

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Монтаж та обслуговування

систем кондиціонування і

вентиляції повітря»

Група: КВ - 05

Дипломний проект

студента денного відділення
КВ 05. 013. 000 ДП

Катіпунга Дмитра
Сергійовича

м. Одеса - 2022 р.

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

Дата видачі завдання
«30» грудня 2021 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2022 р.

Затверджую
Заступник директора ОТК з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“ 30 ” грудня 2021 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

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

Тема дипломного проекту: Розробка системи кондиціонування і вентиляції для торгово-розважального центру City Center, Одеса

Стверджена наказом по коледжу від « 30 » 12 2021 р. № 306 –А2- ОД

Вихідні дані для проекту: температура літня 31 °С
відносна вологість повітря літня 60 %

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

- 1.1 Характеристика об'єкту проектування
- 1.2 Вихідні дані для проектування
- 2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА
- Розрахунки теплопритоків у торговельний зал
- 2.1 Розрахунки теплопритоків від людей
- 2.2 Розрахунки теплопритоків від сонячної радіації
- 2.2.1 Розрахунки теплопритоків через вікна
- 2.2.2 Розрахунки теплопритоків через стіни
- 2.3 Розрахунки теплопритоків від штучного висвітлення
- 2.4 Розрахунки повітрообміну
- 2.4.1 Розрахунки повітрообміну для теплого періоду року
- 2.5 Розрахунки повітрообміну для холодного періоду року
- 2.6 Вибір розрахункового повітрообміну
- 2.7 Добір повітророзподільників і розрахунки припливних струменів
- 2.7.1 Розрахунки струменя
- 2.8 Аеродинамічний розрахунки
- 2.9 Аеродинамічний розрахунки системи П2
- 2.10 Опис прийнятої системи вентиляції
- 2.10.1 Добір устаткування
- 2.10.2 Добір устаткування для припливних систем
- 2.11 Розрахунки системи кондиціонування
- 2.11.1. Опис системи кондиціонування
- 2.11.2 Розрахунки й добір Vrf-Устаткування
- 2.12 Розрахунок додаткових надходжень теплоти до приміщення
- 2.12.1 Кафе
- 2.12.2 Гарячий цех

2.12.3 Зала магазину

3.ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Автоматизація

3.1.1 Характеристика об'єкта регулювання

3.1.2 Технічне завдання

3.2 Параметри регулювання об'єкта і їх контроль

3.3 Захисні функції та блокування при аваріях

4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Порівняння капіталовкладень та експлуатаційних витрат, необхідних для впровадження систем

4.2 Недоліки та переваги систем за конструктивними параметрами

4.3 Екологічна оцінка систем

4.4 Висновки до розділу

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.

5.2 Розробка заходів з охорони праці

5.3. Безпека праці

5.4 Пожежна безпека

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Графічна частина:

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціонування

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1 Загальна частина	16 - 17.05.2022
2 Розрахунково-конструкторська частина	18 - 25.05.2022
3 Організаційна частина	26 – 27.05.2022
4 Аркуш 1	28 – 31.05.2022
5 Економічна частина	01 – 06.06.2022
6 Аркуш 2	07 – 09.06.2022
7 Охорона праці	11 - 12.06.2022
Попередній захист	15.06.2022
Захист дипломного проекту	22 - 30.06.2022

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 5 від “ 14” грудня 2021 р.

Голова комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Буданов В.О.)

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

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Монтаж та обслуговування
Систем кондиціонування і вентиляції
повітря»
Група 4 КВ - 05

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
КВ 05. 013. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Розробка системи кондиціонування і вентиляції для торгово-розважального центру City Center, Одеса

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки на _____ сторінках та графічного матеріалу на 2 аркушах.

Дипломник _____ (Катіпунга Д.С.)

Керівник проекту _____ (Буданов В.О.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Коробкіна О.В.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню вимог ЄСКД _____ (Волянська С.В.)

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

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ _____ ” _____ 2022 р. Протокол ЕК № _____
Оцінка ЕК _____

Секретар ЕК _____ Петушенко С.М.

Зміст

ВСТУП.....	5
ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	6
1.1 Характеристика об'єкту проектування.....	6
1.2 Вихідні дані для проектування	6
2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	8
Розрахунки теплопритоків у торговельний зал.....	8
2.1 Розрахунки теплопритоків від людей	8
2.2 Розрахунки теплопритоків від сонячної радіації	9
2.2.1 Розрахунки теплопритоків через вікна	9
2.2.2 Розрахунки теплопритоків через стіни	10
2.3 Розрахунки теплопритоків від штучного висвітлення	11
2.4 Розрахунки повітрообміну	13
2.4.1 Розрахунки повітрообміну для теплого періоду року.....	13
2.5 Розрахунки повітрообміну для холодного періоду року	15
2.6 Вибір розрахункового повітрообміну	17
2.7 Добір повітророзподільників і розрахунки припливних струменів	18
2.7.1 Розрахунки струменя	18
2.8 Аеродинамічний розрахунки	20
2.9 Аеродинамічний розрахунки системи П2.....	23
2.10 Опис прийнятої системи вентиляції.....	27
2.10.1 Добір устаткування	28
2.10.2 Добір устаткування для припливних систем.....	28
2.11 Розрахунки системи кондиціонування.....	32
2.11.1. Опис системи кондиціонування	32
2.11.2 Розрахунки й добір Vrf-Устаткування	32
2.12 Розрахунок додаткових надходжень теплоти до приміщення	34
2.12.1 Кафе	34
2.12.2 Гарячий цех.....	38
2.12.3 Зала магазину.....	39
3. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА	41
3.1 Автоматизація.....	41
3.1.1 Характеристика об'єкта регулювання	41
3.1.2 Технічне завдання	41
3.2 Параметри регулювання об'єкта і їх контроль	42
3.3 Захисні функції та блокування при аваріях.....	43

					КВ 05.013.000 ДП			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка системи кондиціонування і вентиляції для торгово- розважального центру City Center, Одеса	Літ.	Арк.	Аркуші
Розроб.	Катіпунга							
Перевір.	Буданов							
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								
						ВСП «ОТФК ОНТУ», 2022 р.		

4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	46
4.1 Порівняння капіталовкладень та експлуатаційних витрат, необхідних для впровадження систем.....	46
4.2 Недоліки та переваги систем за конструктивними параметрами	47
4.3 Екологічна оцінка систем.....	48
4.4 Висновки до розділу.....	50
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ.....	52
Вступ.....	52
5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.....	52
5.2 Розробка заходів з охорони праці.....	53
5.3. Безпека праці.....	53
5.4 Пожежна безпека.....	55
ВИСНОВКИ.....	57
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	58

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

Системи опалення, кондиціонування та вентиляції повітря в Україні є предметом постійного удосконалення та модернізації з метою створення найбільш сприятливого для людей мікроклімату в приміщеннях та захисту атмосферного повітря від шкідливих викидів.

В торговому комплексі (далі – торговий комплекс або ТРЦ) необхідно підтримувати температури в приміщеннях, протягом холодного періоду року, не нижче нижньої межі допустимого нормами інтервалу температур (для конкретної місцевості). Це забезпечується шляхом встановлення систем опалення та вентиляції, які повинні забезпечувати рівномірне нагрівання повітря, безпечність та зручність експлуатації. Також, на протязі теплого періоду року, потрібно підтримувати значення температур, які забезпечать комфортне перебування людей у приміщення. Із цією задачею у більшості випадків в наш час, справляють системи кондиціонування повітря.

При цьому техніко-економічні та експлуатаційні показники повинні відповідати сучасним вимогам.

Системи тепло- та холодопостачання встановлюють також, для забезпечення у приміщеннях санітарно-гігієнічних умов, необхідних для перебування у них людей. В приміщеннях комплексу за допомогою таких систем підтримуються необхідні параметри внутрішнього повітря (температура, вологість, циркуляція повітря), що забезпечують добре самопочуття та не спричиняють шкоди здоров'ю людини, а також збереження будівельних конструкцій у відповідності до санітарно-технічних вимог і гігієнічних нормативів.

Всі запроектовані системи теплопостачання повітря мають забезпечувати надійність та ефективність роботи при зменшенні енерговитрат. В даному дипломному проекті, це досягається шляхом використання сучасних систем тепло- та холодопостачання.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Характеристика об'єкту проектування

Об'єкт проектування – торгово-розважальний центр із продуктовим магазином, кафе та магазинами промислових товарів, який знаходиться в м. Одеса, Україна.

ТРЦ являє собою двоповерхову будівлю з підвалом та горищем, де розміщується припливно-витяжна вентиляційна камера.

Приміщення підприємства громадського харчування поділені на три основні групи в залежності від їх призначення: гаряча зона для приготування страв, яка одночасно працює із мийками посуду; допоміжні приміщення, в тому числі складські; адміністративні та побутові приміщення.

На першому поверсі розміщені приміщення продуктового магазину.

Основні шкідливі чинники, які надходять у приміщення комплексу є: теплота і волога від обладнання та процесів приготування страв; тепло від приготованих гарячих страв у приміщенні кафетерія; теплота та волога від людей, сонячної радіації та вуглекислий газ, який виділяється при диханні людей у всіх приміщеннях комплексу.

Проект тепло- та холодопостачання споруди розроблений на підставі наступних вихідних даних:

- архітектурно-будівельних креслень;
- діючих будівельних норм і правил.

1.2 Вихідні дані для проектування

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для проектування систем тепло- та холодопостачання визначаємо за [1], в залежності від району розташування споруди –

м. Одеса:

Барометричний тиск $P_b = 1010$ кПа.

Розрахункова температура на опалення $t_{p.o} = -21$ °С.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня температура опалювального сезону $t_{o.c} = 0,6$ °С.

Географічна широта 46° пн. ш.

Зона вологості – С.

Кліматична зона – II.

Кількість градусо-днів опалювального періоду $S = 3024$ градусо-днів.

Тривалість опалювального сезону $Z_{o.c} = 166$ днів.

Відповідно до [1] параметри зовнішнього повітря для громадських приміщень потрібно приймати:

- для проектування систем вентиляції та кондиціонування в теплий період +30 °С;

- для проектування систем опалення та вентиляції в холодний період року -21 °С. Джерелом теплопостачання комплексу є котельня. Параметри мережевого теплоносія – 130/70 °С.

Постачання холодною водою відбувається від водопровідної мережі.

В усіх виробничих приміщеннях корпусу передбачається припливно-витяжна вентиляція з механічною та природною циркуляцією.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

Розрахунки теплопритоків у торговельний зал

2.1 Розрахунки теплопритоків від людей

Торговельний зал №1 (1 поверх).

Від людей виділяється: явне тепло, приховане тепло, волога і вуглекислий газ.

Тепло – і вологопритоки залежать від важкості виконуваної роботи й температури в приміщенні.

Торговельний зал згідно з технологічним завданням розрахований на 50 покупців, які виконують роботу легкої важкості та на 3 продавців, які виконують роботу середньої важкості. Для торговельного залу приймаємо 40% чоловіків і 60% – жінок від загальної кількості покупців.

Питомі виділення теплопритоків одним дорослим чоловіком визначимо по таблиці 20 [5]. Кількість теплопритоків від жінки становить 85% від теплопритоків, виділюваних чоловіком. Кількість, що утворюється C_2 приймемо по таблиці 23 [5].

