



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КОМПЛЕКСНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

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

Частина III

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

Здобувач Лаврук В.М.

4 курсу ЕН141 - групи

Керівник к.т.н.доц. Когут В. О

Консультант: . к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 28.05.26 протокол № 10
Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«___» _____ р.

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

Лаврук Владислав Михайлович
(прізвище, ім'я, по батькові)

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

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Когут Володимир Омелянович
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 537.03 від 02.10.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , супермаркет ТРЦ «Рів'єра»

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

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

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

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

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

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

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		

7. Дата видачі завдання:

Керівник _____ к.т.н.доц. Когут В.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Лаврук В.М.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач – дипломник _____ Лаврук В.М.

Керівник роботи _____ к.т.н., доц. 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 _____ Лаврук Владислав Михайлович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Лаврука В.М., тема: «Проект системи кондиціювання повітря супермаркету ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса» складається з: 79 сторінок тексту, 8 рисунків, 15 таблиць, 22 посилань на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто розрахунок і підбір кондиціонеру фірми «Веа» марки КЦКП-25А. Працюють системи на холодильному агенті R407C.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря та підбір холодильного обладнання для збереження виробництва холоду: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціювання повітря. Це основні завдання, які полягли в основу кваліфікаційної праці.

Ключові слова: супермаркету ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса, , системи кондиціювання, компресор, конденсатор, випарник, теплоприливи, холодильний агент, теплоутилізатор.

ABSTRACT

The qualification work of the bachelor Lavruk V.M., topic: "Project of the air conditioning system of the supermarket of the shopping center "Riviera" in Odesa" consists of: 85 pages of text, 18 figures, 21 tables, 22 references to literary sources.

This qualification work considers the calculation and selection of the air conditioner of the company "Veza" of the KCCP-25A brand. The systems operate on the refrigerant R407C.

The work calculates the processes of air conditioning and selects refrigeration equipment to maintain cold production: selection of the design parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; justification of the choice and selection of equipment for air conditioning systems. These are the main tasks that formed the basis of the qualification work.

Keywords: supermarket, shopping center "Riviera", Odessa, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, heat waves, refrigerant, heat recovery unit.

ЗМІСТ

	стор
ВСТУП	5
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП	9
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ	11
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	15
3.1. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	15
3.2. Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції .	16
3.3. Розрахунок теплових виділень від різних джерел	21
3.4. Розрахунок вологовиділень	22
3.5. Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди	28
4. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ	32
4.1. Підбір центрального кондиціонера	32
4.2. Розрахунок поверхневого повітрянагрівача	33
4.3. Розрахунок повітроохолоджувача	36
4.4. Розрахунок адіабатної камери зрошування	39
5 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ	43
6 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	51
6.1 Теплової розрахунок компресора	51
7 ОХОРОНА ПРАЦІ	57
ВИСНОВКИ	77
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	79

					«Проект системи кондиціювання повітря супермаркету ТРЦ «Рів'єра»				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Лаврук			Розрахунково- пояснювальна записка		Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Когут						1	55
Реценз.									
Н. Контр.									
Затверд.									

ВСТУП

Кондиціювання повітря – це створення та автоматична підтримка (регулювання) параметрів повітряного середовища, найсприятливіших для роботи персоналу та обладнання.

Метою даного дипломного о проекту є розробка СКП для супермаркету «Ашан », який розташований в м. Одеса.

В останні роки супермаркети майже повністю замінили звичайні магазини за рахунок того, що мають низку переваг: більші площі, велике різноманітність товару як продовольчого, так і не продовольчого, а також багато холодильників різних типів і призначень для запеспечення усіма необхідними потребами товару і покупця відповідно.



Рис 1. Супермаркет

В першу чергу, заходячи в супермаркет з вулиці, і не має значення влітку або взимку, нас зустрічає комфортна температура, вологість та інші параметри, над якими ми не замислюємось, але без врахування яких нам було б дуже важко знаходитись в подібних місцях. Те саме стосується і працівників супермаркету, адже тривала дія несприятливих метеорологічних умов у купі з робочими навантаженнями значно погіршує самопочуття, порушує стан здоров'я і тим самим знижує продуктивність праці, що непримінно відіб'ється на зниженні прибутку торгівельної мережі.

Також ми не повинні забувати, що як і будь-який магазин, супермаркет торгує товаром, що, нажаль, має свої терміни та умови зберігання і власники

забо'язані задовільняти ці вимоги. Супер- та гігамаркети завжди поділені на зони і це не спроста, адже у кожній зоні міститься своя категорія товару з власними вимогами до стану повітря навколо і це вже не кажучи про рибну зону, що на відміну від інших виділяє свої запахи, які роблять погану рекламу і також мають бути якось усунені.



Рис 2 Супермаркети

Отже, стає зрозуміло, що кондиціонування повітря відіграє значну роль у забезпеченні задоволеності як клієнтів, так і працівників у багатьох закладах, тому пошук системи вентиляції для його забезпечення є пріоритетом.

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

Метою дослідницької роботи було визначення переліку засобів та заходів, спрямованих на заощадження ресурсів та енергії, що витрачаються на проектування та подальшого монтажу систем кондиціонування. Для кожного заходу проведене орієнтовне оцінювання потенційної економії і можливість його застосування в системах.

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 – торговельний центр «City-Center».

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 видалення льоду та очищення внутрішніх та зовнішніх блоків.

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



Рис 3 Супермаркет АШАН ТРЦ «Рівера»

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) - це розрахунок економічної доцільності здійснення проекту, заснований на порівняльній оцінці витрат і результатів ефективності використання, а також строку окупності вкладень. ТЕО - це виваженість кожного Вашого кроку в реалізації задуманого.

Укладенню капіталу передуює підготовка техніко-економічного обґрунтування (ТЕО) інвестиційного проекту. В інвестиційному процесі цьому етапу відводиться значне місце, адже чим більше вірогідної та грамотно оформленої інформації про підприємство (проект) одержить інвестор, тим менший ризик чекає на нього на етапі реалізації проекту. Крім того, до початку інвестування потрібен досить тривалий період переговорів, експертиз, узгоджень, перевірок та переперевірок, предметом яких є ТЕО і які здійснюються майже всіма суб'єктами інвестиційної діяльності. Розроблення та реалізація виробничого інвестиційного проекту проходить тривалий шлях від ідеї до будівництва та експлуатації об'єкта. Цей період розглядається як життєвий цикл інвестиційного проекту.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

Основні економічні вимоги до проекту полягають в наступному: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо дорогого холоду.

