

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ-04

Дипломний проект

здобувача освіти денного відділення

БКВ 04. 0015. 000 ДП

КОШОВЕНКО

КОСТЯНТИНА ДЕНИСОВИЧА

м. Одеса - 2023 р.

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціювання і
вентиляції повітря»
Група БКВ-04

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА БКВ 04. 015. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
Проект системи кондиціювання і вентиляції повітря їдальні санаторного
комплексу «Одеса» на 230 посадкових місць

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

Дипломник _____ (Кошовенко К.Д.)

Керівник проекту _____ (Бригадир Л.Г.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

До захисту допущено
Голова предметної комісії _____ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ _____ ” _____ 2023 р. Протокол ЕК № _____
Оцінка ЕК _____

Секретар ЕК _____

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

Дата видачі завдання
«20» лютого 2023 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2023 р.

Затверджую
Заступник директора з НВП
_____ Беркань Іг.В.
“ 20 ” лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: Кошовенка Костянтина Денисовича
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: Проект системи кондиціювання і вентиляції повітря ідальні санаторного комплексу «Одеса» на 230 посадкових місць.

Стверджена наказом по коледжу від « 17 » 10 2022 р. № 235–А2- ОД

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

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

- 1.1 Вихідні дані проекту
- 1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2. Розрахунково-конструкторська частина

- 2.1 Розрахункові дані проекту
- 2.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 2.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 2.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 2.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 2.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 2.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 2.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 2.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

3. Організаційна частина

- 3.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціювання і вентиляції повітря

4. Економічна частина

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Використана література

Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	29 - 31.05.2023
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2023
3. Організаційна частина	08 - 09.06.2023
4. Аркуш 1, 2	10 - 11.06.2023
5. Економічна частина	12 - 14.06.2023
6. Аркуш 3, 4	15 - 17.06.2023
7. Організаційна частина	18.06.2022
8. Охорона праці	19.06.2023
Попередній захист	20.06.2023
Захист дипломного проекту	28 - 30.06.2023

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедрою _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Бригадир Л.Г.)

ЗМІСТ

Вступ

1. Загальна частина

- 1.1 Вихідні дані проєкту
- 1.2 Техніко-економічне обґрунтування проєкту

2. Розрахунково-конструкторська частина

- 2.1 Розрахункові дані проєкту
- 2.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 2.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 2.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 2.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 2.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 2.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 2.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 2.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

3. Організаційна частина

- 3.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціонування і вентиляції повітря

4. Економічна частина

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Використана література

					<i>БКВ 04.015.000.00 ДП.ПЗ</i>			
Зм	А	№ докум.	Підп	Дат	Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря їдальні санаторного комплексу «Одеса» на 230 посадкових місць.	Літ.	Арку	Аркушів
Розроб	Кошовенко							
Переві	Бригадир Л.Г							
Н.конт	Волянська С					ВСП «ОТФК ОНТУ»		
Затв.	Хмельнюк					<i>БКВ-04</i>		

Форма	Зона	Поз	Позначення	Назва	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
			БКВ 04. 015. 000. ДП	<u>Дипломний проект</u>		
A4		1	БКВ 04. 015. 000. ДП ПЗ	Пояснювальна записка	1	
				<u>Креслення</u>		
A1		1	БКВ 04. 015. 001. ДП БК	План та розріз	1	
A1		2	БКВ 04. 015. 002. ДП С7	Розводка повітропроводів		
				системи кондиціонування і	1	
				вентиляції повітря (СК і ВП)		
A1		3	БКВ 04. 015. 003. ДП С2	Схема автоматизації СК і ВП	1	
A1		4	БКВ 04. 015. 004. ДП БК	Припливно-витяжна установка	1	

					БКВ 04. 015. 000. ДП				
Зм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата					
Розробив	Кошовенко				Літера			Аркуш	Аркуші
Перевір.	Бригадир				Н	Д	П		
Н. контр.	Волянська				ВСП «ОТФК ОНТУ», 2023				
Затв.	Беркань								

Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря ідальні санаторного комплексу «Одеса» на 230 посадкових місць

Вступ

На здоров'я, працездатність та самопочуття людини значною мірою впливають умови мікроклімату та повітряного середовища в житлових та громадських приміщеннях, де він проводить значну частину свого часу.