Холодний період

Явне тепло:

$$Q_{\text{Я}} = q_{\text{Я}} \cdot N$$

де $q_{\text{Я}}$ – кількість явного тепла, виділюваного однією людиною, Вт/чол;

N – кількість людей у залі, чол.

$$Q_{\text{Я}} = (20 \cdot 115 + 115 \cdot 30 \cdot 0,85) \cdot 0,75 + 3 \cdot 133 = 4323 \text{ Вт}$$

Повне тепло:

$$Q_{\text{П}} = q_{\text{П}} \cdot N$$

де $q_{\text{П}}$ – кількість повного тепла, виділюваного однією людиною, Вт/чол.

$$Q_{\text{П}} = (20 \cdot 158 + 30 \cdot 158 \cdot 0,85) \cdot 0,75 + 3 \cdot 208 = 6016 \text{ Вт}$$

Волога:

$$W = m_w \cdot N$$

де m_w – кількість вологи, виділюваної однією людиною, г/(ч·чол).

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W = (58 \cdot 20 + 58 \cdot 30 \cdot 0,85 + 3 \cdot 120) = 3000 \text{ г/год};$$

Вуглекислий газ:

$$M_{\text{CO}_2} = m_{\text{CO}_2} \cdot N \quad (3.4)$$

де m_{CO_2} – кількість CO_2 , виділюваного однією людиною, л/(год·чол).

$$M_{\text{CO}_2} = (25 \cdot 50 + 35 \cdot 3) = 1355 \text{ л/год.}$$

Теплий період

Основні, що виділяються шкідливості перебувають по тим же формулам, що й у зимовий період з різницею по температурі внутрішнього повітря.

Явне тепло:

$$Q_{\text{я}} = (79 \cdot 20 + 79 \cdot 30 \cdot 0,85 + 3 \cdot 87) = 3855 \text{ Вт}$$

Повне тепло:

$$Q_{\text{п}} = (147 \cdot 20 + 147 \cdot 30 \cdot 0,85 + 3 \cdot 200) = 7288 \text{ Вт};$$

Волога:

$$W = (20 \cdot 99 + 30 \cdot 99 \cdot 0,85 + 3 \cdot 185) = 5060 \text{ г/год}$$

2.2 Розрахунки теплопритоків від сонячної радіації

Розраховується тільки для теплого періоду року і ділиться на:

- 1) теплопритоки через покриття;
- 2) теплопритоки через вікна.

2.2.1 Розрахунки теплопритоків через вікна

Торговельний зал має 3 вікна, орієнтованих на ПЗ, розміром 4,5×4 м.

Вихідні дані для розрахунків:

Висота вікна: $H = 4,5$ м; Ширина вікна: $B = 4$ м;

Довжина елементів горизонтального й вертикального затінення: $L_{\text{г}} = L_{\text{в}} = 0,13$ м (тому що будинок цегельний);

Кількість однотипних однакових вікон: $N=3$ шт.; Орієнтація вікон по сторонах світла: ПЗ ;

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Наведений коефіцієнт поглинання сонячної радіації $\rho_{\text{п}} = 0,4$, прийнятий по таблиці 22.5 [5] (потрійне остекління з листовим або вітринним склом товщиною 2,5–6 мм із внутрішніми світлими жалюзі);

Опір теплопередачі віконного прорізу $R_{\text{п}} = 0,55 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$, прийнятий по таблиці 22.6 [5];

Коефіцієнт затінення світлового прорізу плетіннями: $\tau_2 = 0,5$, прийнятий по таблиці 22.6 [5] (потрійне остекління в дерев'яних плетіннях);

Коефіцієнт відносного проникання сонячної радіації: $K_{\text{отн}} = 0,48$, прийнятий по таблиці 22.5 [5] (потрійне остекління з листовим або вітринним склом товщиною 2,5–6 мм із внутрішніми світлими жалюзі);

Орієнтація вікна: вертикальна;

Середня температура зовнішнього повітря: $t_{\text{н.ср}} = 18,4 \text{°C}$, по таблиці 5.1 [1];
Добова амплітуда температури: $A_{t_{\text{н}}} = 10,7 \text{°C}$, по таблиці 4.1 [5]; Коефіцієнт тепловіддачі зовнішньою поверхнею вікна визначаємо по формулі:

$$\alpha_{\text{н}} = 5,8 + 11,6 \cdot \sqrt{V_{\text{н}}},$$

$$\alpha_{\text{н}} = 5,8 + 11,6 \cdot \sqrt{3,2} = 26,6.$$

2.2.2 Розрахунки теплопритоків через стіни

Розрахуємо теплопритоки від сонячної радіації через стіни

Вихідні дані для розрахунків:

Площа стіни: 144 м^2 ;

Коефіцієнт поглинання сонячної радіації стіною $\rho_{\text{ст}} = 0,7$

Розрахуємо значення градусо- доби опалювального періоду по формулі:

$$\text{ГДОП} = (t_{\text{в}} - t_{\text{от}}) \cdot z_{\text{от}}, \quad (3.6)$$

де:

$t_{\text{от}}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °C ;

$z_{\text{от}}$ – тривалість опалювального періоду, діб/рік.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$G_{DOP} = (20 + 9,1) \cdot 306 = 8905 \text{ } ^\circ\text{C дїб/рїк};$

$R_{CT}=3,9 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}$ (по [5, табл. 19]);

Стена имеет 3 шара:

1 шар – цегельна кладка товщиною 240 мм;

2 шар – шар утеплювача з пінополістиролу 140 мм.

3 шар – цементно- піщаний розчин товщиною 20 мм.

Таблиця 2.1 – Характеристика шарів стіни

Матеріал	Теплопоглинання	Коеф.теплопровідності	Товщина
Цегельна кладка	10,12	0,81	0,24
Пінополістирол	0,3	0,038	0,14
Цементно- піщаний розчин	11,09	0,93	0,02

Максимальною годиною теплопритоків у торговельний зал є проміжок 15-16.

2.3 Розрахунки теплопритоків від штучного висвітлення

За технічним завданням для торговельного залу №1 запроектовано 137 світодиодних ламп, тепловиділення яких рівні 1644 Вт

Результати розрахунків теплопритоків у торговельний зал для теплого й холодного періодів зведено в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 – Кількість шкідливих виділень у приміщення торговельного залу №1

Період року	Теплопритоки, Вт						Шкідливі речовини		
	від сонячної радіації		від освітлення	від людей		всього		M _w , г/г	M _{CO2} , л/г
	стіни	вікна		явні	повні	явні	повні		
Теплий	35	12340	1644	3855	7288	17874	21307	5060	1580
Холодний	-	-	1644	4323	6016	5976	7660	3000	1580

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Сумарні теплопритоки в теплий період:

$$\sum Q_{\text{я}} = Q^{\text{люд}} + Q^{\text{ст}} + Q^{\text{іо.}} + Q^{\text{ок}}$$

$$\sum Q_{\text{п}} = Q^{\text{люд}} + Q^{\text{ст}} + Q^{\text{и.о.}} + Q^{\text{ок}}$$

Сумарні теплопритоки в холодний період:

$$\sum Q_{\text{я}} = Q^{\text{люд}} + Q^{\text{і.о.}}$$

$$\sum Q_{\text{п}} = Q^{\text{люд}} + Q^{\text{иіо.}}$$

Розрахуємо теплопритоки в теплий період:

$$\sum Q_{\text{я}} = 3855 + 35 + 12340 + 1644 = 17874 \text{ Вт};$$

$$\sum Q_{\text{п}} = 7288 + 35 + 12340 + 1644 = 21307 \text{ Вт.}$$

Холодний період:

$$\sum Q_{\text{я}} = 4323 + 1644 = 5967 \text{ Вт};$$

$$\sum Q_{\text{п}} = 6016 + 1644 = 7660 \text{ Вт.}$$

Отримані значення були розраховані для торговельного залу №1 на першому поверсі. Інші торговельні зали розраховані аналогічним чином. Результати зведемо в таблицю 3.3

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Таблиця 3.3 – Кількість шкідливих виділень у торговельних залах

Приміщення	Період року	Теплопритоки, Вт				Шкідливі речовини	
		від людей		усього		MW, г/год	MCO ₂ , л/год
		явні	повні	явні	повні		
Торговельний зал №1	Теплий	3855	7288	17874	21307	5060	1580
	Холодний	4323	6016	5976	7660	3000	1580
Торговельний зал №2	Теплий	1895	3582	8786	10473	2487	777
	Холодний	2125	2957	2937	3765	1475	777
Торговельний зал №3	Теплий	1241	2347	5756	6862	1629	509
	Холодний	1392	1937	1924	2467	966	509

2.4 Розрахунки повітрообміну

2.4.1 Розрахунки повітрообміну для теплого періоду року

У торговельному залі запроектована система центрального кондиціонування в літній період. У якості секції охолодження прийнятий фреоновий охолоджувач (випарник безпосереднього охолодження).

Прямоточний керований процес мокрого охолодження з використанням штучних джерел холоду:

а) наносимо точку Н та будуємо майданчик оптимальних параметрів внутрішнього повітря;

б) через точку В проводимо промінь Е, ставимо точку П і точку В по температурах;

в) із точки П униз опускаємося по $d_{П} = \text{const}$ на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ і одержуємо точку П';

г) з'єднуємо точку П' і точку Н, продовжуємо лінію, $\text{НОдо } \phi = 88\%$ і одержуємо точку О;

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тому що лінія НО перетинає $\phi = 100\%$ у деякій точці F (середня температура поверхні охолодження), то процес реальний.

Визначимо кутовий коефіцієнт ε променя процесу по формулі:

$$\varepsilon = 3600(Q_{\text{п}}/W) \cdot \quad (4.1)$$

де:

$Q_{\text{п}}$ – кількість повних теплопритоків у приміщення, Вт;

W – кількість виділюваної в приміщенні вологи, г/год.

$$\varepsilon = 3600(21307/5060) = 15724 \text{ кДж/кг}$$

$\varepsilon < 40000$, це значить, що в приміщенні присутнє тепло й волога, отже, розрахунки проводяться по повному теплі й по волозі по формулах:

$$G_p = 3,6 \cdot Q_{\text{п}} / (I_y - I_{\text{пр}})$$

де $I_y, I_{\text{пр}}$ – ентальпія, повітря що видаляється та припливного, кДж/кг.

$$G_p = W / (d_y - d_{\text{пр}})$$

де $d_y, d_{\text{пр}}$ – вологовміст повітря, що видаляється та припливного, г/кг.

Розбіжність між значеннями, отриманими по формулах не повинна перевищувати 5 %.