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло- і влагообмена, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування і експлуатація СКП не виправдано збільшиться, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року і занижені для теплого.

Як установка кондиціонування був вибраний центральний кондиціонер фірми ВЕЗА (типорозмер по каталогу КЦКП 10). До складу установки входять фільтри на припливному та витяжному потоці повітря, блоки повітрянагрівачів, живлений від централізованої системи теплопостачання з параметрами теплоносія 90°C / 70°C. Також встановлена форсункова камера зволоження, пластинчатий тепло утилізатор, блоки вентиляторів і блоки шумоглушіння. Всі блоки забезпечені системами автоматики, що входять до складу установки.

Джерелом холодопостачання служать чилер (фірми TRANE типорозмер по каталогу CGA 150) з повітряним охолодженням конденсатору встановленого на даху приміщення. У комплект з чилерам також входить встроєний гідромодуль.

У приміщення по результатам теплового розрахунку подається розрахункова кількість зовнішнього повітря що відповідає санітарним нормам. Викид відпрацьованого повітря виконується через тепло утилізатор, витяжною системою. У приміщення повітря подається по герметичним воздуховодам в ізоляції. Повітрярозподіл в приміщенні здійснюється розподільниками повітря компанії "Арктос", при дотриманні необхідних

параметрів повітряного середовища і рухливості повітря в робочій зоні.

У даному випадку вибрані розподільники повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами, з можливістю роздачі великих витрат повітря .

Техніко-економічна оцінка СКП завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не лише в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливе для вибору того або іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність пристрою СКП.

2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

1.1. Характеристика будівельних конструкцій

Назва об'єкту: перший поверх, супермаркет "АШАН", торговельний центр «Рів'єра»

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 – $\delta = 2.5 \text{ мм}$, $\lambda = 0.032 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Тоді

$$k_{\text{покр}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{8} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.12}{1.55} + \frac{0.02}{1} + \frac{0.02}{1.4} + \frac{0.0025}{0.032} \right)^{-1} = 2.567 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) ;$$

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 – $\delta = 100$ мм, $\lambda = 0.037$ Вт/(м·К);

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

Тоді

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

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:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \quad (2.3)$$

$$D = R \cdot S \quad (2.4)$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 1.1.

Конструкція й матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
«Вікна»					«...»	
Зовнішня стіна						
Облицювальна плитка	1450	0.01	1	9.63	0.01	0.096
Розчин цементно-піщаний	1800	0.003	1	10.48	0.003	0.031
Монолітний 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
Базальтовий 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

Таблиця 2.1.

Перекриття						
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 перший 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 $t_v = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$;

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

відносна вологість повітря в приміщенні влітку $\phi_v = 55\%$;

відносна вологість повітря в приміщенні взимку $\phi_v = 60\%$.

3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 22°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 $K_4 = 0,75$ (ДБН 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, Вт/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 ДБН II-3-79;

$K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,g}$ - 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 Вт/м^2 ;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації 121 Вт/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_{Π} 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 ДБН П-3-79.

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 ДБН П-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

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

$$Y_{пер} = 0.6 \cdot 12.2^2 = 44.6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

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

$S_{\text{м}}$ – 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 $Y_{пер} = S_{\text{жел.}} = 15.381 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

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, m^2

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

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(A_{oc} + A_{cm} + A + A_{пок} + A_{обор}), m^2 \quad (3.5)$$
$$\Delta = 2,55(18 + 780,280 + 2363,73) = 8063 m^2$$

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 ДБН 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} і на показники $a_{п}$; отриманні годині 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, $^{\circ}\text{C}$, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» ДБН 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

$A_{мс}$ – максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні, яка приймається за ДБН 18

θ_1 – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до ДБН 16

t_n – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за ДБН 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 ДБН 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

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

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), $m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, яке приймається у відповідності до вимог п.п.2.6-2.9 ДБН ІІ-3-79**;

$t_{нар}$, t_n – середня температура зовнішнього повітря в липні за ДБН 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні.

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

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

β_k – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентильованого 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* ДБН П-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°C)

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°C, за ДБН П-3-79**;

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1 θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до ДБН 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 ДБН 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°C), яке визначається за ДБН П-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;

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

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

$n_{люд} = 500$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні (460 відвідувачів та 40 чол. персоналу);

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{пов}^л = 130 \cdot 500 = 65000 \text{ Вт ;}$$

Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

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

$$Q_{л}^{яв} = 500 \cdot 45 = 22500 \text{ Вт}$$

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

$$Q_{л}^{cx} = 65000 - 22500 = 42500 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від штучного освітлення

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

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

$F_{пола}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

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

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{нов} = 4000 + 8343 + 65000 + 30800 = 108143 \text{ Вт}$$

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W_{л} = n \cdot W_{люд}, \text{кг/с} \quad (3.16)$$

де n - число людей у приміщенні;

$W_{л} = 0.0000463 \text{ кг/с}$ - вологовиділення від однієї людини;

$$W_{л} = 500 \cdot 0.0000208 = 0,0104 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{вол.пр.} = \sigma F_n (d_{г}'' - d_{г}') \cdot 0.1, \text{кг/с} \quad (3.17)$$

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

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^в} = \frac{\alpha}{c_p^{с.в.} + c_p^п \cdot d_{ср}}, \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.18)$$

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

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

d_g, d''_g - вологовміст повітря при заданій відносній вологості i на лінії насичення.

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

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{\text{пов}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вол.пр.}}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

$$W_{\text{пов}} = 0,0071 + 0,0038 = 0,011 \text{ кг/с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{\text{скр}} = \sum Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.20)$$

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

$$Q_{\text{л}}^{\text{сх}} = r \cdot W_{\text{л}} = 2461 \cdot 0,0104 = 25590 \text{ Вт} \quad (3.21)$$

$$\sum Q_{\text{сх}} = 35000 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пов}} - Q_{\text{сх}}, \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$Q_{\text{явн}} = 108143 - 35000 = 73143 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пов}}}{W_{\text{пов}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.23)$$

$$\varepsilon = \frac{108}{0,011} = 9921 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пов}}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с;} \quad (3.24)$$

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

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

$$G_1 = \frac{108,146}{47 - 40} = 15,45 \text{ кг/с,}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.25)$$

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

$$c_p = 1.006 + 1.86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.26)$$

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

$$G_2 = \frac{73}{1,0227 \cdot 5} = 14,3 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{\text{ног}}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.27)$$

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

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

$$G_3 = \frac{0,011}{(10,8 - 10) \cdot 10^{-3}} = 13.63 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо $G_T = 15,5 = 15,5 \text{ кг/с}$.

