 12206 \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (6.14)$$

$$d = (12206 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,94 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 1 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{в. факт.} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (6.15)$$

$$V_{в. факт.} = 12206 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 1^2) = 4,32 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{в. факт.} \cdot d_{екв.}}{\nu} \quad (6.16)$$

$$Re = (4,32 \cdot 1) / 0,0000156 = 276923, \text{ де } d_{екв} = d,$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (6.17)$$

$$\lambda = 0,3164 / 276923^{0,25} = 0,014$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в.факт.}}^2}{2} \quad (6.18)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,32^2) / 2 = 11,12$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (6.19)$$

$$R = (0,014/1) \cdot 11,12 = 0,156$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (6.20)$$

$$\Delta p_l = 0,156 \cdot 30 = 4,68$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (6.21)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 \cdot 11,12 + 19 = 22,35$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;
- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} \quad (6.22)$$

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

Для ділянки №3 повітроводу розподільній знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = L_1^{\text{II}} \quad (6.23)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = 48825 \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (6.24)$$

$$d = (48825 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 1,86 \text{ м}$$

Приймаємо прямокутний повітропровід з еквівалентним діаметром та сторонами прямокутника, що йому співападють: $d = 1,875 \text{ м}$, $a = 1,5 \text{ м}$, $b = 2,5 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (6.25)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 48825 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 1,875^2) = 4,91 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{факт.}} \cdot d_{\text{экв.}}}{\nu}, \quad (6.26)$$

$$Re = (4,91 \cdot 1,875) / 0,0000156 = 590144$$

де $d_{\text{СКВ}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{M^3}{c} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (6.27)$$

$$\lambda = 0,3164 / 590144^{0,25} = 0,011$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{факт.}}^2}{2}. \quad (6.28)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,91^2) / 2 = 14,46$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}}. \quad (6.29)$$

$$R = (0,011 / 1,875) \cdot 14,46 = 0,109$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l. \quad (6.30)$$

$$\Delta p_l = 0,109 \cdot 2 = 0,218$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (6.31)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,25 \cdot 14,46 = 3,62$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 0,218 + 3,62 = 3,83 \quad (6.32)$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{уч.}} \quad (6.33)$$

$$\Delta P = 22,35 + 22,32 + 3,83 = 48,5$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії «Systemair Україна».

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser – Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря. Висота установки становить від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя регулюється як вручну, так і за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього і зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. В режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (горизонтальна роздача повітря), в режимі обігріву в закритому (вертикальна роздача повітря). TSD приєднується до круглого воздуховоду безпосередньо або через приєднувальну камеру. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{дБ}$, далькобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні $v = \text{від } 0,5-0,2$ відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p = 17 \text{ Па}$.

7 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

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

Капітальні вкладення визначають по формулі:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Розрахунок експлуатаційних витрат

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

Вони включають:

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

6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3$$

- где C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_3 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_3 = 0,7 \cdot 30 \cdot 5840 \cdot 43,6 = 53471 \text{ грн/рік}$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3}$$

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

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

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2}$$

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

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

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

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

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

C_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

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

Амортизаційні відрахування

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

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

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

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

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

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$\Pi_i = C_i + E_n * K_i = 3989 + 0,15 * 156000 = 27389 \text{ грн}$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

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

- експлуатаційні витрати:

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

- приведені витрати:

$$П' = П/V = 27389/5700 = 4,8 \text{ грн}$$

Річний економічний ефект

$$\mathcal{E}_k = C_2 \cdot N_2 - C_1 \cdot N_1.$$

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

N_2, N_1 - кількість відвідувачів, чол.

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

Економічна ефективність:

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

$$E = \frac{\mathcal{E}\Sigma - П}{K}.$$

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

$П$ - поточні витрати пов'язані з експлуатацією СКВ;

K - капітальні витрати.

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

Термін окупності

Термін окупності капітальних вкладень визначимо по формулі:

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

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці- це зведення законодавчих актів і правил, відповідних їм гігієнічних, організаційних, технічних, і соціально-економічних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Токсичність робочої речовини

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

Як робоча речовина в холодильній установці використовується хладагент R407C - азеотропна суміш R32/R125/R134a (масові долі компонентів відповідно 23/25/52%).

Даний фреон був розроблений як альтернатива хладагенту R22 по холодавидатності і тиску насиченої пари.

Гранично допустима концентрація на робочому місці

ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

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

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині водоохлажвального пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

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

Температура кипіння $t_{кип} = +8^{\circ}\text{C}$, ПДК_{сс} = 0,003 мг/м³, ПДК_{рз} = 0,5 мг/м³. Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

Хоча в приміщення подається вже холодна вода, а не хладагент, і самі чиллера знаходяться на вулиці, а не усередині приміщень, то все одно існує можливість поразки цією шкідливою речовиною, тому потрібно передбачити необхідні заходи захисту.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, взривопожарної і пожежної безпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по взривопожарній і пожежній безпеці, згідно ОНТП24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

Дане приміщення відноситься до категорії Д, - тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні і апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки

При розміщенні проекрованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори, відокремлені дверима від інших приміщень і відкриваються у бік виходу.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги включають в себе: скорочення площ приміщень для устаткування систем КП і їх елементів. Естетичну ув'язку елементів систем КП з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування і наладку систем з можливістю по зонного введення їх в експлуатацію. Ув'язку робіт по спорудженню конструкцій будівель з монтажем систем КП. Звуко- і віброізоляцію рухомого устаткування від елементів будівельних конструкцій.