Якщо говорити про фізіологічний вплив на людину навколишнього повітря, то слід нагадати, що людина на добу споживає близько 3 кг їжі та 15 кг повітря. Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, душно, спекотно чи холодно людині в приміщенні багато в чому залежить від інженерних систем, спеціально призначених для забезпечення повітряного комфорту. Серед таких систем можна виділити: систему вентиляції, систему опалення (або комбіновану опалювально-вентиляційну систему) та систему кондиціонування повітря (СК і ВП). Повітряне опалення, поєднане з вентиляцією, створює в приміщенні задовільний мікроклімат і забезпечує сприятливі умови повітряного середовища. СК і ВП є системою вищого порядку (з великими можливостями). Перевага полягає в тому, що крім виконання завдань вентиляції та опалення, СК і ВП дозволяє створити сприятливий мікроклімат (комфортний рівень температур) у літній, спекотний період року завдяки використанню у своєму складі фреонової холодильної машини.

Таким чином, підготовка повітря в СК і ВП може включати його охолодження, нагрівання, зволоження або осушення, очищення (фільтрацію, іонізацію і т.п.), причому система дозволяє підтримувати в приміщенні задані кондиції повітря незалежно від рівня та коливань метеорологічних параметрів зовнішнього (атмосферного) повітря, а також змінних надходжень до приміщення тепла та вологи.

Слід зазначити, що системи кондиціонування за своїм призначенням поділяються на комфортні та технологічні.

Комфортні умови призначені для створення та автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти та швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам. Технологічні умови призначені для забезпечення параметрів повітря, що максимально відповідають вимогам певного виробничого або технологічного процесу.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Тема дипломного проекту: «Проектування системи вентиляції та кондиціонування їдальні на 230 посадочних місць при санаторії «Одеса»».

Найменування пункту	Розрахункова географічна широта, ° пн ш	Барометричний тиск кПа	Період року	Параметри Б			Середня добова амплітуда температури повітря, °С
				Температура повітря, °С	Питома ентальпія кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
Одеса	46°	97	Теплий	32	49,1	1	13,6

Приймаємо

- температуру повітря в приміщеннях їдальні 22 °С;
- на 230 відвідувачів – 30 осіб обслуговуючого персоналу;
- їдальня знаходиться на першому поверсі спального корпусу;
- Для зменшення теплонадходжень зовнішні огороження будівлі покриті теплоізоляційним матеріалом «Ріпор», $\delta=50$ мм

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 04.015.000 ДП ПЗ

1.2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У даному проєкті визначаються капітальні витрати на купівлю та встановлення обладнання СК І ВП. Сума коштів на встановлення системи центрального кондиціонування повітря (СК І ВП) та системи повітроводів складається з витрат, пов'язаних з придбанням обладнання, витрат на будівельні, монтажні та налагоджувальні роботи, а також експлуатаційних витрат.

Розраховуються експлуатаційні витрати являють собою поточні витрати, необхідні на монтаж багатозональної системи кондиціонування повітря та підтримання її в робочому стані.

Експлуатаційні витрати включають такі статті витрат:

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

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

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 РОЗРАХУНКОВІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Район будівництва - місто Одеса відноситься до району ІВ карти кліматичного районування для будівництва.

Кліматичні параметри теплого періоду року для міста Одеса представлені в розділі 1.1.

Кондиціонування повітря, за ступенем забезпечення метеорологічних умов підрозділяються на три класи:

Перший клас — забезпечує необхідні для технологічного процесу параметри відповідно до нормативних документів.

Другий клас — забезпечує оптимальні санітарно-гігієнічні норми або необхідні технологічні норми.