Холодний період року

$$G_x = G_T = 15,5 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q^3 = Q^l = 65000 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q^3_{\text{осв}} = Q^l_{\text{осв}} = 30800 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огороження:

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

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.28)$$

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

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м²;

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

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

$$Q_{\text{вік}} = F_{\text{вік}} \cdot k_{\text{вік}} (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.29)$$

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

де $F_{ок}$ – площа вікон, m^2 ;

$k_{ок}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $Вт/(m^2K)$;

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

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{нов} = Q_{л} + Q_{осв} + 0.4Q_{огр}, \text{ Вт} \quad (3.30)$$

$$Q_{нов} = 65000 + 30800 + 0.4 \cdot 10442 = 91623 \text{ Вт}$$

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^л = 0,011 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_{\epsilon} - \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.31)$$

$$h_n = 38 - \frac{92}{16,5} = 32 \text{ кДж/кг}$$

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

$$\epsilon = \frac{92}{0,011} = 8406 \text{ кДж/кг}$$

Таблиця 3.1 - Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Сумарний тепло-приплив (літо) $Q_{пов, квт}$	Сумарні вологовиділення (літо) $W_{пов, кг/с}$	Сумарний тепло-приплив (зима) $Q_{пов, кВт}$	Сумарні вологовиділення (зима) $W_{пов, кг/с}$	Тепло-вологісна характеристика (літо) $\varepsilon, кДж/кг \cdot К$	Масова витрата повітря $G, кг/с$	Обємна витрата повітря $L, м^3/ч$
1.Торговий зал №1	108	$11 \cdot 10^{-3}$	92	$11 \cdot 10^{-3}$	9921	15,5	48825
2.Санузели Служ.	-	-	-	-	-	0,016	50
3.Санузели клиент						0,016	50
4.Коридор						0,003	9
						$\Sigma = 13,64$	$\Sigma =$

3.5 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:

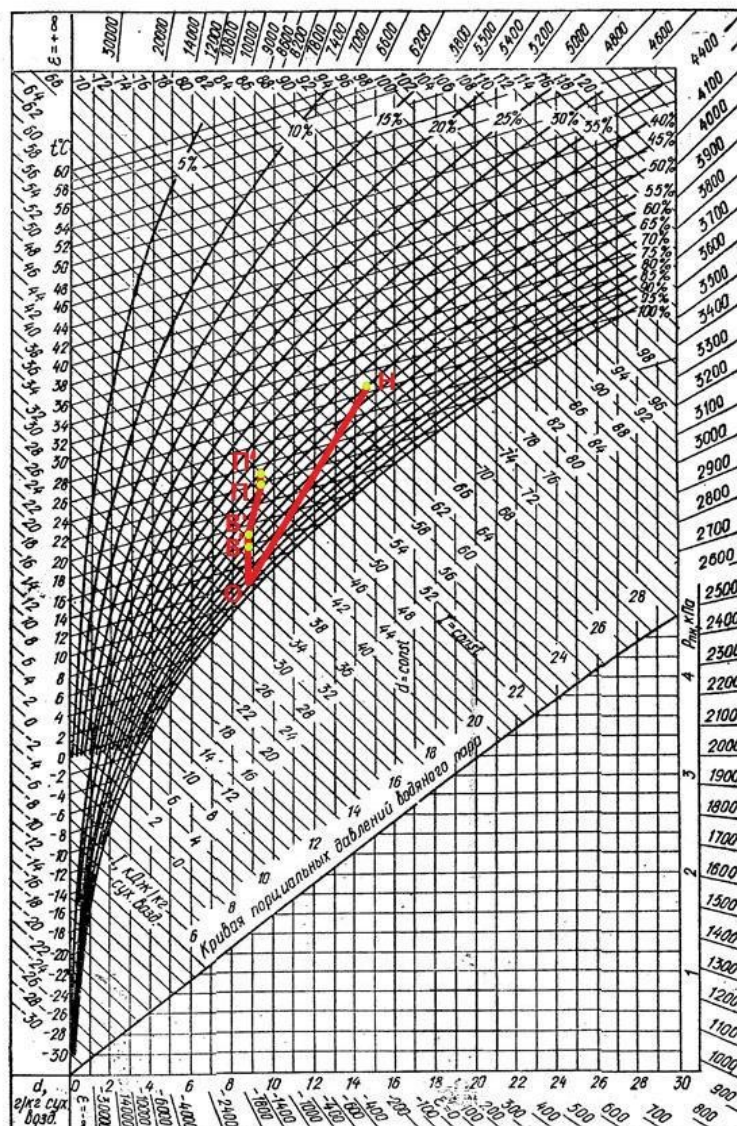
$$G_1 = 15,5 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right);$$

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 $t_{\text{Н.л}}$. Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t_{\text{В.л}}$. На прямій $d = \text{const}$ побудованою з $t_{\text{В.л}}$ приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ отримуємо точку $t_{\text{В.л}}'$. Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування $t_{\text{П.л}}$. Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши $t_{\text{Н.л}}$ з температурою поверхні повітроохолоджувача t_f . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі $\Delta t = 1^\circ\text{C}$, і будуємо $t_{\text{П.л}}'$, 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
$h_i, \left(\frac{кДж}{кг} \right)$	67	39	40	47	58
$d_i, \left(\frac{г}{кг} \right)$	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_{H_3} , будуємо пряму $d = const$ і за розрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування H_3^1 , далі за рахунок підігріву в теплоутилизаторі отримуємо точку повітря $t_{H_3^2}$, далі за рахунок підігріву в наступному повітрянагрівачі отримаємо точку H_3^3 . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні t_{B_3} . Далі розраховуємо ентальпію $t_{П_3}$ по формулі:

$$h_{П} = h_{В} - (Q_{зима}^{ГЗ} / G_x) = 44 - (92/15,5) = 38 \text{ кДж/кг.}$$

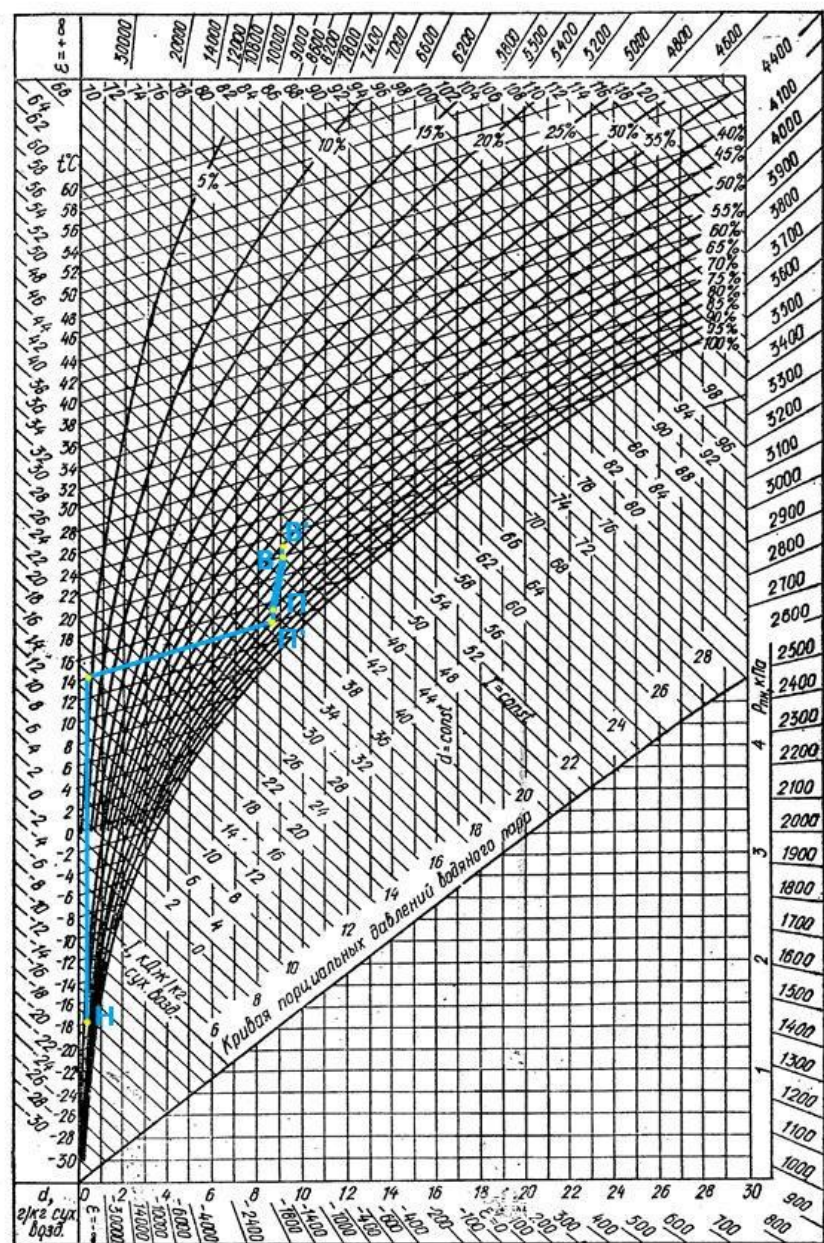
Далі будуємо процес в приміщенні $\varepsilon_{зима} = 8400$ через точку B_3 , і на лінії перетину процесу з ентальпію $t_{П_3}$ отримуємо точку $П_3$.

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

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

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

	t_{H_3}	$t_{H_3^1}$	$t_{H_3^2}$	$t_{H_3^3}$	$t_{П_3}$	t_{B_3}
$t_i, (^{\circ}C)$	-23	5	12,6	23	18	20
$h_i, (кДж/кг)$	-21,9	6,2	14	24	24	32
$d_i, (г/кг)$	0,5	0,5	0,5	0,5	2,4	4,8



Висновок

У даному розділі були розраховані повітропроводи для подачі повітря в усі торговельні, службові та складські приміщення які кондиціонуються, також виходячи з кількості повітря яке необхідно подавати у приміщення були розраховані розміри повітропроводів. Також підібрані повітророзподільні решітки за допомогою яких, при зміні швидкості руху повітря можливо регулювати кількість повітря яка подається у приміщення, а також дальnobійність струменю повітря, після отриманого розрахунку можна зробити висновок що отримані параметри повітря яке виходить у розподільних решіток задовольняють комфортним умовам праці і санітарним нормам для всіх приміщень.

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 :

$$G_{\max} = 15.5 \text{ кг/с.}$$

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.

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot 15.5}{1.2} = 46500 \text{ м}^3/\text{год}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітропроводів:

$$L_{\text{кд}}^{\text{повне}} = L_{\text{кд}} \cdot 1.05 = 46500 \cdot 1.05 = 48825 \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКП-50.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховую масову витрату припливного повітря:

$$G = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повне}}}{3600} = \frac{1.2 \cdot 48825}{3600} = 16.3 \text{ кг/с} \quad (4.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообміних апаратів.

4.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -18^{\circ}\text{C}$, $t_k = 20^{\circ}\text{C}$, витрати повітря $L_{\text{KD}} = 48825 \text{ м}^3/\text{год}$, 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 $3,7 \text{ м}^2$

$$v_p = \frac{L_{\text{KD}}}{3600 \cdot F_f} \quad (4.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

L_{KD} – витрата повітря кг/с ;

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

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт :

$$Q = 0.278 \cdot c_v \cdot L_{\text{KD}} \cdot (t_k - t_n) \quad (4.5)$$

c_v – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 48825 \cdot (20 - (-18)) = 518882 \text{ Вт}$$

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;

$$G_w = 3.6 \cdot 518882 / (4.187 \cdot (110 - 70)) = 11153 \text{ кг/год.}$$

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

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

Загальна кількість трубок:

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

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

h – крок труб по висоті, м,

для КЦКП $h = 0.05$ м.

Приймаю $p = 1$; при $H_{\text{тр}} = 2$ 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:

$$m = \frac{G_W}{3600 \cdot \rho_W \cdot f_W \cdot w} \quad (4.8)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

Приймаю швидкість руху води в трубках $w = 1,5$ 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:

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

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

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

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

$$F = \frac{518882}{19,86 \cdot 89} = 293,49 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

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

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

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

Гідравлічний опір повітронагрівача:

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

Де

$l_{\text{хода}}$ – приведена довжина ходу води в трубах 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 охолоджене 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 підставі ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охолодженого повітря і частини осушеного повітря в підставі ребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

Для розрахунків використовую побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке виражається 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 $L_{\text{КД}} = 48825 \text{ м}^3/\text{год}$, температура теплоносія $t_{\text{жн}} = 6^\circ\text{C}$.