З- за того, що для теплого періоду проектується система кондиціювання, необхідно визначити температуру припливного повітря $t_{\text{пр}}$ по формулі:

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{пр}} \quad (4.4)$$

де $\Delta t_{\text{пр}}$ – температура, що залежить від висоти подачі повітря в приміщення,

$$\Delta t_{\text{пр}} = 50\text{C}.$$

$$t_{\text{пр}} = 23 - 5 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначимо температуру повітря, що віддаляється, по формулі:

$$t_y = t_{\text{в}} + \text{grad}t \cdot (H - H_{\text{рз}}) \quad (4.5)$$

де H – висота приміщення, м;

$H_{\text{рз}}$ – висота робочої зони, м. У цьому випадку $H_{\text{рз}} = 2$ м тому що люди в торговельному залі перебувають у стоячому стані.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Gradt залежить від тепло напруженості приміщення, яка обчислюється по формулі:

$$q = Q_{\text{я}}/V_{\text{пр}} \quad (4.6)$$

де $Q_{\text{я}}$ – кількість явних теплопритоків у приміщення, Вт;

$V_{\text{пр}}$ – об'єм приміщення, м³.

$$q = 17874/(295 \cdot 5) = 12,1 \text{ Вт/м}^3$$

$$\text{Для } q = 12,1 \text{ Вт/м}^3 \text{ gradt} = 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C/м}$$

$$t_{\text{y}} = 23 + 0,5 \cdot (5 - 2) = 24,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Побудуємо процес на I-d діаграмі, знаючи кутовий коефіцієнт променя процесу та температури припливно та повітря, що видаляється:

$$I_{\text{пр}} = 41,8 \text{ кДж/кг}, I_{\text{y}} = 50,8 \text{ кДж/кг}.$$

$$G_{\text{р}} = 3,6 \cdot 22101/(47-39) = 9945 \text{ кг/год}$$

$$d_{\text{пр}} = 8,5 \text{ г/кг}, d_{\text{y}} = 9,2 \text{ г/кг}$$

$$G_{\text{р}} = 5060/(8,9-8,4) = 10120 \text{ кг/год}$$

Визначимо розбіжність

$$H = (10120-9945)/10120 \cdot 100\% = 0,017\% < 5\%$$

2.5 Розрахунки повітрообміну для холодного періоду року

Визначимо кутовий коефіцієнт ε променя процесу по формулі :

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{7660}{3000} = 9191 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$\varepsilon < 10000$, це значить, що в приміщенні присутнє тепло й волога, отже, розрахунки проводиться по повному теплі та по волозі

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Визначимо теплонапруженність приміщення q температуру повітря, що віддається, по по формулах

$$q = \frac{5976}{295 \cdot 5} = 4,05 \text{ Вт/м}^3$$

Для $q = 4,05 \text{ Вт/м}^3 \text{ град} = 0,4 \text{ }^\circ\text{C/м}$

$$t_y = 16 + 0,4 \cdot (5 - 2) = 17,50\text{C}$$

Визначимо температуру припливного повітря $t_{\text{пр}}$ по формулі:

$$t_{\text{пр}} = t_v - \Delta t_{\text{пр}}$$

де:

$\Delta t_{\text{пр}}$ —температура, що залежить від висоти подачі повітря в приміщення,

$$\Delta t_{\text{пр}} = 50\text{C}.$$

$$t_{\text{пр}} = 16 - 5 = 11^\circ\text{C}$$

Побудуємо процес на I-d діаграмі, знаючи кутовий коефіцієнт променя процесу й температури припливного та повітря, що видається:

$$I_{\text{пр}} = 12 \text{ кДж/кг}, I_y = 21,5 \text{ кДж/кг}.$$

$$G_p = \frac{3,6 \cdot 7660}{21,5 - 12} = 2903 \text{ кг/ч},$$

$$d_{\text{пр}} = 11,8 \text{ г/кг}, d_y = 13,1 \text{ г/кг}$$

$$G_p = \frac{3000}{1,2 - 0,2} = 3000 \text{ кг/ч}$$

Визначимо розбіжність

$$H = \frac{3000 - 2903}{3000} \cdot 100\% = 3\% < 5\%$$

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

2.6 Вибір розрахункового повітрообміну

У якості розрахункового повітрообміну для приміщення торговельного залу приймаємо повітрообмін у холодний період, тобто $G_p = 3000$ кг/год. Для видалення теплотозалишків у теплий період доповнимо центральне кондиціонування місцевим кондиціонуванням – VRF – системами.

Одержуємо розрахункову витрату повітря по формулі:

$$L_p = \frac{G_p}{\rho}$$

де: ρ – щільність повітря, $\rho=1,2$ кг/м³.

$$L_p = \frac{3000}{1,2} = 2500 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Інші приміщення на інших поверхах розраховуються аналогічним чином. Зведемо отримані значення витрат зимового й літнього періодів усіх основних приміщень у таблицю 4.1

Таблиця 4.1 Повітрообмін зимового й літнього періодів основних приміщень

Приміщення	Період року	Витрата повітря, м ³ /год
Торгова зала №1	Теплий	8433
	Холодний	2500
Торгова зала №2	Теплий	4145
	Холодний	1453
Торгова зала №3	Теплий	2716
	Холодний	955

2.7 Добір повітророзподільників і розрахунки припливних струменів

Розрахунки виконуються для торговельного залу площею 295 м^2 , висотою $4,9$ м.

Необхідно подати $2500 \text{ м}^3/\text{год}$ свіжого повітря, за допомогою припливної системи П2. Повітря подається в робочу зону через п'ять дифузорів 600×600 4АПР. На кожний дифузор доводиться $500 \text{ м}^3/\text{год}$. Утворений струмінь – настиляючий віяловий. Схема подачі показано на рис.1.

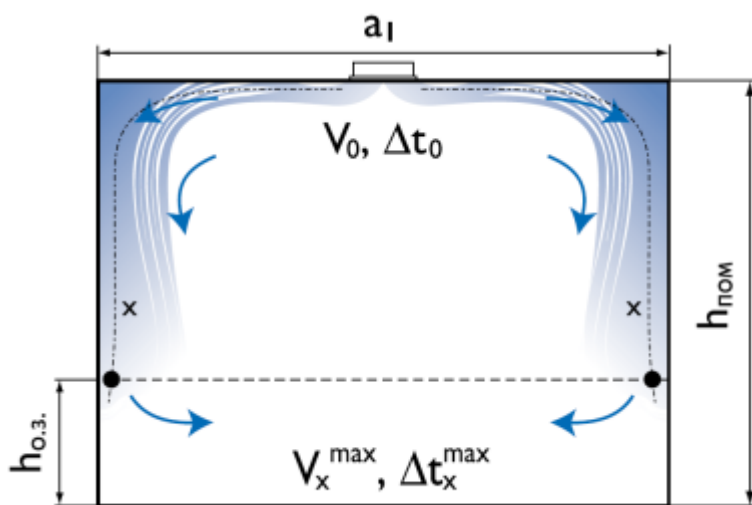


Рис.1 – Схема подачі приточного повітря

2.7.1 Розрахунки струменя

Знайдемо площу приміщення, що доводиться на один повітророзподільник по формулі:

$$F_{\text{р.з.}} = ((1 \div 3,3) \cdot (h_0 - h_{\text{р.з.}}))^2, \quad (5.1)$$

де h_0 – висота приміщення, м;

$h_{\text{р.з.}}$ – висота робочої зони, м.

$$F_{\text{р.з.}} = (2,56 \cdot (4,9 - 2))^2 = 59 \text{ м}^2$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Знайдемо найменшу кількість повітророзподільників по формулі:

$$N = \frac{F_{\text{пом}}}{F_{\text{р.з.}}}, \text{ шт.}$$

$$N = \frac{295}{59} = 5$$

Розрахункова довжина осі струменя X визначається по формулі:

$$x = 0,5 \cdot \sqrt{F_{\text{р.з.}}} + h_0 - h_{\text{р.з.}}, \text{ м}$$

$$x = 0,5 \cdot \sqrt{59} + 4,9 - 2 = 6,85 \text{ м}$$

По номограмі (рис. 6.2) і по заданим L_0 , $t_{\text{пр}}$, обраному типу ВР, живому перетину $F_0=0,109 \text{ м}^2$, розрахованій довжині струменя X визначаються значення швидкості повітря на витіканні V_0 , а також V_x і t_x

По таблиці для схеми Д [7] знаходимо значення швидкісного коефіцієнта $m=2,2$ і температурний коефіцієнт $n=1,6$

Розрахунки V_x і t_x ведемо по номограмі:

1) По $L_0=500 \text{ м}^3/\text{год}$ і $F_0=0,109 \text{ м}^2$ визначаємо точку А и одержуємо $V_0=1,5 \text{ м/с}$

2) Переходимо в інший квадрат. По $X=6,85 \text{ м}$ і $F_0=0,109 \text{ м}^2$ визначаємо точку В и знаходимо $X/\sqrt{F_0} = 25$

3) По $m=2,2$ і $X/\sqrt{F_0} = 25$ знаходимо точку З

4) По крапці А $V_0=1,5 \text{ м/с}$ і крапці З $X/\sqrt{F_0} = 25$ знаходимо точку Д і визначаємо $V_x=0,14 \text{ м/с}$

5) Переходимо в інший квадрат по $t_{\text{пр}}$ і $n=1,6$ знаходимо точку Е

6) По $X/\sqrt{F_0} = 25$ і крапки Е одержуємо точку F, на якій знаходимо $t_x=0,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Отримані значення $V_x=0,14 \text{ м/с}$ і $t_x=0,7 \text{ }^\circ\text{C}$ зіставляємо з нормованими:

$$V_x=0,14 < 1 \text{ м/с}; t_x=0,7 < 1 \text{ }^\circ\text{C}$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умови виконуються. Отже, розрахункова схема зберігається й розрахунки завершується

2.8 Аеродинамічний розрахунки

Цілями аеродинамічного розрахунків є:

- Добір перетину повітроводів
- Визначення втрат тиску у вентиляційній мережі для добору

вентилятора

- Ув'язування відгалужень із магістраллю

Для розрахунків необхідно:

- Накреслити аксонометрична схему магістралі, на якій розташовуються ділянки з однаковою витратою;

- Визначити на схемі магістральний напрям і виконати нумерацію ділянок – від останнього повітророзподільника до вентилятора;

Алгоритм розрахунків:

Визначаємо необхідну площу повітроводу на ділянці:

$$f = \frac{F}{3600 \cdot \vartheta}$$

де F – витрата повітря на ділянці, м³/год;

ϑ – рекомендована швидкість повітря на ділянці повітроводу.

Швидкість підбирається згідно з таблицею 1

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Таблиця 6.1 – Рекомендовані швидкості повітря

Елементи вентиляційної мережі	Рекомендована швидкість, м/с	
	Природна вентиляція	Механічна вентиляція
Решітки	≤ 0,5	≤ 3
Магістральні ділянки	≤ 1,5	≤ 7
Відгалуження	≤ 1	≤ 5

Визначається фактична швидкість руху повітря на ділянці, м/с:

$$\vartheta = \frac{L}{3600 \cdot a \cdot b'}$$

Для прямокутних повітроводів визначається еквівалентний діаметр, мм:

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b},$$

де a і b – розміри повітровода, м. Розраховуються втрати тиску на тертя, м:

$$R = \frac{\lambda \cdot P_D}{2 \cdot d_{\text{екв}}},$$

де: P_D – динамічний тиск, Па

$$P_D = \frac{\rho \cdot \vartheta^2}{2},$$

де:

ϑ – швидкість руху повітря, м/с.

ρ – густина повітря, кг/м³;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, який визначається по формулі:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_3}{d_{\text{ЭКВ}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right),$$

k_e – еквівалентна шорсткість стінок повітроводу;

Re – число Рейнольдса, яке визначається по формулі:

$$\text{Re} = \frac{\vartheta \cdot d_{\text{ЭКВ}}}{\nu},$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\nu = 1,47 \cdot 10^{-5}$ м/с;

Визначаємо втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = R \cdot l,$$

де l – довжина ділянки, м.

Коефіцієнти місцевих опорів ξ визначаються по [5]. Визначаємо втрати тиску на місцевих опорах:

$$z = \sum \xi \cdot P_d,$$

де $\sum \xi$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів. Втрати тиску на ділянці повітроводів, Па:

$$\Delta P = z + \Delta P_{\text{тр}}$$

Розраховуємо розбіжність відгалуження з магістраллю:

$$H = \frac{\Delta P_{\text{маг}} - \Delta P_{\text{отв}}}{\Delta P_{\text{маг}}} \cdot 100\%,$$

де:

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$\Delta P_{\text{маг}}$, $\Delta P_{\text{отв}}$ – втрати тиску на магістралі й відгалуженні, Па.