Третій клас — забезпечує припустимі норми, якщо вони не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без застосування штучного охолодження повітря.

Для даного будинку проектується СКП другого класу.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАДХОДЖЕНЬ ОБ'ЄКТУ ЗАВДАННЯ

Теплонадходження через огорожувальні конструкції

Для розрахунку теплонадходжень через огорожувальні конструкції необхідно визначити коефіцієнт теплопередачі для кожної огорожі. Загальний коефіцієнт теплопередачі багат шарової огорожувальної конструкції з послідовно розташованими шарами розраховують за формулою:

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(R_H + \sum R_i + R_B) + R_{из}}, \quad (2.1)$$

де - загальний опір теплопередачі багат шарової огорожувальної конструкції; $R_0 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$

– опір тепловіддачі відповідно до зовнішньої або теплішої сторони огороження;

$$R_H \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \quad R_H = \frac{1}{\alpha_H}$$

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

R_B - Опір тепловіддачі з внутрішньої сторони огороження; $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт} \quad R_B = \frac{1}{\alpha_B}$

$R_{из}$ - Опір теплопровідності термоізоляційного шару; $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт} \quad R_{из} = \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}$

$\alpha_{H,i}$ - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої та внутрішньої сторони огороження; $\alpha_B \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$

δ_i - Товщина будівельних шарів конструкції, м;

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

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

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

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі для кожного виду огорожувальної конструкції. При розрахунках значення коефіцієнтів і приймаємо за додатком, згідно $k_0 \propto \alpha_n \propto \alpha_B$

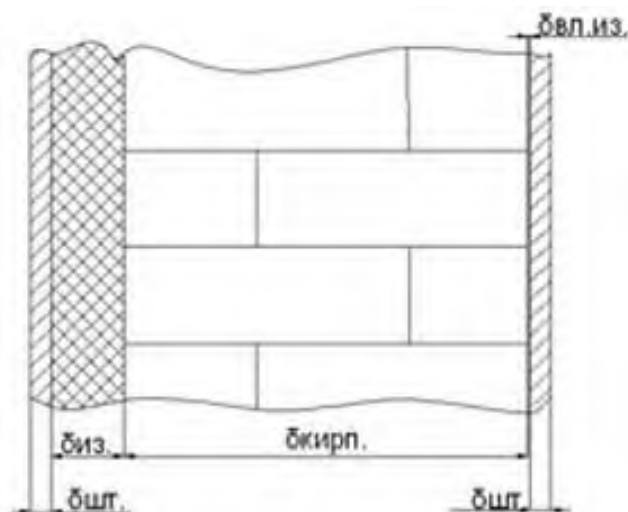


Рисунок 2.1 – Конструкція зовнішньої стіни

Зовнішні стіни: приймаємо $\delta_k = 0,380$ м; коефіцієнт теплопровідності цегли $\lambda_k = 0,87$ Вт/(м²·К); $R_B = 0,125$ м² · К / Вт ; $R_H = 0,043$ м² · К/Вт; $\delta_i = 50$ мм; $\lambda_i = 0,035$ м² · К/Вт

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(0,043 + 0,546 + 0,125) + \frac{0,05}{0,035}} = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Внутрішні перегородки: приймаємо $\delta_k = 0,260$ м; коефіцієнт теплопровідності цегли $\lambda_k = 0,87$ Вт/(м²·К); $R_B = 0,125$ м² · К / Вт ; $R_H = 0,125$ м² · К/Вт;

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,125 + \frac{0,26}{0,87} + 0,125} = 1,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкція стелі: 1 - бітумна мастика 2 мм, 2 - бетона стяжка 25 мм,
 3 - шар пергаміну покрівельного 1 мм, 4 – теплоізоляція РІПОР 50 мм, 5 -
 плита перекриття $\delta_{пл} = 220$ мм.