Приймаю повітроохолоджувач **ВОВ 243.1 – 185 – 200 – 12 – 3,0 – 06 – 1** кондиціонера КЦКП-25 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;

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

Кількість холодопродуктивності для охолодження повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot c_B \cdot G_B \cdot (t_H - t_K) \quad (4.17)$$

c_B – теплоємність повітря;

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

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$G_W = \frac{3.6 \cdot Q}{c_W \cdot t_{жк}} \quad (4.18)$$

c_W – теплоємність води;

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

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

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

Загальна кількість трубок:

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

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:

$$m = \frac{G_W}{3600 \cdot \rho_W \cdot f_W \cdot w} \quad (4.20)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2 ;

Приймаю швидкість руху води в трубах $w = 1,5$ 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, Вт/(м²°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.

$$k = 23,11 \cdot (0,94)^{0,37} \cdot 0,56^{0,18} = 20,35 \text{ Вт/(м}^2\text{°C)}$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} - t_{\text{жн}} \quad (4.24)$$

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

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 повітронагрівача:

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

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

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

Гідравлічний опір повітронагрівача:

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

Де

$l_{\text{хода}}$ – приведена довжина ходу води в трубках 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 $h_{в.н}=25 \text{ кДж/кг}$, $t_{в.н}=22,8^\circ\text{C}$, $t_{в.к}=16^\circ\text{C}$. Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}=13370 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}=8,2^\circ\text{C}$. Керуючись [5]

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{22,8-16}{22,8-8,2} = 0,47 \quad (4.28)$$

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 В- 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-12,5 по даним табл. 2.2(10) .

При $E_a=0,65$ потрібно $V=\frac{9000}{10000 \cdot 1,2}=0,75$ кг/кг;

При $E_a=0,85$ потрібно $V=\frac{13100}{10000 \cdot 1,2}=1,092$ кг/кг;

При $E_a=0,95$ потрібно $V=\frac{17100}{10000 \cdot 1,2}=1,43$ кг/кг;

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнт зрошення V . Знайдемо що для $E_a=0,47$, $V=0,49$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$G_w = V \cdot L_n \cdot \rho_n = 0,49 \cdot 13370 \cdot 1,2 = 7896$ 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 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

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

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

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

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

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

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

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

Де $F_{\text{ф}}$ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

$$УФ = 13370/12,4 = 1078,22 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_{\phi} = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{\left[\left[C_{вх} - C_{2x} \right] \cdot L \right]}, \text{ ч}, \quad (4.33)$$

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

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

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

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{12.4}{\left[\left[0.5_x - 0.04 \right] \cdot 13370 \right]} = 1149,2 \text{ год.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

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

$$\tau = \frac{1149}{12} = 96, \text{ днів}$$

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

Висновок

У даному розділі був підібраний каналний кондиціонер, розрахований поверхневий повітропідігрівач на базі обраного каналного кондиціонера, розрахований паро-зволожувач оскільки, при підігріві зовнішнього повітря у зимовий період воно осушується та потребує додаткового зволоження для подальшої подачі у приміщення та забезпечення комфортних умов клімату, підіпраний фільтр.

Був розрахований повітроохолоджувач для обробки повітря у літній період.

5. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

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

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

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

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

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

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = G \cdot 3600 / \rho, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (5.35)$$

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

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

$$L_1 = 15.5 \cdot 3600 / 1.2 = 46500 \text{ м}^3/\text{ч}$$

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

для системи В1

$$V = \frac{G}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.36)$$

$$V = \frac{15.5}{1.2} = 12.9 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо площу

$$F = \frac{V}{v} = \frac{12.9}{10} = 1.3 \text{ м}^2 \quad (5.37)$$

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

В таблиці повітроводів, уточнюю площу і вибираю $F=1.2 \text{ м}^2$.

Підбираю тоді прямокутний повітровод з $A \times B=1000 \times 1200 \text{ мм}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = V/F \quad (5.38)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 10/1.3 = 7.8 \text{ м/с.}$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії” Єврокліма Україна,,.

Припливно-витяжна система повіторозподілення 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 повіторозподілення:

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 повіторозподілення 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:

$$L = 8861 \text{ м}^3/\text{ч},$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок}\#1} = \frac{L_1}{3} \quad (6.2)$$

$$L_{\text{участок}\#1} = 8861/3 = 2953 \text{ м}^3/\text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

$$d = (2953 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

$$V_{\text{в. факт.}} = 2953 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$(6.5)$$

$$Re = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745, \text{ де } d_{\text{екв}} = d$$

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:

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

$$\lambda = 0,3164 / 1144745^{0,25} = 0,01$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

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

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

Величину параметра R визначимо:

(6.9)

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

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

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

(6.10)

$$\Delta p_l = 0,54 \cdot 2,3 = 1,25$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

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

(6.11)

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

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

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

(6.12)

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 1,25 + 22,8 = 24,05$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

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

(6.13)

$$L_{\text{учАСТОК}\#2} = 8861 - 2953 = 5908 \text{ м}^3/\text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

(6.14)

$$d = (5908 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

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

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

(6.15)

$$V_{\text{в. факт.}} = 5908 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

(6.16)

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602, \text{ де } d_{\text{екв}} = d,$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

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

$$\lambda = 0,3164 / 191602^{0,25} = 0,015$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

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

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

Величину параметра R визначимо:

(6.19)

$$R = (0,015 / 0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

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

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

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

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

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

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 магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок}\#3} = L_1'' \quad (6.23)$$

$$L_{\text{участок}\#3} = 8861 \text{ м}^3 / \text{с}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

$$d = (8861 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,79 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,85 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

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

$$V_{\text{в. факт.}} = 8861 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,85^2) = 4,33 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$, \quad (6.26)$$

$$Re = (4,33 \cdot 0,85) / 0,0000156 = 245336$$

$$\text{де } d_{\text{скв}} = d$$

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:

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

$$\lambda = 0,3164 / 245336^{0,25} = 0,0142$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

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

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

Величину параметра R визначимо:

$$(6.29)$$

$$R = (0,0142 / 0,85) \cdot 11,24 = 0,187$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

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

$$\Delta p_l = 0.187 \cdot 2.3 = 0.43$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

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

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

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi = 0.43 + 22.05 = 22.48 \quad (6.32)$$

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

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

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: $L_A \leq 35 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{ м}$ в залежності від

необхідної швидкості в приміщенні v =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p=17$ Па.