Розбіжність повинна бути менше або рівна 15 %.

Якщо розбіжність більше 15 %, то на відгалуженні встановлюється дросель - клапан або шибер.

Ступінь відкриття дросель-клапана.

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{\Delta P_{\text{маг}} - \Delta P_{\text{отв}}}{\Delta P_{\text{маг}}^{\text{д}}},$$

де: $\Delta P_{\text{маг}}^{\text{д}}$ – дійсні втрати тиску на відгалуженні, Па.

2.9 Аеродинамічний розрахунки системи П2

Розглянемо ділянку 2:

Витрата 1000 м³/год, розрахункова довжина 4,8 м; Вибирається перетин каналу 400 x 250;

Еквівалентний діаметр визначається по формулі

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 250}{400 + 250} = 308 \text{ мм}$$

Швидкість у повітроводі визначається по формулі

$$v = \frac{1000}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,25} = 2,78 \text{ м/с}$$

Визначаємо питомі втрати тиску на тертя по формулі :

$$R = \frac{0,026 \cdot 4,6}{2 \cdot \frac{308}{1000}} = 0,33 \text{ Па/м}$$

Визначаємо втрати тиску на тертя по формулі :

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,33 \cdot 4,6 = 1,6 \text{ Па}$$

Визначимо місцеві опори на ділянці:

Трійник на прохід ($\xi=0,15$).

Визначаємо втрати тиску на місцевих опорах по формулі (6.9):

$$z = 0,15 \cdot 4,6 = 0,7 \text{ Па}$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Сумарні втрати тиску визначаються по формулі :

$$\Delta P = 0,7 + 1,6 = 2 \text{ Па}$$

Коефіцієнти місцевих опорів інших ділянок наведено в таблиці 6.2

Розрахунки інших ділянок на основній магістралі 1-7 проводиться аналогічним образом і представлено в таблиці 2

Таблиця 2 Коефіцієнти місцевих опорів на розрахункових ділянках системи П2

№ ділки	Найменування місцевого опору	ξ	$\Sigma\xi$
1	Відвід 120°	0,8	1,1
	Трійник на прохід $f_{\text{п}}/f_{\text{с}}=0,1/0,1=1$; $L_{\text{о}}/L_{\text{с}}=500/1000=0,5$	0,3	
2	Трійник на прохід $f_{\text{п}}/f_{\text{с}}=0,1/0,1=1$; $L_{\text{о}}/L_{\text{с}}=500/1500=0,3$	0,15	0,15
3	Відвід 90°	1,2	1,38
	Трійник на прохід $f_{\text{п}}/f_{\text{с}}=0,1/0,113=0,9$; $L_{\text{о}}/L_{\text{с}}=329/1829=0,18$	0,18	
4	Трійник на прохід $f_{\text{п}}/f_{\text{с}}=0,113/0,18=0,6$; $L_{\text{о}}/L_{\text{с}}=1000/2829=0,62$	2,4	4,8
	Відвід 90° 2 шт.	2,4	
5	Трійник на прохід $f_{\text{п}}/f_{\text{с}}=0,18/0,26=0,7$; $L_{\text{о}}/L_{\text{с}}=1699/4528=0,4$	3,1	3,1
6	Трійник на відгалуження $f_{\text{п}}/f_{\text{с}}=0,1/0,26=0,4$; $L_{\text{о}}/L_{\text{с}}=4528/6135=0,73$	0,8	0,8
7	Відвід 90° 2 шт.	2,4	2,4

Таблиця 3 – Аеродинамічний розрахунок основного напрямку 1-7 системи П2

№	L, м ³ /ч	l, м	v, м/с	Розміри перетинів повітроводів			Втрати тиску на тертя трение ΔРл, Па	Рд, Па	Σδ	Втрати тиску, Па		
				aхb, мм	F, м ²	dз, мм				Z, Па	на діл- ці	всього
1	500	4,2	2,7		0,049	250	1,9	4,8	1,1	5,3	7	7
2	1000	4,8	2,8	400х250	0,100	308	1,6	4,6	0,15	0,7	2	9
3	1500	3,8	4,1	400х250	0,100	308	2,6	10,4	1,38	14,4	17	26
4	1829	5,2	4,5	450х250	0,113	321	3,9	12,2	4,8	58,7	63	89
5	2829	2,8	4,6	600х300	0,180	400	1,5	11,4	3,1	35,5	37	126
6	4528	3,8	4,8	650х400	0,260	495	1,9	14,0	0,8	11,2	13	139
7	6135	11,6	6,5	650х400	0,260	495	10,1	25,8	2,4	61,9	72	211

Необхідно погодити відгалуження з основною магістраллю. Для цього зробимо аеродинамічний розрахунок відгалуження 8-12. Сумарні втрати тиску на відгалуженні не винні перевищувати 15% від сумарних втрат тиску на магістралі. У випадку якщо різниця між тисками більше 15 % необхідна установка дросель-клапана або шибера.

Таблиця 4 – Аеродинамічний розрахунок відгалуження 8-12 системи П2

№	L, м ³ /го д	l, м	v, м/с	Розміри перетинів повітроводів			Втрати тиску на тертя ΔРл, Па	Рд, Па	Σδ	Втрати тиску, Па		
				aхb, мм	F, м ²	dз, мм				Z, Па	на діл-ці	усього
8	477	4,5	2,7	200х200	0,049	250	1,8	4,4	3	13,1	15	15
9	955	6,3	4,3	250х250	0,063	250	5,8	10,8	0,2	2,2	8	23
10	1203	9,1	4,4	300х250	0,075	273	8,2	11,9	0,25	3,0	11	34
11	1451	5,3	4,5	450х250	0,113	321	2,6	7,7	0,15	1,2	4	38
12	1699	3	4,7	450х250	0,113	321	2,0	10,6	0,9	9,5	11	49

Знайдемо розбіжність між відгалуженням 8-12 і основною магістраллю 1-7 по формулі :

$$H = \frac{126 - 49}{126} \cdot 100\% = 61 \%,$$

$H > 15\%$, тому необхідна установка дросель- клапана на відгалуженні.

Визначимо коефіцієнт опору дросель-клапана по формулі

$$\xi_{тр} = \frac{126 - 49}{10,6} = 7,2$$

Визначаємо кут розкриття 40° .

Розрахункова схема припливної системи П2 представлено на рис.1

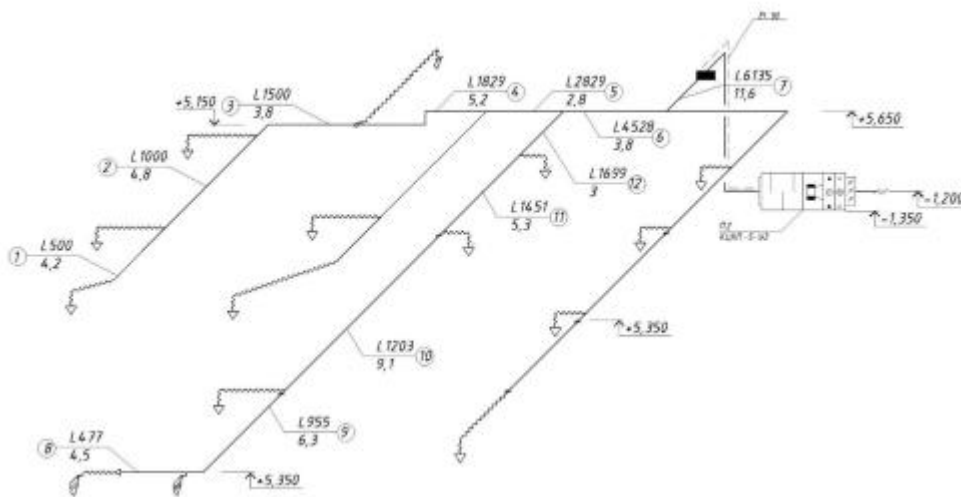


Рис.1 – Розрахункова схема припливної системи П2

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.10 Опис прийнятої системи вентиляції

Об'єктом проектування є торговельний комплекс, у якому запроєктовано 4 припливних, 12 витяжних систем з механічним спонуканням повітря й 9 витяжних систем із природним спонуканням повітря.

Устаткування приточних установок розташоване у вентиляційних камерах підвалу й технічного поверху. Устаткування витяжних систем встановлене на технічному поверсі. Також у допоміжних приміщеннях підвалу запроєктована природна витяжна вентиляція повітря через ґрати АМН 200х300.

Система П2 забезпечує подачу повітря в робочу зону основних приміщень торговельного комплексу на першому поверсі й здійснюється за допомогою дифузорів 4АПР 600х600 з камерою статичного тиску з верхньої зони віяловим струменем, що настає. Також подається повітря в допоміжні приміщення через дифузори ДПУ-М. Система В3 видаляє повітря в торговельних залах за допомогою дифузорів 4АПН 600х600, а в допоміжних приміщеннях через дифузори ДПУ-М. Припливні й витяжні системи П3, П4 і В4,В5 відповідно аналогічні П2 і В3, за винятком, що припливні установки КЦКП-5-У3 у П3 і П4 розміщені у венткамері технічного поверху.

Витяжні системи В7, В9, В11 видаляють повітря із санітарних вузлів каналним вентилятором СК-250С.

Витяжні системи В8, В10, В12 очищають повітря із санітарних вузлів для маломобільних груп населення каналним вентилятором СК-160С

Були прийняті протипожежні заходи. Транзитні вертикальні повітроводи обкладені цеглою. Усі горизонтальні транзитні повітроводи покриті вогнезахисною сумішшю. Межа вогнестійкості повітроводів для торговельних залів ЕІ45. У місцях перетинання повітроводами протипожежних перешкод передбачені вогнезатримуючі клапани АЗІ-МФ-4,0.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.10.1 Добір устаткування

Добір устаткування для припливних систем

Подача припливного повітря здійснюється за допомогою припливних установок, розташованих у вентиляційних камерах підвалу й у вентиляційних камерах технічного поверху.

Приведемо приклад добору устаткування для системи П2, яка здійснює подачу повітря в приміщеннях першого поверху.

Витрата повітря в системі для літнього період становить $6135 \text{ м}^3/\text{год}$, втрати тиску в системі 211 Па, але тому що в реальності втрати тиску мережі виявляються більше розрахункових значень, уведемо коефіцієнт запасу на невраховані опори, рівний 30 %. Отже, втрати тиску в системі складуть 274 Па. Підберемо припливну установку за допомогою програми «Veza КСКР» компанії «Вега» і представимо на рис.3 загальний вид припливної установки.