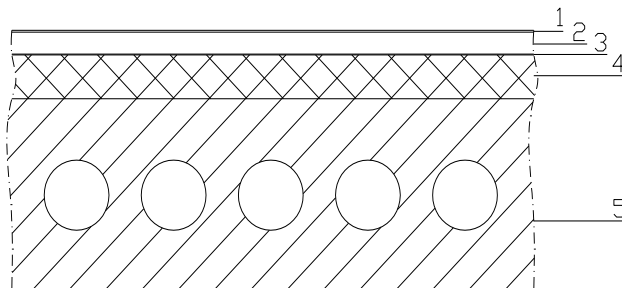


Рисунок 2.2 – Конструкція стелі (міжповерхове перекриття)

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,113 + \frac{0,248}{1,55} + 0,167} = 2,128 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$



Рисунок 2.3 – Конструкція підлоги

Підлога: приймаємо $\delta_1 = 0,248$ м, $\lambda_1 = 1,55$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); $R_B = 0,167$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$);
 $\delta_{i3} = 0,05$ м, $\lambda_{i3} = 0,035$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$).

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\frac{0,248}{1,55} + 0,167 + \frac{0,05}{0,035}} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплонадходження через огорожувальні конструкції Q_1 визначаємо як суму теплонадходжень (через стіни, перегородки, перекриття або покриття, через підлоги, заглиблені стіни підвальних приміщень), викликаних наявністю різниці температур зовні огороження і всередині приміщення Q_{1T} , що охолоджується, а також теплонадходжень в результаті впливу сонячної радіації Q_{1c} через покриття і зовнішні:

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

Теплонадходження через стіни, перегородки, перекриття чи покриття Q_{1T} (в кВт) розраховуємо за формулою

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

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

F - Розрахункова площа поверхонь огорожі, м²;

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

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

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

Теплонадходження через підлогу (в кВт), розташовану на ґрунті та має теплоізоляційний шар, розраховуємо за формулою аналогічною формулі 2.3

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

де k_0 – коефіцієнт теплопередачі відповідної конструкції підлоги, Вт/(м² · К);

F – площа підлоги, м²;

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

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}, \quad (2.4)$$

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де δ - товщина окремих шарів конструкції підлоги, м;

λ – коефіцієнти теплопровідності матеріалів, що становлять конструкцію підлоги, Вт/(м²·К).

Теплонадходження від сонячної радіації Q_{1c} кондиціоновані приміщення складаються з теплонадходжень через масивні огороження будівель (стіни, покрівлі, покриття і т. д.) і теплонадходжень через світлові прорізи (вікна, вітрини і т. д.), тобто:

$$Q_{1c} = Q_{1c}^{\text{масс}} + Q_{1c}^{\text{свет}}. \quad (2.5)$$

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

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (2.6)$$

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

F – площа поверхні огорожі, що опромінюється сонцем, м²;

Δt_c - надлишкова різниця температур, що характеризує дії сонячної радіації влітку, °С.

Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від зони розташування будівлі (географічної широти), характеру поверхні та орієнтації її з обох боків горизонту.

Для плоскої покрівлі надмірна різниця температур залежить тільки від тону фарбування і не залежить від орієнтації та широти. Для плоских покрівель без забарвлення (темних) надмірну різницю температур приймають 17,7°С, з забарвленням світлих тонів 14,9 °С.

При розрахунку враховуємо теплоту сонячної радіації, що проникає через покрівлю та одну зі стін або з найбільшою поверхнею, або несприятливо орієнтовану.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення температури в неохолоджуваних приміщеннях суміжних з охолоджуваними здійснювалося шляхом укладання теплового балансу приміщення.