6 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1 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: $t_{\text{води}} = 10^\circ\text{C}$

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0 = 10 - 5 = 5^\circ\text{C} \quad (7.1)$$

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

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_{\text{зов}} + (8 \div 15)^\circ\text{C} \quad (7.2)$$

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

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

Задаюся переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаю температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, ^\circ\text{C} \quad (7.3)$$

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

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

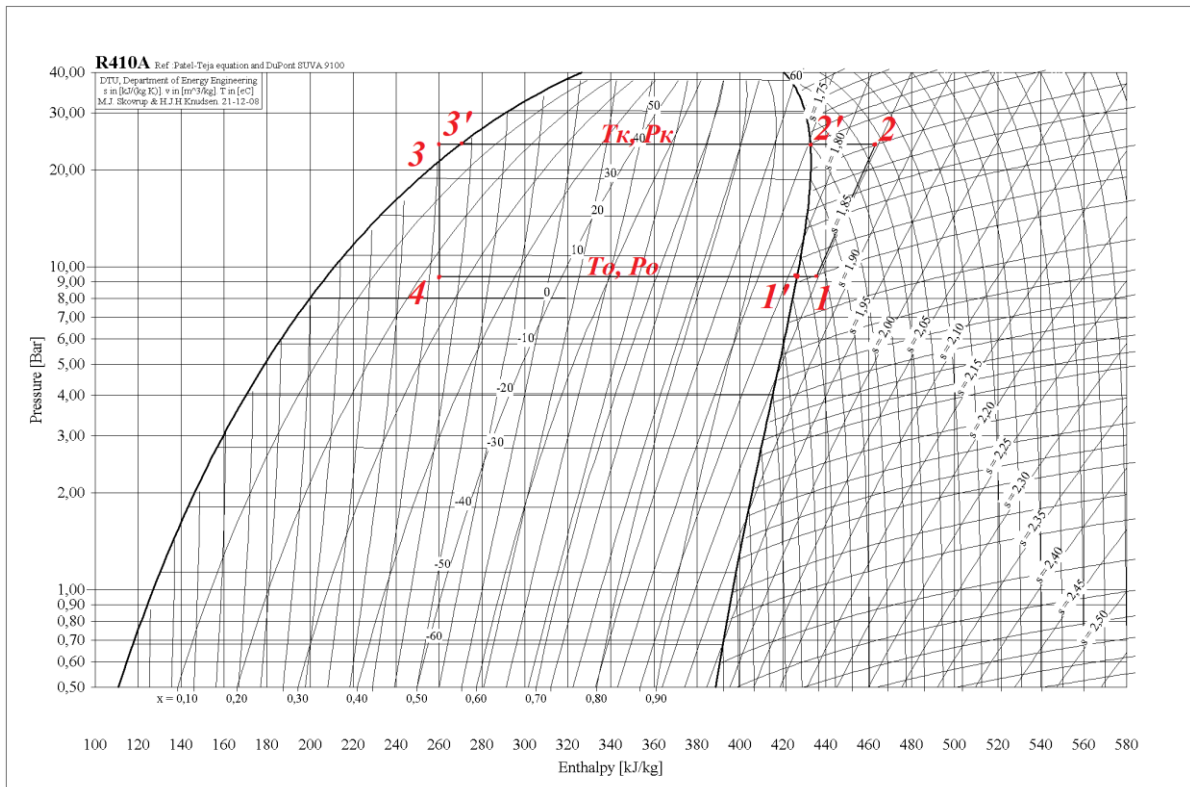
Перегрів після випарника $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{вс}}, ^\circ\text{C} \quad (7.4)$$

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

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



Таблиця 7.1 – Параметри холодильного циклу

	Р, бар.	Т, °С	h, кДж/кг	V, м³/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 теплової розрахунок:

Об'єм западин провідного ротора:

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3 \quad (7.5)$$

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

Об'єм западин веденого ротора:

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3 \quad (7.6)$$

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

Теоретичний об'єм, описаний спіральним компресором:

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.7)$$

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

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж/кг} \quad (7.8)$$

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

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3 \quad (7.9)$$

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

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (7.10)$$

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

Коефіцієнт подачі спірального компресора:

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_K}{P_0} \quad (7.11)$$

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

Повна холодовидатність:

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (7.12)$$

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

Масова витрата холодильного агента:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с} \quad (7.13)$$

$$G_a = \frac{42,83}{166,6} = 0.257 \text{ кг/с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт} \quad (7.14)$$

$$N_a = 0.257 \cdot 27,4 = 7.042 \text{ кВт}$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right) \quad (7.15)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{24}{9,3}\right) = f(2.58) = 0.548$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт} \quad (7.16)$$

$$N_e = \frac{7.042}{0.548} = 12,85 \text{ кВт}$$

Ефективний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_e = \frac{Q_0}{N_e} \quad (7.17)$$

$$\text{COP}_e = \frac{42,83}{12,85} = 3.331$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт} \quad (7.18)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{12,85}{0.88} = 14,6 \text{ кВт}$$

Електричний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}} \quad (7.19)$$

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{42,83}{14,6} = 2.933$$

6.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = \frac{G_B \cdot \rho \cdot \Delta h}{3600}, \quad (7.20)$$

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:

$$G_w = \frac{L_n \cdot (h_{вх} - h_{вих}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{48825 \cdot (56,1 - 42) \cdot 1,2}{3600 \cdot 7,7 \cdot 4,19} = 7,113 \text{ кг/с} \quad (7.21)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{7,113}{1000} = 0,007113 \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.22)$$

де ρ_w , кг/м³ – щільність води;

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_T = \frac{L_w}{V} = \frac{0,007113}{2} = 0,003557 \text{ м}^2. \quad (7.23)$$

Визначаю теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003557}{3,14}} = 0,067 \text{ м}; \quad (7.24)$$

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:

$$V = \frac{L_w}{F_\phi} = \frac{L_w}{\pi \cdot d_\phi^2 / 4} = \frac{0,007113}{\frac{3,14 \cdot 0,0635^2}{4}} = 2,247 \text{ м/с}, \quad (7.25)$$

де F_ϕ - фактична площа перерізу трубки, м².