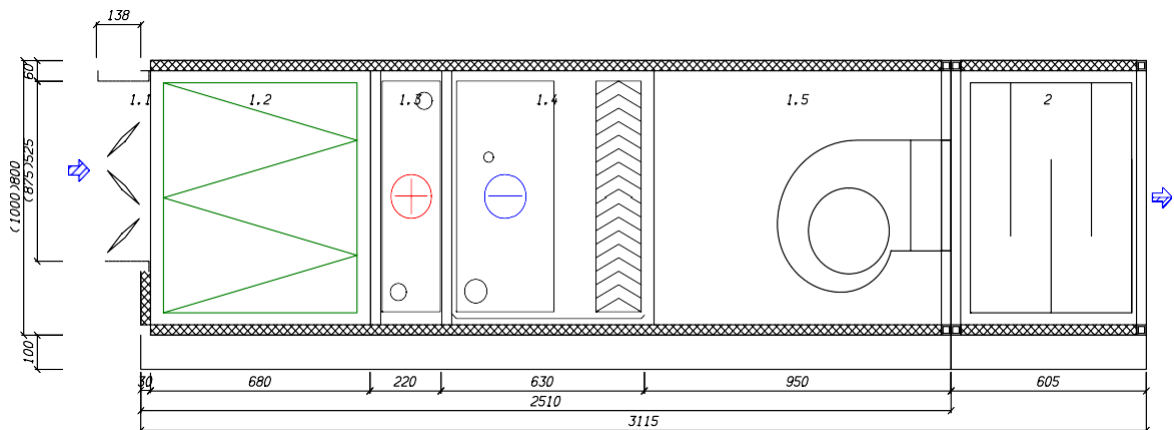


Рис.3 – Загальний вид припливної установки П2

Розглянемо елементи даної припливної установки по ходу руху повітря:

1 - повітрозабірний клапан.

Головною задачею даного елемента є приймання зовнішнього повітря. Клапан оснащується ТЕНОм і електричним приводом зі зворотною пружиною, який закриває лопатки при аварійнім відключенні.

										Арк.
										28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МХ 54 024.000. ДП ПЗ					

2 - фільтр кишеньковий.

Фільтр здійснює очищення зовнішнього повітря. Клас очищення фільтра G4.

Розрахункове забруднення – середнє. Зона обслуговування – праворуч.

3 - повітроохолоджувач

Вихідні дані для добору секції охолодження:

Тип повітроохолоджувача. Фреоновий повітроохолоджувач

Температура, ентальпія, вологовміст припливного та повітря, що видається;

Тип холодоагенту – фреон R-410A;

Зовнішній блок

4. Повітронагрівач.

Вихідні дані для добору повітронагрівача:

Тип повітронагрівача (водяник);

Температури припливного повітря й внутрішнього повітря;

Параметри теплоносія.

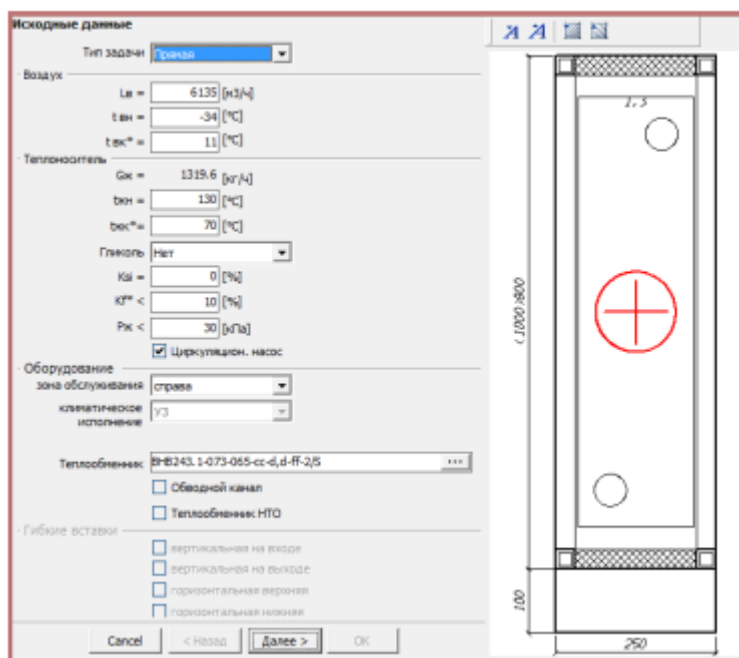


Рис.2 – Технічні характеристики повітронагрівача установки П2 «Веза»

									Арк.
		5. Вентилятор.							29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

МХ 54 024.000. ДП ПЗ

Таблиця 1 – Устаткування вентиляційних систем

№ системи	Витрата повітря, м ³ /год	Повний тиск, Па	Тип устаткування
П1	13880	599	КЦКП-12, 5-УЗ
П2	6135	274	КЦКП-5-УЗ
П3	6172	275	КЦКП-5-УЗ
П4	6172	275	КЦКП-5-УЗ
В1	8416	585	КЦКП-10-УЗ
В2	8416	585	КЦКП-10-УЗ
В3	5399	109	КЦКП-5-УЗ
В4	5399	109	КЦКП-5-УЗ
В5	5399	109	КЦКП-5-УЗ
В6	210	180	СК-200В
В7,В9,В11	500	190	СК-250С
В8,В10,В12	90	150	СК-160С

2.11 Розрахунки системи кондиціювання

2 11.1.Опис системи кондиціювання

У дипломному проекті для торговельного- розважального комплексу передбачена центральна система кондиціювання, доповнена місцевим кондиціюванням.

Центральне кондиціювання здійснюється за рахунок охолодження повітря в припливній установці, для чого передбачається секція хладонового охолоджувача та компресорно-конденсаторний зовнішній блок. Для торговельного залу №1 першого поверху потужність секції охолодження становить 21307 Вт

У якості місцевою системою кондиціювання запроектована Vrf-Система компанії MDV для асиміляції теплопритоків від людей, електричного висвітлення і сонячної радіації.

Запроектовано три мультизональні Vrf-Системи. Зовнішні блоки встановлені на покрівлі будинку. У приміщеннях встановлені внутрішні блоки касетного типу із вбудованим дренажним насосом. Дренажні трубопроводи укладаються з ухилом не менш 0,01 від внутрішнього блоку до місця зливу конденсату.

2.11.2 Розрахунки й добір Vrf-Устаткування

Для кондиціювання в торговельний зал №1 першого поверху кількість теплопритоків будуть рівні 21307 Вт. Частина теплопритоків компенсуються центральною системою кондиціювання, необхідно визначити теплопритоки, які буде поглинати місцева система кондиціювання по формулі:

$$Q^{\text{міст.конд}} = Q^{\text{повн}} - Q^{\text{центр}}$$

де

$Q^{\text{повн}}$ – повні теплопритоки в торговельний зал для розрахунків системи кондиціювання

$Q^{\text{центр}}$ – повні теплопритоки, що видаляються з центральної системи кондиціювання, які визначаються по формулі

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

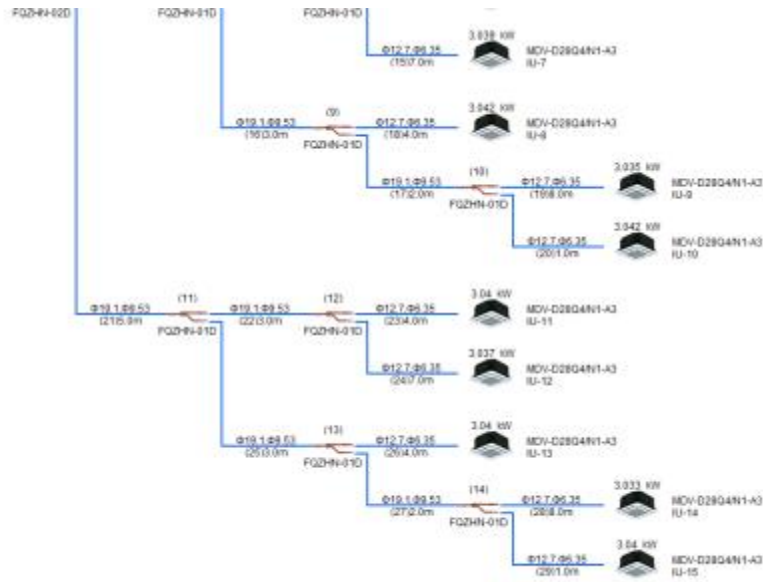


Рис.2 – Гідравлічний розрахунки фреонопроводів для системи К1

Аналогічним чином розглядаємо інші системи кондиціонування К2 і К3.

Результати розрахунків представлено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Добір внутрішніх блоків.

№ приміщення	Q, кВт	Модель випарника	Кількість випарників
1 поверх			
Зал №1 (К1)	13,807	MDV-D28Q4/N1-D	5
Зал №2 (К2)	6,786	MDV-D28Q4/N1-D	3
Зал №3 (К3)	4,446	MDV-D28Q4/N1-D	2
2 поверх			
Зал №1 (К1)	13,807	MDV-D28Q4/N1-D	5
Зал №2 (К2)	6,786	MDV- D28Q4/N1-D	3
Зал №3 (К3)	4,446	MDV-D28Q4/N1-D	2

2.12 Розрахунок додаткових надходжень теплоти до приміщення

2.12.1 Кафе

Надходження теплоти від людей залежать від характеру роботи, що виконується приміщенні, температури та циркуляції внутрішнього повітря.

В обідній залі категорія робіт – легка. Розрахункова (максимальна) кількість осіб – 60. Теплонадходження визначаємо за формулою .

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{п}} \cdot n ,$$

де $q_{\text{п}}$ – кількість теплової енергії, яку виділяє одна особа, Вт;

$$q_{\text{л}}^{\text{Х.П.}} = 152 \text{ Вт/люд}; q_{\text{л}}^{\text{Т.П.}} = 145 \text{ Вт/люд}; [8]$$

n – кількість осіб.

Тоді маємо,

$$Q_{\text{лХ.П.}} = 152 \cdot 60 = 9120 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{лТ.П.}} = 145 \cdot 60 = 8700 \text{ Вт}.$$

Надходження теплоти від штучного освітлення, Вт визначаємо за формулою

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}} ,$$

де $E = 200$ лк – освітленість робочих поверхонь;

$F = 131,48$ м² – площа підлоги приміщення, яка освітлюється;

$q_{\text{осв}} = 0,067$ Вт/(м²лк) – питомі тепловиділення на 1 лк освітленості, від люмінесцентних ламп ;

$\eta_{\text{осв}} = 0,55$ – доля теплоти, яка надходить в приміщення від освітлювальних приладів ;

Тоді,

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 131,48 \cdot 0,067 \cdot 0,55 = 969 \text{ Вт}.$$

Теплові надходження від сонячної радіації

Для громадських будівель теплонадходження від сонячної радіації, Вт, розрачуємо за наступною формулою:

$$Q_{\text{с.р.}} = q_{\text{вік}} \cdot F_{\text{вік}} \cdot \beta_{\text{с.з}} \cdot K_{\text{з}} \cdot K_{\text{а}},$$

де $F_{\text{вік}}$ – площа вікон, м²;

$q_{\text{вік}}$ – поверхнева густина теплового потоку сонячної радіації, Вт/м²;

$\beta_{\text{с.з}}$ – коефіцієнт теплопропускання сонцезахисних систем ($\beta_{\text{с.з}} = 1$);

$K_{\text{з}}$ – коефіцієнт, який залежить від типу застосування (приймаємо $K_{\text{з}} = 1,0$ – для одинарного застосування);

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Ка – коефіцієнт, який враховує акумуляцію теплоти внутрішніми обгороджуваними конструкціями приміщення (Ка = 1).

Поверхневу густину теплового потоку сонячної радіації, Вт/м², знайдемо за формулою

$$q_{\text{вік}} = (q_{\text{в.п}} + q_{\text{в.р}}) K_1 K_2 ,$$

де q_{в.п} та q_{в.р} – поверхнева густина потоку прямого та розсіяного сонячного випромінювання для вертикального застосування світлових отворів, Вт/м² (залежить від пори року, географічного положення населеного пункту, орієнтації приміщення за сторонами світла та годин доби);

K₁ – коефіцієнт, яким враховують затемнення застосування світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери (K₁ = 1);

K₂ – коефіцієнт, яким враховують забруднення скла (K₂ = 1).