Таблиця 2.1 Теплонадходження через огородження

Ого-ня	k_d , Вт/м ² · К	F, м ²	F _{вік,дв.} , м ²	Δt , оС	Δt_c , оС	Q _{вік} , Вт/м ²	Q _{1Т} ^{масс} , кВт	Q _{1Т} ^{свет} , кВт	Q _{1с} ^{свет} , кВт	Q ₁ , кВт
Обідня зала (1 поверх)										
Перекрыття	2,128	405,0	-	2	-	-	1,72	-	-	1,72
Ст.зов.пн.	0,36	129,6	28,0	9	-	300	0,280	-	8,40	8,68
Ст.зов.пд.	0,36	129,6	22,4	9	6,6	300	0,280	0,308	6,72	7,31
Ст.зов.сх.	0,36	86,4	4,4	9	11	325	0,043	0,342	1,43	1,81
Ст.вн.сх	1,82	72,0	-	2,7	-	-	0,354	-	-	0,354
Ст.вн.зх.	1,82	72,0	-	2	-	-	0,262	-	-	0,262
Підлога	0,35	405,0	-	9	-	-	0,850	-	-	0,850
Кухонний блок (1 поверх)										
Перекрыття	2,128	108,0	-	2	-	-	0,460	-	-	0,460
Ст.зов.пн.	0,36	23,8	5,6	9	-	300	0,062	-	1,68	1,74
Ст.зов.пд.	0,36	23,8	5,6	9	6,6	300	0,062	0,068	1,68	1,81
Ст.зов.сх.	0,36	4,4	4,4	9	11	325	0,031	0,017	1,43	1,48
Ст.вн.сх	1,82	72	-	-2,7	-	-	-0,262	-	-	-0,262
Ст.вн.зх.	1,82	86,4	-	-3	-	-	-0,412	-	-	-0,412
Підлога	0,35	108	-	9	-	-	0,227	-	-	0,227

Теплонадходження від остигаючої їжі

У залах ресторану істотна частка теплоти виділяється від їжі, що остигає.

Тепловиділення від остигаючої їжі (Вт) визначають за формулою [7]

$$Q_n = \frac{mc(t_n - t_k)n}{z} \quad (2.7)$$

де $m = 0,85$ - середня вага страв, що припадають на одного обідаючого, кг;

$z = 3,35$ - середня теплоємність страв, кДж/(кг К);

$t_n = 70$ °С - середня температура страв, що надходять в обідню залу, °С;

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 04.015.000 ДП ПЗ

$t_{до} - 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ - те ж у момент споживання, $^{\circ}\text{C}$;

Z - тривалість прийому їжі одним відвідувачем (для ресторанів – 1 година, для їдалень без самообслуговування – 0,5–0,75 години, з самообслуговуванням – 0,34 години);

n - Кількість місць в обідній залі.

Результати розрахунку теплонадходжень від остигаючої їжі наведені в таблиці 2.4.

Теплонадходження від людей

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

$$Q_{4л} = q_{чел} n, \quad (2.8)$$

де - кількість теплоти, що виділяється однією людиною в залежності від температури повітря в приміщенні та роду виконуваної роботи; - кількість людей, що одночасно перебувають у приміщенні (у торгових залах підприємств харчування приймається рівним числу посадкових місць). $q_{чел} n$

Приймаємо кількість людей у приміщеннях: обідня зала – 230 осіб,

кухонний блок (персонал) – 20 осіб

Приміщення	Відвідувачі	Персонал
Обідня зала	230	-
Холодний цех	-	12
Гарячий цех	-	4
Адміністрація	-	4

Теплонадходження від обладнання

Кількість теплоти, що виділяється обладнанням, залежить від низки причин: застосовуваного способу обігріву (газ або електрика), оснащеності даного підприємства обладнанням, режиму роботи підприємства, а також від потужності та режиму роботи кожної одиниці технологічного обладнання.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для обладнання, що обігривається природним газом, підрахунок теплонаходжень ускладнюється тим, що не вся теплота, отримана при згорянні газу, виділяється в приміщення. Частина її становить втрати теплоти з газами, що йдуть:

$$Q_{\text{топ}} = Q_{\text{пом}} + Q_{\text{ух}} \quad (2.9)$$

де $Q_{\text{топ}}$ - кількість теплоти, що виділяється в топці згорання газу, кВт;

$Q_{\text{пом}}$ - кількість теплоти, що виділяється обладнанням у приміщенні (складається з корисної теплоти, що витрачається безпосередньо на приготування їжі, та із втрат теплоти зовнішніми огорожами обладнання), кВт;

$Q_{\text{ух}}$ - Втрата теплоти з газами, що йдуть, кВт.