Підбираю модель чилера по холодовидатності:

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт} \quad (7.26)$$

$$Q_0 = 0,009 \cdot 0,872 \cdot 5994,54 = 47 \text{ кВт}$$

Підбираю модель EWAQ-BA 050 фірми *DAIKIN*

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

$$В/Ш/Г, \text{ мм} = 1684/2358/780$$

$$\text{Маса} = 577 \text{ кг}; \text{ Шум} = 81 \text{ дБ.}$$

Висновок

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

7 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%). Розроблений як основна заміна R22. При звичайній температурі і тиску це - безбарвний газ.

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 водоохлажвующего пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

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

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

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і 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.

Виробництва по вибухопожежної і пожежній небезпеці, згідно ОНТП 24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки

При розміщенні проекрованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів,

компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

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

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

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити

напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить

до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

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

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

Електробезпека устаткування

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

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

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

2) приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\phi > 75\%$, температурою повітря більше 30°C , з підлогою із струмопровідних матеріалів (цегельні,

бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металоконструкцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.);

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

Дане приміщення холодильної установки відноситься до другої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot \psi, \quad (7.1)$$

де ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозому дорівнює 30 Ом·м)(таб 15) ;

ψ - кліматичний коефіцієнт, приймаємо $\psi = 1,5$

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 $d=0,045$ м.

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

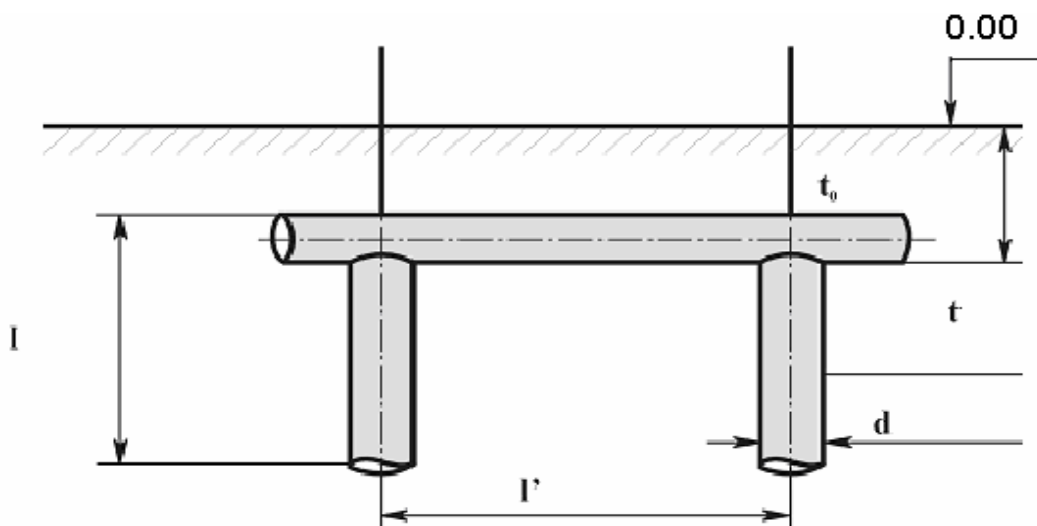


Рисунок9 – Схема розташування заземлювача

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

$$L=l'/2, \text{м} \quad (7.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

$$t = l/2 + t_0, \text{м} \quad (7.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l)/(4 \cdot t - l))), \quad (7.4)$$

Тоді

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

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{тр}, \quad (7.5)$$

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:

$$R_{св} = R_o / (n' \cdot h_B), \quad (7.6)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_B – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_B=0,83$ (таб 15). 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:

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (7.7)$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_0)), \quad (7.8)$$

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 за формулою:

$$R_c = R_{\pi} \cdot R_{cb} / (R_{\pi} + R_{cb}), \quad (7.9)$$

де R_{π} – опір сполучної смуги

R_{cb} – 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. Вогнепреградітелі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$n = S/S' = \frac{156}{12} = 21(7.10)$$

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (7.11)$$

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.

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.

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Довжина - 3 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Для освітлення даного приміщення вибираємо ПВЛД лампи.

Площа приміщення:

$$S = a \cdot b = 3 \cdot 2 = 6 \text{ (м}^2\text{)} \quad (7.12)$$

Висота світильника над робочою зоною :

$$H_{\text{раб}} = H - h_{\text{раб}} = 3 - 0,8 = 2,2 \text{ (м)} \quad (7.13)$$

Відстань між центрами світильників:

$$\frac{L_k}{H_{\text{раб}}} = 1,4 \text{ – коефіцієнт для люмінісцентних ламп.}$$

$$L_k = 1,4 \cdot 2,2 = 3,08 \text{ (м)}$$

Приблизне число світильників:

$$N = \frac{S}{L_k^2} = \frac{6}{3,08^2} = 0,63 \quad (7.14)$$

Приймаємо приблизно $N=1$.

Визначаємо світловий потік світильника:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{100 \cdot E_{\text{н}} \cdot S \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 200 \cdot 6 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{1 \cdot 41} = 6760 \text{ (лм)}. \quad (7.15)$$

Приймаємо до установки лампи ЛДЦ80 в кількості $n=2$ шт., кожна з яких має світловий потік $\Phi_{\text{л}}=3740$ лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку :

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{\text{л}2} - \Phi_{\text{л}}}{\Phi_{\text{л}2}} = \frac{(3740 \cdot 2) - 6760}{3740 \cdot 2} \cdot 100\% = 9,6\% \quad (7.16)$$

Нарешті, визначимо потужність освітлювальної системи:

$$P = n \cdot N \cdot P_i \quad (7.17)$$

У цій формулі n - кількість світильників прийнята;

N – Приблизне число світильників; P_i – потужність однієї лампи (для світильників ЛДЦ80 $P_i=80$ Вт). Тоді $P = 2 \cdot 1 \cdot 80 = 160$ Вт

Захист від шуму і вібрації

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з невідновженими масами, що обертаються,

технологічні схеми, установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

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

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

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

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

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

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

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

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

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувань; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходу комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувань 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 обгороджувань, 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.

Розрахунок вентиляції приміщення

Розрахувати продуктивність системи вентиляції приміщення пультовою, для однієї людини.