Тоді,

$$q_{\text{вік}} = (338 + 148) \cdot 1 \cdot 1 = 486 \text{ Вт/м}^2.$$

В результаті отримуємо,

$$Q_{\text{с.р.}} = 486 \cdot 15,12 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 7348 \text{ Вт.}$$

Теплонадходження з інфільтраційним повітрям, Вт, визначимо за [8]

$$Q_{\text{інф}} = c_{\text{пов}} \rho_{\text{пов}} F_{\text{п}} h (t_{\text{зовн}} - t_{\text{вн}}),$$

де, c_{пов} – питома масова теплоємність повітря, c_{пов} = 1,005 кДж/(кг·К);

ρ_{пов} – густина повітря, ρ_{пов} = 1,2 кг/м³;

F_п – площа підлоги приміщення, F_п = 131,48 м²;

h – висота приміщення від підлоги до стелі, h = 2,8 м.

Тоді,

$$Q_{\text{інф}} = 1,005 \cdot 1,2 \cdot 131,48 \cdot 2,8 [27 - 22] = 2220 \text{ Вт.}$$

Теплонадходження при охолодженні страви, Вт, визначимо за формулою:

$$Q_{\text{гс}} = 0,278 ((m c_{\text{сер}} (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) n) / T$$

де m – середня маса страв, яка припадає на одного відвідувача, кг/люд, приймаємо 0,85 кг/люд;

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$c_{\text{ср}}$ – середня питома теплоємність страв, кДж/(кг $^{\circ}$ С), приймаємо:

$$c_{\text{ср}} = 3,35 \text{ кДж/(кг}^{\circ}\text{С)};$$

t_n, t_k – початкова та кінцева температура страв, $^{\circ}$ С, обираємо, відповідно, 70 і 40 $^{\circ}$ С;

$n = 60$ – максимальна кількість місць для відвідувачів у кафе;

T – час приймання страви одним відвідувачем, приймаємо – 1 год.

Отримаємо,

$$Q = 0,278 \cdot 0,85 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 60 = 1425 \text{ Вт.}$$

Надходження тепла від опалювальних приладів:

В холодний період року враховують теплові надходження від опалювальних приладів. Температура теплоносія на вході в систему вентиляції – 95 $^{\circ}$ С. Температура теплоносія на виході із системи вентиляції – 65 $^{\circ}$ С.

Теплові надходження від опалювальних приладів розрахуємо за формулою:

$$Q_{\text{пр.в}} = Q_{\text{пр.оп}} \cdot (t_{\text{ср.оп}} - t_{\text{в.в}} / t_{\text{ср.оп}} - t_{\text{в.оп}})^n$$

де $Q_{\text{пр.оп}}$ – теплові надходження від опалювальних пристроїв при розрахункових умовах для опалення, Вт ;

$t_{\text{ср.оп}}$ – середня температура теплоносія в опалювальних приладах системи опалення; $t_{\text{в.в}}, t_{\text{в.оп}}$ – внутрішня температура, відповідно, в режимі вентиляції та опалення; n – показник степеня, враховуючий зміну температурного напору, $n = 1$.

$$Q_{\text{пр.оп}} = Q_{\text{о.оп}} + Q_{\text{інф}} = \Sigma Q_{\text{тепл}} = 8030 \text{ Вт,}$$

$$Q_{\text{пр.в}} = 8030 \cdot (80 - 18) / (80 - 16) = 7770 \text{ Вт.}$$

Теплові втрати через огорожуючі конструкції, в режимі вентиляції:

$$Q_{\text{втр.в}} = Q_{\text{втр.оп}} \cdot (t_{\text{в.в}} - t_{\text{ext}}^B) / (t_{\text{в.оп}} - t_{\text{ext}}^B)$$

де $Q_{\text{втр.оп}}$ – тепловтрати через зовнішні огорожі (із розрахунку тепловтрат).

$$Q_{\text{втр.в}} = 8030 \cdot (18 - (-19)) / (16 - (-19)) = 8490 \text{ Вт.}$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.12.2 Гарячий цех

Теплонадходження від людей: $n = 7$ чел;

$q_{лХ.П.} = 209$ Вт/люд ; $q_{лТ.П.} = 195$ Вт/люд.

$Q_{лХ.П.} = 209 \cdot 7 = 1463$ Вт; $Q_{лТ.П.} = 195 \cdot 7 = 1365$ Вт.

Теплонадходження від штучного освітлення:

$E = 200$ лк; $F = 37,90$ м²;

$q_{осв} = 0,067$ Вт/(м²лк); $\eta_{осв} = 0,55$;

$Q_{осв} = 200 \cdot 37,90 \cdot 0,067 \cdot 0,55 = 280$ Вт.

Теплонадходження від сонячної радіації не враховуємо, так як вікно розміщене на північ.

Теплонадходження від технологічного обладнання в гарячому цеху залежить від типу місцевих відсмоктувачів, які встановлюються над технологічним обладнанням. В якості місцевого відсмоктувача використовуються зонти, які об'єднані механічною витяжною системою В5 (див. табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Характеристики обладнання гарячого цеху

Технологічне обладнання		Вид негативних факторів	Потужність одиниці обл., кВт	К-сть вологи, що виділ. одне обл., кг/год	Об'єм витяжки на одиницю обл.	Найм. місц. відсм.
Найменування	Кіл.					
Плита електрична конфоркова	2	Тепло, пари	2,5	0,5	250	Зонт
Шафа паро-конвекційна	1	Тепло, пари	3,0	0,6	300	Зонт
Плита секційна	1	Тепло, пари	2,0	0,4	200	Зонт
Фритюрниця електрична	1	Тепло, пари	2,0	0,4	200	Зонт

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Частина теплоти та пари уловлюється місцевими відсмоктувачами, в той час, як інша кількість шкідливих факторів надходить до приміщення, Вт:

$$Q_{\text{об.г.ц}} = 1000 \cdot k_1 \cdot \sum_{i=1}^n N \cdot k_2 \cdot (1 - k_3)$$

де $k_1 = 0,7$ – коефіцієнт одночасності роботи теплового обладнання;

$k_2 = 0,65$ – коефіцієнт завантаження;

$k_3 = 0,45$ – коефіцієнт ефективності;

N – потужність обладнання.

$$Q_{\text{об.г.ц}} = 1000 \cdot 0,7 \cdot 9,5 \cdot 0,65 \cdot (1 - 0,45) = 2380 \text{ Вт.}$$

Надходження теплоти від опалювальних приладів (для холодного періоду):

$$Q_{\text{пр.в}} = 1860 \cdot ((80 - 18) / (80 - 16)) = 1800 \text{ Вт.}$$

Втрати теплоти через огорожуючі конструкції в режимі вентиляції:

$$Q_{\text{втр.в}} = 1860 \cdot ((18 - (-19)) / (16 - (-19))) = 1965 \text{ Вт.}$$

2.12.3 Зала магазину

Надходження теплоти від людей:

$n = 92$ осіб (приймаємо $2,5 \text{ м}^2/\text{особу}$); $q_{\text{лХ.П.}} = 152 \text{ Вт/люд}$;

$q_{\text{лТ.П.}} = 145 \text{ Вт/люд}$.

$$Q_{\text{лХ.П.}} = 152 \cdot 92 = 13984 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{лТ.П.}} = 145 \cdot 92 = 13340 \text{ Вт.}$$

Надходження теплоти від штучного освітлення:

$E = 200 \text{ лк}$;

$F = 231,17 \text{ м}^2$;

$q_{\text{осв}} = 0,067 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{лк})$; $\eta_{\text{осв}} = 0,55$.

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 231,17 \cdot 0,067 \cdot 0,55 = 1780 \text{ Вт.}$$

Надходження теплоти від сонячної радіації:

$q = 141,6 \text{ Вт}/\text{м}^2$ – для вікон, спрямованих на $З$ і $С$ (46°пн.ш.).

$$Q_{\text{ср}} = 12 \cdot 3,5 \cdot 2,5 \cdot 141,6 = 15183 \text{ Вт.}$$

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Надходження теплоти від технологічного обладнання:

$$Q_{\text{обл}} = 6000 \text{ Вт.}$$

Надходження теплоти від опалювальних приладів (для холодного періоду):

$$Q_{\text{пр.в}} = 26930((80 - 18)/(80 - 16)) = 26090 \text{ Вт.}$$

Втрати теплоти через огорожуючі конструкції в режимі вентиляції:

$$Q_{\text{втр.в}} = 26930(18 - (-19))/(16 - (-19)) = 28470 \text{ Вт.}$$

Таблиця 2.2 – Тепловий баланс приміщень

Приміщення	Період року	Надходження теплоти, Вт						Тепл. втр., Вт	Тепл. баланс, Вт
		Від людей	Від освітлення	Від соняч. радіації	Від опал. прил.	Від охол. гаряч. страви	Від обладнання		
Зала кафе	ТП	8700	970	2140	—	1425	—	12265	
	ХП	9120	970	—	7770	1425	8490	10795	
Гарячий цех	ТП	1365	280	—	—	—	—	1645	
	ХП	1463	280	—	1800	—	1960	1583	
Зала магазину	ТП	13340	1780	15183	—	—	6000	34523	
	ХП	13984	1780	—	26090	—	6000	28470	19384

3.ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Автоматизація

3.1.1 Характеристика об'єкта регулювання

У даному розділі необхідно виконати автоматизацію припливної установки П2 із вбудованою секцією охолодження компанії «Веза», що обслуговує торгівельний зал.

По ходу руху припливного повітря в припливній установці П2 розташовуються елементи:

1. Повітряний клапан;
2. Фільтр кишеньковий;
3. Повіронагрівач рідинний;
4. Повітроохолоджувач безпосереднього охолодження;
5. Вентилятор;
6. Шумоглушник.

3.1.2 Технічне завдання

Автоматизація об'єкта має на увазі виконання декількох умов:

- автоматичне регулювання технологічних параметрів;
- блокування й захист устаткування;
- контроль параметрів;
- аварійна й технологічна сигналізація.

Автоматично регулюються й підтримуються на заданому рівні температури приточного повітря в зимовий і в літній періоди.

Контроль параметрів передбачений для:

- температур приточного повітря в зимовий і в літній періоди;
- температури повітря за калорифером;
- температури зворотної води;
- роботи вентилятора;

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- забруднення повітряного фільтра.

Контроль параметрів здійснюється наступними приладами:

- каналний датчик температури;
- датчик температури зовнішнього повітря;
- датчик температури зворотної води;
- диференціальний манометр для контролю забруднення фільтра й вентилятора.

Захист устаткування виконується від заморожування калорифера та двигуна вентилятора від перевантаження й короткого замикання.

Сигналізація передбачається в блоці керування і автоматизації системи. Вона ділиться на аварійну і технологічну.

Технологічна сигналізація призначена для відображення стану об'єкта й дозволяє стежити за параметрами регулювання.

Аварійна сигналізація необхідна у випадках, які можуть привести до поломки встаткування. Тому аварійна сигналізація постачена світловим індикатором і звуковим сигналом.