Кількість теплоти $Q_{\text{об}}^{\text{газ}}$ (В кВт) , Що виділяється газовим тепловим обладнанням, визначають за формулою

$$Q_{\text{об}}^{\text{газ}} = Q_{\text{топ}} K K_0 K_{\text{и}} \quad (2.10)$$

де $Q_{\text{топ}} = V Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ - кількість теплоти, що виділяється під час згорання газу, кВт;

V – об'ємна витрата газу за нормальних умов, м³/с;

$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ - теплотворна здатність 1 м³ газу, за нормальних умов, що дорівнює 35600 кДж/м³;

K - Коефіцієнт, що враховує одночасність роботи однотипного обладнання (для їдалень = 0,8, для ресторанів і кафе = 0,6); $K_0 K_{\text{и}}$

$K_{\text{и}}$ - Коефіцієнт використання обладнання (виражає тривалість безперервної роботи обладнання протягом зміни в перерахунку на 1 робочу годину. 21

Тепловиділення від одиниці обладнання, що обігривається паром, можна приймати, за даними А. А. Гоголіна, рівним 1,3 кВт на 1 м² зовнішньої неpolірованої поверхні, 0,49 кВт - polірованої та 0,33 кВт - для поверхні, покритої ізоляцією.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для обладнання з електричним обігрівом тепловиділення (в кВт) підраховують за формулою $Q_{об}^{эл}$

$$Q_{об}^{эл} = \sum N_{эл.н} K_{и} K_0 \quad (2.11)$$

де $\sum N_{эл.н}$ – сумарна потужність всіх електронагрівачів даного обладнання, кВт.

Теплоту, що виділяється електродвигунами механічного обладнання, (у кВт) визначають за формулою $Q_{эл.дв}$

$$Q_{эл.дв} = \sum N_{эл.дв} K_{и} K_0 \quad (2.12)$$

де $\sum N_{эл.дв}$ – сумарна потужність всіх електродвигунів механічного обладнання, кВт.

Таблиця 2.2 Обладнання харчоблоку.

Найменування	Потужність, кВт
Машина д/подрібнення м'яса	0,8
Шафа смажена ІЖЕ – 2	9,2
Посудомийна машина Gemі – 18	3,4
Пароварочний апарат АП-1	3,7
Пекарська шафа ЕШ – 2К	7,4
Електроплита ЕП-3Ш (2шт.)	10,6
Тістомісильна машина	1,5
Хліборізна машина	1,0
Фритюрниця ФЕСМ	5
Холодильна шафа Polair Standart	0,9
Холодильна шафа	0,55

Теплонадходження від освітлення

Теплонадходження від електричного освітлення визначають за фактичною чи проектною електричною потужністю освітлення, а за відсутності цих даних – шляхом множення норм рівня освітленості, на питомі виділення теплоти для люмінесцентних чи інших ламп. Якщо освітлення проводиться лампами розжарювання, вводиться поправний коефіцієнт 2,75.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 РОЗРАХУНОК ВОЛОГОПОТОКІВ У ПРИМІЩЕННЯ

2.3.1 Вологопотоки від остигаючої їжі

Вологовиділення від гарячої їжі в залах їдальні визначають за формулою:

$$W_n = \frac{kmc(t_n - t_k)n}{z(2500 + 1,8t_{cp})} \quad (2.13)$$

де $k = 0,34$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність споживання їжі, а також наявність жирової плівки, що утруднює випаровування вологи;

t_{cp} - середня температура їжі, $t_{cp} = \frac{(t_n + t_k)}{2}$, °C

$m = 0,85$ – середня вага блюд на одну особу, кг;

z – тривалість прийому їжі одним відвідувачем, $z=0,5$ год;

$c = 3,35$ кДж/кгК – середня теплоємність блюд;

n – число місць в обідньому залі

$$W_n = 0,0146 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

2.3.2 Вологопотоки від людей

Кількість вологи, яку виділяють люди, W_l (в кг/с) підраховуємо за формулою

$$W_l = w_{\text{чел}} n,$$

де $w_{\text{чел}}$ – вологовиділення однієї людини, кг/с;

n - кількість людей у приміщенні.