Вихідні дані:

$a=3\text{ м}$ – довжина приміщення;

$b=2\text{ м}$ – ширина приміщення;

$c=3\text{ м}$ – висота приміщення;

Розраховуємо об'єм приміщення по формулі:

$$V=a \cdot b \cdot c \quad (7.18)$$

$$V=3 \cdot 2 \cdot 3 = 18 \text{ м}^3$$

Далі визначимо максимальну кількість робочих станцій для приміщення

$$n_{\max}=S_{\text{пом}}/S_{\text{норм}}, \quad (7.19)$$

де $S_{\text{норм}}=6\text{м}^2$ – площа для одного робочого місця;

$$S_{\text{пом}}=a \cdot b \quad (7.20)$$

$$S_{\text{пом}}=3 \cdot 2=6 \text{ м}^2$$

$S_{\text{пом}}$ – площа приміщення;

$n_{\max}=6/6=1$ – к-ть робочих місць.

Витрата повітря під час надходження надлишкового тепла визначається по формулі:

$$L=\sum Q/(c_{\text{возд}} \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot (t_{\text{уд}}-t_{\text{пр}})), \quad (7.21)$$

де L – продуктивність системи вентиляції, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$c_{\text{возд}}=1,005 \text{ кДж/кг}\cdot\text{С}$ – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

$\rho_{\text{возд}}=1,2 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря;

$t_{\text{уд}}=24^\circ\text{С}$ - температура повітря, що видаляється. Для теплого періоду року іробіт «легка 1б» температура має бути від $(22...24)^\circ\text{С}$;

$t_{\text{пр}}$ – температура припливного повітря. Обчислюється за формулою:

$$t_{\text{пр}}= t_{\text{уд}} - \Delta t_{\text{раб}} \quad (7.22)$$

$$t_{\text{пр}}= 24 - 5=19^\circ\text{С}$$

$$\sum Q= Q_{\text{людей}}+ Q_{\text{компьютера}}+ Q_{\text{освещ.}}+ Q_{\text{оборуд.}}=170+300+160+300=930 \text{ Вт} \quad (7.23)$$

$$Q_{\text{людей}}=q_{\text{л}} \cdot n=170 \cdot 1=170 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{компьютера}}=q_{\text{к}} \cdot n=300 \cdot 1=300 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{освещ.}}=160 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{оборуд.}}=300 \text{ Вт}$$

$$L=0,93/(1,005 \cdot 1,2 \cdot (24-19))=0,154 \text{ м}^3/\text{с} = 555 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Визначаємо настановну потужність електродвигуна для вентиляції по формулі:

$$N=k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{прив}}), \quad (7.24)$$

де k – коефіцієнт запасу ($k= 1,05 \dots 1,5$);

H – аеродинамічний опір вентилятора, $H=300\text{Па}$;

$\eta_{\text{вент}}$ – ККД вентилятора;

$\eta_{\text{прив}}$ - ККД приводу, який при клиноременной передачі рівний 0,95;

$$N=1,2 \cdot 555 \cdot 300 \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,95)=0,1 \text{ кВт}$$

Приймаємо для нормальної вентиляції нашого приміщення продуктивність системи вентиляції рівну $L=555 \text{ м}^3/\text{ч}$, осьовий вентилятор потужністю $N=0,1 \text{ кВт}$. Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямках, за кінцевий результат береться найбільше значення.

Долікарська допомога.

Перша допомога при поразці електричним струмом.

Долікарська допомога потерпілому від електричного струму складається з двох послідовних етапів. Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами.

Найбільш простий засіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі. При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти.

Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За

відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

Перша допомога при поразці хладагентами.

При отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою паром лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивіс пострадавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закапують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

Перша допомога при опіках і обмороженні

При роботі в холодильних камерах і на відкритому повітрі в зимовий час можливі обмороження.

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром, накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої (водняні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвіння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити пострадавшего в здравпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; пострадавший повинен лежати непорушно; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцтової кислоти або розчином борної кислоти.

Висновок:

При вирішенні завдань по охороні праці необхідно чітко представляти сутність процесів і відшукати засоби (найбільш відповідні до кожного конкретного випадку), що усувають вплив на організм шкідливих і небезпечних чинників і що виключають по можливості травматизм і професійні захворювання.

При поліпшенні і оздоровленні умов роботи праці важливими моментами, є комплексна механізація і автоматизація технологічних

процесів, вживання нових засобів обчислювальної техніки і інформаційних технологій в наукових дослідженнях і на виробництві.

Здійснення заходів щодо зниження виробничого травматизму і професійної захворюваності, а також поліпшення умов роботи праці ведуть до професійної активності трудящих, зростанню продуктивності праці і скорочення втрат при виробництві. Оскільки охорона праці якнайповніше здійснюється на базі нової технології і наукової організації праці, то при розробці і проектуванні об'єкту використовуються новітні розробки.

Висновки

Кваліфікаційна робота тема: «Проект системи кондиціювання повітря супермаркету ТРЦ «Рів'єра» м. Одеса »складається з: 79 сторінок тексту, 18 рисунків, 21 таблиці, 22 посилань на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто розрахунок і підбір кондиціонеру фірми «Веза» марки КЦКП-25А. Працюють системи на холодильному агенті R407C.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря та підбір холодильного обладнання для збереження виробництва холоду: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціювання повітря. Це основні завдання, які полягли в основу кваліфікаційної праці.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

9. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
- 10.Погорєлов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.— / А.І. Погорєлов Львів. —:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
- 11.Жихарєва Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
12. ТРЦ «Рів'єра» : офіційний сайт. URL: <https://www.riviera.com.ua/> (дата звернення: 25.03.2025).
- 15 ТРЦ «Рів'єра» : офіційний сайт. URL: <https://www.riviera.com.ua/> (дата звернення: 25.03.2025).
- 13.Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПП ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПП ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
- 14.Методичні рекомендації ДСНС України з утримання захисних споруд (2022). Міщенко В.А., Кулинич С.М. «Системи вентиляції та кондиціювання повітря». — Київ: 2020.
- 15.Фролов В.Ф. «Проектування вентиляції та кондиціювання». — Харків: ХНУМГ, 2019.
- 16.Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004
- 17.Баби́ч А.І. «Системи повітряного опалення і кондиціювання». — Львів: Вид-во ЛП, 2018-216 с
- 18.Джеджула, В.В.Д 40 Вентиляція та кондиціювання громадських об'єктів: навчальний посібник/Джеджула В.В. – Вінниця: ВНТУ, 2021-237 с