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина

поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечну напругу не лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

Захист від поразки електричним струмом і спалахів можна здійснити захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напругу дотику і кроку), або зануленням (відключають устаткування і знижують напругу дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

Електробезпека устаткування

Згідно правилам пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги до 1000 В і понад 1000 В. Для комфортного СКП в експлуатації знаходяться установки лише першої групи з напругою до 1000 В

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження електричним струмом діляться на три категорії:

1) приміщення без підвищеної небезпеки - без струмопровідного пилю, без великої кількості сповільнених металевих предметів (адміністративні, учбові приміщення і т. д.);

2) приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\varphi > 75\%$, температурою повітря більше 30°C , з підлогою із струмопровідних матеріалів (цегельні, бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металокопункцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.);

3) особливо небезпечні приміщення - особливо сирі, з наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y,$$

де ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту

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

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

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

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

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

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

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

$$L=l'/2, \text{ м} \quad ($$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

$$t = l/2 + t_0, \text{ м}$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

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

Тоді

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

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{тр},$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

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

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

В результаті отримуємо:

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

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

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_o / (n' \cdot h_b),$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_b – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_b=0,83$. Тоді

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

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

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м}$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

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

де h_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, визначуваний $h_r = 0.89$. Тоді

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

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{\Pi} \cdot R_{св} / (R_{\Pi} + R_{св}),$$

де R_{Π} – опір сполучної смуги

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

Після підстановки числових значень отримуємо

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

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

Пожежна профілактика

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

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

Заходи щодо пожежної профілактики розділяються на організаційні, технічні, режимні і експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний вміст будівель, території, протипожежний інструктаж робітників і службовців, організацію добровільних пожежних дружин.

До технічних заходів відносяться дотримання протипожежних норм і правил при проектуванні будівель, при обладнанні електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення, правильне розміщення устаткування.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановленому місці, виробництво зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасних приміщеннях.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти і випробування технологічного устаткування.

Здатність конструкцій чинить опір дії пожежі в перебігу певного часу при збереженні експлуатаційних функцій називається вогнестійкістю. Залежно від величини межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і меж поширення вогню по цих конструкціях будівлі і споруди по вогнестійкості підрозділяються на вісім мір.

Основні конструкції машинних залів мають бути II мірі вогнестійкості з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості 0,75 ч.

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

Захист від поширення полум'я в установках вентиляторів досягається за допомогою вогнепреградителів, швидкодіючих заслінок, водяних завіс і тому подібне. Вогнепреградителі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщувач). Принцип його дії заснований на

тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

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

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми

евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

10.1. Освітлення

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

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

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

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

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

10.2. Захист від шуму і вібрації

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

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

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

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

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

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

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

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних матеріалів, підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

11. ВИСНОВКИ

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

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

Запропонована інтегрована система енергозабезпечення із застосуванням вентиляційних систем бомбосховища дозволить підвищити надійність системи електропостачання та ефективність її роботи в 1.3 рази

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

12 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

11. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с
12. Жуковський, С.С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2003. — 372 с.
13. Спосіб нагрівання повітря. Патент на винахід №u 121838 / Когут В.О., Бабой Є.О., Талибли Р.Е., Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Дорошенко О.В., Заявка №u201907885 Публікація 27.07.2020 р , бюл. № 14.
14. Установа для нагрівання повітря. Патент на винахід №u 121951 / Когут В.О., Бабой Є.О., Талибли Р.Е., Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Дорошенко О.В. Заявка №a201907887 Публікація 10.08.2020 р , бюл. № 15
15. Ежекційний охолоджувач повітря. Патент на корисну модель №u 117401 / Когут В.О., Бутовський Є.Д., Бушманов В.О., Хмельнюк М.Г., Жихарєва Н.В. Заявка №u201700181 Публікація 26.06.2017 р. бюл. № 12.
- 15.. М.Г. Хмельнюк, О.Сгф. Подмазко, І.О. Подмазко "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с., 2014.
16. Холодильні установки, (І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Ларьяновський та інш.), підручник для вищих навчальних закладів, в двох томах, Київ, "Либідь", 1995.
17. Холодильні установки. Проектування: Учебний посібник / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю. та ін. – Одеса: Друк, 2008. - том 1 – 3.
- 18.. І.Г.Чумак, В.П.Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інші. "Холодильні установки" Одеса, "Рефпринтінфо" 2003. 531с;

ДОДАТКИ