Вологовиділення залежить від температури повітря в приміщенні та роду виконуваної роботи.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.3 Вологовиділення від змочених поверхонь

Вологовиділення від змочених поверхонь устаткування і підлоги, W_{Π} (в кг/с) визначаємо по пормулі

$$W_{\Pi} = \frac{0,006F(t_c - t_m)}{3600} \quad (2.14)$$

де F - площа мокрої поверхні, m^2

t_c, t_m – температура повітря в приміщенні по сухому і мокрому термометрах, $^{\circ}C$

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 ЗВЕДЕНА ТАБЛИЦЯ ТЕПЛО І ВОЛОГОПРИПЛИВІВ ОБ'ЄКТУ ЗАВДАННЯ

Таблиця 2.3 Зведена таблиця теплонадходжень

Приміщення	Теплонадходження, кВт					Загальне теплове навантаження, кВт
	огороджуючі конструкції	їжа що остигає	відвідувачі і персонал	електричне обладнання	освітлення	
Обідня зала	18,8	7,28	16,1	-	0,140	42,32
Кухонний блок	6,52	-	1,6	34,5	0,28	42,9
Разом						85,2

Таблиця 2.4 Зведена таблиця вологопритоків

Приміщення	Вологопритоки, кг/с			Загальне вологоприток, кг/с
	їжа що остигає	відвідувачі і персонал	Змочені поверхності	
Обідня зала	0,00196	0,0044	0,0020	0,00836
Кухонний блок	0,00027	0,0015	0,00054	0,00184
Разом				0,0102