Сигнали, які виробляє контролер:

- при запуску системи загоряється індикатор «Пуск»;
- якщо за певний проміжок часу вентилятор не набирає необхідний перепад тиску, то загоряється індикатор «Аварія», а якщо ж вентилятор набрав необхідний перепад тиску, то загоряється індикатор «Вентилятор»;
- при роботі насоса горить індикатор «Насос»;
- при погрозі заморожування калорифера загоряється індикатор «Погроза заморожування»;
- при забрудненні фільтра загоряється індикатор «Фільтр».

3.2 Параметри регулювання об'єкта і їх контроль

Автоматика системи П1-В1 повинна забезпечити виконання наступних завдань:

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

- Підтримка необхідної температури припливного повітря за рахунок зміни витрати теплоносія
- Захист ротора від замерзання
- Автоматичне включення/вимикання насоса в контурі нагрівання по температурі зовнішнього повітря в режимі зима-літо
- Контроль роботи фільтра
- Безступінчасте регулювання числа обертів роторного теплообмінника

Для регулювання системи контроль повинен проводитися над наступними параметрами:

- Температура припливного повітря TE;
- Температура зворотного теплоносія по термостату TS;
- Температура повітря після теплообмінника по термостату TS;
- Температура повітря після ротора по термостату TS;
- Вимір перепаду тиск до та після фільтра PDS;
- Вимір перепаду тиск після вентилятора PDS;

Так само проводиться облік теплоносія та споживання електроенергії. Контроль здійснюється за допомогою датчиків і вимірювальних перетворювачів з виводом (при необхідності) вимірювальних параметрів на індикатор або екран керуючого приладу.

3.3 Захисні функції та блокування при аваріях

Захист у припливній установці здійснюється від наступних ситуацій:

Заморожування калорифера

Захист від заморожування калорифера здійснюється протизамерзаючим термостатом – TS по повітря і воді. Захист проводиться шляхом контролю мінімальної припустимої температури повітря за нагрівачем і температурою зворотного теплоносія. При досягненні встановленої мінімальної температури повітря сигнал на контролер викликає закриття повітряного клапана на вході в агрегат, зупинку вентиляторів і максимальне відкриття водяного клапана, а так само включення циркуляційного насоса.

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Захист двигуна від перевантаження й короткого замикання

Функція автоматичного захисту від замерзання передбачається для районів з розрахунковою температурою зовнішнього повітря для холодного періоду 5 °С і нижче. Захисту підлягає теплообмінник першого підігріву.

Захист від коротких замикань і перевантажень в електричних колах реалізований стандартним чином за допомогою автоматичних вмикачів і теплових реле магнітних пускачів. Для забезпечення електропожежної безпеки передбачений захист від перевантаження, перегріву й блокування при зупинці електродвигуна вентилятора.

Засмічення фільтра

Захист фільтра здійснюється контролем перепаду тиску. Якщо перепад тиску на фільтрі занадто великий, то на щиті загоряється індикатор «Засмічення фільтра». Припустиме значення вказується в паспорті фільтра та встановлюється при налагодженні на диференціальному датчику. Відключення системи при цьому не передбачене.

Аварія вентилятора

Захист вентилятора здійснюється контролем перепаду тиску. Якщо перепад тиску на вентиляторі після запуску системи не з'являється або в ході експлуатації пропадає, то система зупиняється. При цьому загоряється індикатор «Аварія», а індикатор «Вентилятор» гасне.

Датчик температури припливного повітря

Датчик призначений для визначення температури повітря у повітроводі. Передає електричний сигнал на контролер, який у свою чергу керує регульовальним клапаном на теплоносії калорифера.

При зменшенні вимірюваної температури клапан відкривається, при збільшенні – закривається, змінюючи тим самим температуру теплоносія через калорифер і отже нагрівання повітря в системі. Насос забезпечує циркуляцію в системі.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У кінцевому результаті проектування системи автоматизації ми одержали припливну установку, що здійснює ефективну й гнучку підготовку зовнішнього повітря перед подачею в приміщення, що відповідає всім вимогам. Установка обладнана системами контролю й захисту вразливих компонентів, такими як захист калорифера від заморожування, захист системи при вимиканні електроенергії. Контроль за запиленості фільтра, обладнаний світловим сигналом, який дозволяє здійснювати своєчасну заміну. Також здійснюється контроль над роботою вентилятора. Електроприводи повітряного клапана, насоса, і вентилятора комплектуються приладами, за допомогою яких оператор має можливість перемкнутися в ручний режим при спрацьовуванні сигналізації

					<i>МХ 54 024.000. ДП ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Порівняння капіталовкладень та експлуатаційних витрат, необхідних для впровадження систем

Капіталовкладення для згаданих систем, загалом складають вартості основних робочих елементів, трубопроводів, додаткових конструктивних елементів, монтажних робіт і т. д.

Також, необхідно обов'язково враховувати певну кількість непередбачених витрат, які можуть статися внаслідок різних курйозних ситуацій (в більшості випадків пов'язаних із монтажем обладнання).

Таблиця 4.1 – Капіталовкладення для системи кондиціонування

Найменування позицій капіталовкладень Вартість (без ПДВ), грн

Спліт-системи, 2 шт., OSAKA ST-36HH	70 000
Послуги із монтажу системи	9 000
Непередбачені витрати	5 000
Сумарно	85 000

Таблиця 4.2 – Капіталовкладення для системи захисту від перегрівання приміщень

Найменування позицій капіталовкладень	Вартість (без ПДВ), грн
Абсорбери із колекторами та трубопроводами, 12 шт. (1,8x0,7 мхм)	26 000
Бак-акумулятор з магнітним поплавковим регулятором	13 000
Aquasystem VAV 500	
Послуги із монтажу системи	12 000
Непередбачені витрати	5 000
Сумарно	56 000

Відповідно до обсягів капіталовкладень, які зазначені у таблицях 5.1 та 5.2, видно, що система захисту від перегріву влітку є дешевшою за цим показником на 28 000 грн (\approx 1000 доларів).

Але також потрібно врахувати особливості експлуатації цих систем, та витрат пов'язаних із нею.

Що до системи кондиціонування, то основними експлуатаційними витратами для цієї системи є – електроенергія (на привід компресора) та планові (чистка кондиціонерів) або аварійні обслуговування.

Що до системи захисту від перегрівання приміщень, то основна її перевага, що вона ніяким чином не пов'язана із електроенергією, що зводить експлуатаційні витрати на її утримання майже до нуля. Але у зв'язку із постійною циркуляцією води через цю систему, потрібно більш частіше проводити, як планові (очищення системи), так, відповідно, і аварійні обслуговування системи.

Також дана система не тільки не витрачає додатково енергії на роботу, але й постачає певну кількість енергії у вигляді гарячої води для потреб ГВП. Згідно до розрахованих значень, даної води від системи в ясний сонячний день повинно вистачити повністю на забезпечення розрахункової витрати води на гаряче водопостачання комплексу повністю на увесь день. Даний фактор в свою чергу дає змогу зекономити на витраті теплоти на нагрів води для потреб ГВП у літній період. Але дана позиція не враховувалася, так як вона буде в подальшому більш детально досліджуватися та уточнюватися.

4.2 Недоліки та переваги систем за конструктивними параметрами

Дані системи для приміщення кафе, доцільно порівнювати в плані конструктивних параметрів цих систем.

Якщо розглядати обрані спліт-системи, то вони розміщуються на стінах у різних частинах приміщення. Розташовані таким чином, що не можуть завдати дискомфорту відвідувачам кафе. Зовнішні блоки кондиціонерів винесені на задне повітря будівлі, де вони ніяким чином, нікому не заважають. Це є перевагою невеликих систем кондиціонування, що вони займають невелику кількість місця, та

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

їх розташування не заважає оточуючим. Недоліком цих систем є їхня не естетичність, особливо, якщо говорити за розважальні заклади чи заклади громадського харчування.

Що до системи захисту приміщень від перегріву, то основні робочі елементи цієї системи розміщують на вікнах, із внутрішньої сторони приміщення по всій ширині вікна. В даному проекті на кожне вікно (6 шт.) встановлюється по дві панелі, які мають осі обертання. Дані осі розміщені на боковій поверхні стіни, яка розташована ближче до відповідної панелі. Відповідно, це дає змогу відчиняти світлопрозорі отвори, тоді, коли робота системи не потрібна (хмарні дні, прохолодна погода, опади). Ширина панелей – 70 см. За такої ширини, відкривання та закривання панелей системи не спричинить жодних труднощів для обслуговуючого персоналу та відвідувачів кафе (також дасть змогу очищати із середини вікна). Бак-акумулятор системи розміщується поверхом вище, в підсобному приміщенні. Трубопроводи мають невеликі діаметри та розташовані так, що не заважають оточуючим. Також вони не заважають відкриванню/закриванню панелей системи, так як вони прокладаються вздовж осі обертання панелей. Також, варто зауважити, що під час роботи системи, система створює позитивне естетичне враження, за рахунок того, що видно, як вода протікає знизу-догори через канали абсорбера, що є перевагою даної системи, особливо для розважальних закладів чи закладів громадського харчування. Недоліком даної системи є гнучкі з'єднання трубопроводів (в місцях осі обертання), так як даний елемент зноситься швидше за всі інші елементи та обов'язкова наявність бака-акумулятора, який, відповідно, десь в будівлі буде займати корисний простір приміщення.

4.3 Екологічна оцінка систем

Питання екологічної складової систем дуже важливе в нашому випадку, так як у приміщенні, де працюють дані системи, постійно знаходяться люди. Відповідно, потрібно забезпечувати безпечні умови перебування людей в даних приміщення, відповідно до встановлених санітарних норм в Україні.

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо розглядати систему кондиціонування, то в більшості випадків, за номінального режиму роботи системи, вона не шкодить здоров'ю та самопочуттю оточуючих. Але все ж, потрібно враховувати той факт, що дана система працює за рахунок холодоагенту R-410A, який не має елементів хлору (що робить його безпечним для озонового шару), але все ж за умови витoku може нашкодити оточуючим.

Також, варто пам'ятати, що дана система хоч і має регулювання, але воно досить обмежене, так як датчики температури внутрішнього повітря розміщені досить близько до кондиціонерів, через що в певних випадках вони забезпечують нерівномірне охолодження приміщення.

Іще одним негативним фактором впливу на самопочуття людей системи кондиціонування є – неправильна його експлуатації. А саме:

Кондиціонер встановлений таким чином, що потік повітря спрямований в сторону де перебувають люди (призводить до простуди та дискомфорту людей);

Надто сильне охолодження приміщення, яке проявляється через велику різницю температур між зовнішнім повітрям та внутрішнім. Перепад по температурі

повинен бути не більший від 5-6 оС. Якщо він буде більший, є велика вірогідність захворювань оточуючих.

Можливе розповсюдження бактерій, внаслідок невчасного очищення кондиціонерів.

До всього вище описаного є іще один значне зауваження, це те, що системи кондиціонування досить сильно (на 10-15 %) осушують повітря, що в принципі негативно впливає на організм людини (очі, шкіру, слизові оболонки і т. д.). Тому одночасно із кондиціонуванням приміщень потрібно організувати систему вентиляції та додаткове зволоження повітря.

Система захисту приміщень від перегрівання є абсолютно не шкідливою до оточуючого середовища у визначених оптимальних межах експлуатації системи.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Полікарбонат, який застосовується в якості абсорбера системи, виготовлений за стандартами для харчової промисловості, що зменшує вірогідність негативного впливу (внаслідок сильного нагріву) його на воду, яка циркулює в системі.

Вода перед потраплянням до системи (та до бака-акумулятора) проходить через систему водо підготовки, яка розміщується в приміщенні теплового пункту в ізольованому прошарку повітря між склом та поверхнею абсорбера, під час роботи системи, температура на поверхні абсорбера може складати 70 °С та навіть більше (обумовлено високо інтенсивним процесом теплообміну випромінюванням у замкнутому просторі). Але полікарбонат, який застосовується для виготовлення подібних систем витримує температуру до +120 °С.

4.4 Висновки до розділу

Була розглянута система захисту від перегрівання приміщень в теплий період. Проведене порівняння даної системи, із потенційною конкурентною системою – кондиціонування.

Відповідно до всіх описаних факторів порівняння двох систем між собою, можна зробити наступні висновки:

Експериментальна системи захисту від перегріву приміщень за наближеними економічними розрахунками є більш вигідною ніж підібрана система кондиціонування. До того ж, додатковою її перевагою в економічному плані є постачання води для потреб ГВП.

Система кондиціонування повітря є досить не габаритною, що дає змогу до широкого її застосування всередині приміщень, але вона є естетично не привабливою.

Система захисту від перегріву приміщень є естетично привабливою для інтер'єру будівель, але її застосування вимагає встановлення бака-акумулятора, який займає додаткову корисну площу в будівлі.

					MX 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З екологічної точки зору, система захисту приміщень від перегрівання не є шкідливою для біосфери, яка її оточує, в той час як система кондиціонування має велику кількість недоліків, рішення що до усунення яких, або досить не знайдені, або ж не є економічно доцільними (внаслідок чого, зазвичай зловживають даними системами).

					<i>МХ 54 024.000. ДП ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		51

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Охорона праці є важливою складовою будь-якого виробництва, відзначаючи людину, як головну цінність, адже її безпека і хороше здоров'я дозволяють зробити виробничий процес більш чітким, що підвищить рентабельність самого підприємства.

Охорона праці спрямована не тільки на безпеку трудового процесу, а й на профілактику захворювань, організацію харчування і відпочинку працівників, забезпечення їх спецодягом та засобами гігієни. Охорона праці також в повній мірі несе відповідальність за виконання власником соціальних гарантій і пільг. Правильно організована охорона праці дозволяє працівникам відчувати себе захищеним, в результаті чого підвищується зацікавленість в роботі і зменшується плинність кадрів.

У даному розділі дипломного проекту розглядається питання створення безпечних і здорових умов праці для працівників, під час розробки системи кондиціонування в вентиляції повітря для торгово-розважального центру.

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника.

Вплив несприятливих умов праці, як відомо, може супроводжуватися зниженням працездатності людини, розвитком у нього різних, в тому числі і професійних, захворювань.

Забезпечення безпечних і здорових умов праці в значній мірі залежить від правильної оцінки небезпечних та шкідливих виробничих факторів. Однакові по складності зміни в організмі людини можуть бути викликані різними причинами.

Це можуть бути фактори виробничого середовища, надмірне фізичне і розумове навантаження, нервово-емоційна напруга, а також різне сполучення цих причин.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вплив несприятливих умов праці, як відомо, може супроводжуватися зниженням працездатності людини, розвитком у нього різних, в тому числі і професійних, захворювань.

5.2 Розробка заходів з охорони праці

Призначення вентиляції — забезпечити чистоту повітря і певні метеорологічні умови у приміщеннях. За допомогою вентиляції видаляється забруднене або нагріте повітря із приміщення та подається свіже.

У природній вентиляції переміщення повітря здійснюється за рахунок природних сил, за рахунок різниці питомої ваги зовнішнього та внутрішнього повітря (тепловий напір), а також внаслідок дії сили вітру (вітряний напір).

Кондиціонування повітря — це створення і автоматична підтримка у приміщеннях незалежно від зовнішніх умов постійних або змінних за відповідною програмою температури» вологості, найбільш придатних для людини та нормального проходження технологічного процесу.

Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів, який називається системою кондиціонування повітря (СКП). До складу СКП входять технічні засоби забору повітря, підготовки, тобто надання необхідних властивостей (фільтри, теплообмінники зволожувачі чи осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) та його розподілу, а також засоби холодо- та тепlopостачання, автоматики, дистанційного керування та контролю

Основне обладнання системи кондиціонування для підготовки та переміщення повітря агрегується (компонується в єдиному корпусі) у пристрої, який називається кондиціонером. У багатьох випадках усі технічні засоби для кондиціонування повітря скомпоновані в одному блоці або двох блоках, і тоді поняття «СКП» та «кондиціонер» є однозначними.

5.3. Безпека праці

Для вентиляції промислових приміщень застосовують припливну, витяжну або припливно-витяжну механічні системи. На великих виробництвах користуються тільки останнім варіантом.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Приплив свіжого повітря у такому випадку відбувається шляхом аерації або інфільтрації, тобто різновидів природної вентиляції. У невеликому виробничому приміщенні витяжної механічної вентиляції зазвичай достатньо.

Іноді на виробництві недостатньо тільки вентилявання повітря. Точне високотехнологічне обладнання працює без збоїв лише у мікрокліматі зі строго заданими параметрами. Тому разом із досконалою системою вентиляції монтують і систему кондиціонування повітря, оснащену електронним устаткуванням.

Вентиляційні системи для виробничих приміщень у комплексі з технологічним устаткуванням, що виділяє шкідливі речовини згідно з ГОСТ 12.0.003, надлишкове тепло або вологу, повинні забезпечувати мікрокліматичні умови та чистоту повітря, що відповідають вимогам ГОСТ 12.1.005, ДСН 3.3.6.042 на постійному і тимчасовому робочих місцях у робочій зоні виробничих приміщень. У зоні адміністративно-побутових приміщень промислових підприємств, що обслуговуються, а також у приміщеннях громадських будинків повинні бути забезпечені мікрокліматичні умови відповідно до вимог ДСН 3.3.6.042.

Технічні рішення, прийняті при проектуванні вентиляційних систем, а також вимоги, які висуваються до них при спорудженні та експлуатації, повинні відповідати ДБН А.3.2-2, СНиП 2.04.05, СНиП 2.09.02, СНиП 2.09.04.

Проект вентиляції обов'язково враховує:

- Площу й об'єм виробничого приміщення, висоту стін;
- Категорію робіт і виробничих операцій;
- Кількість працівників у виробничому приміщенні;
- Тривалість перебування людей у виробничому приміщенні;
- Рівень завантаження промислового приміщення;

Розташування вентиляційних систем має забезпечувати безпечний і зручний монтаж, експлуатацію та ремонт технологічного устаткування. При розміщенні вентиляційних систем слід дотримуватись норм освітлення приміщень, робочих місць і проходів згідно з ГОСТ 12.1.046, ДБН В.2.5-28.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приміщення для обладнання витяжних вентиляційних систем необхідно відносити до категорії вибухопожежонебезпечних тих приміщень, які вони обслуговують.

Приміщення для вентиляційного обладнання повинні закриватись на замок, а на дверях мають бути таблички з написами, які забороняють вхід стороннім особам і вказують категорію приміщення.

Не допускається зберігання в цих приміщеннях матеріалів, інструментів та інших сторонніх предметів

Приміщення для вентиляційного обладнання повинні мати штучне освітлення за СНиП II-4-79, а також вільний доступ до встановленого в них обладнання для обслуговування і ремонту.

Монтаж систем вентиляції, кондиціонування повітря, пневмотранспорту й аспірації допускається тільки після готовності об'єкта чи окремих його діляниць до монтажу. Про готовність об'єкта до монтажу ІТП повинен бути складений акт.

Для монтажу повітроводу на висоті повинні бути встановлені риштування, помости чи настили з огороженнями, забезпечені драбинами для підйому і спуску робітників.

5.4 Пожежна безпека

Експлуатація доцільно змонтованих вентиляційних систем має бути гарантом реалізації цими системами функцій захисту від виникнення або поширення вогню. Але у деяких випадках вентиляційне обладнання може навіть сприяти більш динамічному зростанню і поширенню небезпечних факторів пожежі. Швидке поширення полум'я, диму та токсичних продуктів горіння і термічного розкладання, розвиток супутніх проявів небезпечних факторів (винос високої напруги на струмопровідні частини вентиляційних систем) часто є наслідком саме неправильної роботи вентиля

Основні причини виникнення пожеж в Україні

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У дипломному проекті була розроблена та розрахована система теплохолодопостачання ТРЦ із продуктовим магазином та кафетерієм, який розташований у місті Одеса.

Теплопостачання комплексу забезпечує котельня, із параметрами мережевого теплоносія 130/70 °С. В результаті розрахунків були визначені річні витрати теплоти на опалення $Q_{\text{оріч}} = 6,78 - 108$ кДж / рік , вентиляцію $Q_{\text{вріч}} = 6,84 - 108$ кДж / рік.

Розроблена та розрахована система вентиляції, підібрано вентиляційне обладнання вітчизняних та закордонних виробників, що забезпечує високу надійність обладнання, за оптимальною вартістю.

У дипломному проекті було спроектовано 4 припливних системи вентиляції та 12 витяжних систем з механічним спонуканням повітря та 9 витяжних систем із природнім спонуканням повітря. Усі системи збалансовані.

У систему вентиляції торговельного залу вбудована секція охолодження для комфортного перебування людей у літній період. Для видалення теплопритоків у торговельному залі доповнили систему центрального кондиціонування місцевими Vrf-Системами.

Для кожної системи був виконаний добір устаткування.

Для системи вентиляції обслуговуючої торговельний зал складена схема автоматизації.

Оформлення дипломного проекту виконане згідно з нормативною літературою. Для приміщення кафе ТРЦ були розрахована система кондиціонування, яка являє собою дві спліт-системи типу OSAKA ST-36НН.

Передбачені заходи із охорони праці та безпеки під час надзвичайних ситуацій.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011–01–01. Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с.
2. ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель. – Чинний від 2016–07–08. – К. : Мінрегіон України, 2016. – 37 с.
3. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинний від 2014 – 01–01. – К. : Мінрегіон України, 2013. – 149 с.
4. ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація. Частина I. Проектування. Частина II. Будівництво. – Чинний від 2007–04–01. – К. : Мінрегіон України, 2013. – 113 с.
5. ТОВ «Кермі-Україна», каталог «Профільні сталеві радіатори KERMI». – 15 с.
6. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд. перераб. и доп. / С.Л. Ривкин, А.А. Александров М.: – Энергоатомиздат, 1984, 80 с. с ил.
7. ТОВ «ФУНКЕ-ЮКРЕЙН», каталог «Пластинчасті теплообмінні апарати FUNKE». – 27 с.
8. Боженко М. Ф. Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти: практикум для студентів напряму підготовки “Теплоенергетика” [Електронний ресурс] / Автори М.Ф. Боженко, Ю.В.Шовкалюк. – Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2016. – 130 с.
9. ДБН В.2.5-28:2006 Природне і штучне освітлення. – Чинний від 2006–10–01. – К. : Мінрегіон України, 2013. – 96 с.
10. ДБН В.2.2-25:2009 Підприємства харчування (заклади ресторанного харчування). – Чинний від 2009 –12–30. – К. : Мінрегіонбуд України, 2010. – 85 с.
11. Боженко М.Ф. Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти : навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П. Сало. – Київ : ІВЦ „Видавництво „Політехніка”, 2004. – 192 с.
12. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. – Чинний від 1999 –12–01. – К. : Міністерство охорони здоров'я України, 2010. – 12 с.

					МХ 54 024.000. ДП ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		