2.5 ПОБУДОВА В d,h-ДІАГРАМІ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ

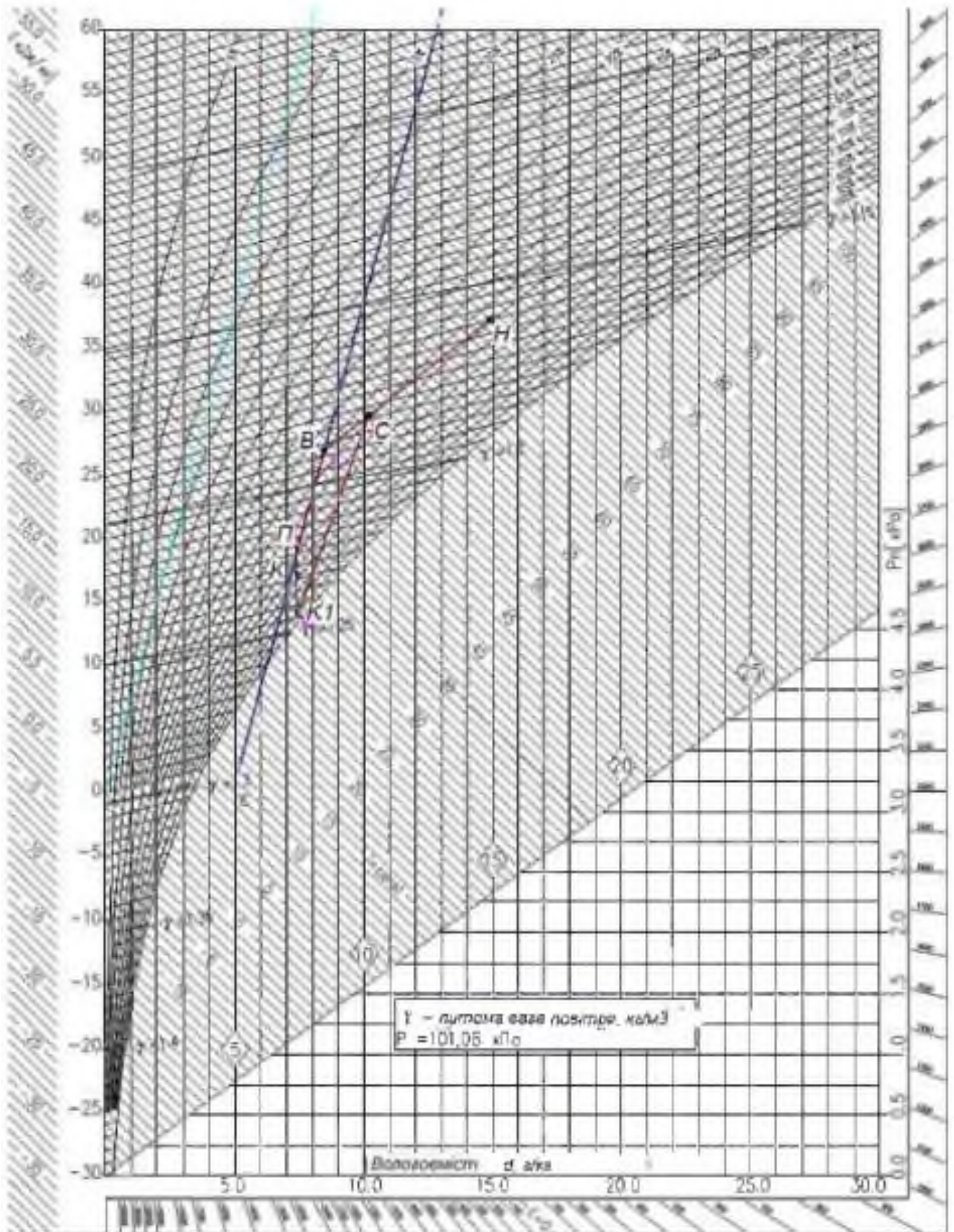


Рисунок 2.4 Обробка повітря в теплий період

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04.015.000 ДП ПЗ

Арк.

Витрати холоду та теплоти в системах з рециркуляцією внутрішнього повітря менші, ніж у прямоточних системах. Тому, якщо тільки санітарні норми допускають рециркуляцію, необхідно її використовувати. Однак системи зі 100% рециркуляцією застосовують лише у спеціальних спорудах (газосховища тощо).

У звичайних СК і ВП припливне повітря складається із суміші зовнішнього повітря з рециркуляційним. При цьому витрата зовнішнього повітря за розрахункових зовнішніх умов обмежують санітарним мінімумом (20 м³/год на 1 особу), а в перехідні періоди (весна, осінь) економічно доцільно витрата зовнішнього повітря збільшити аж до 100%.

Потоки зовнішнього та рециркуляційного повітря в центральних кондиціонерах змішуються, як правило, перед фільтром та повітрянагрівачем першого підігріву. Це дозволяє очищати від пилу все повітря, що обробляється, і оберігати повітрянагрівачі першого підігріву від забруднення. Однак у районах з низькою зимовою температурною параметри точки суміші можуть опинитися в області туману (нижче за криву ϕ), тобто. із суміші повітря випадатиме волога. У цих випадках спочатку зовнішнє повітря нагрівають у повітрянагрівачах першого підігріву, а потім змішують з рециркуляційним. При здійсненні такої схеми обробки повітря вживають спеціальних заходів проти розморожування повітрянагрівачів першого підігріву. $\phi = 100\%$

У літній період повітря з приміщення рециркуляційним вентилятором (при двовентиляторній схемі) або вентилятором кондиціонера (при одновентиляторній схемі) забирається з приміщення, що кондиціонується, частково видаляється назовні, а більшість надходить в камеру (секцію) змішування кондиціонера. Там він змішується із зовнішнім повітрям, витрата якого обмежують мінімально допустимою нормою, після чого суміш повітря очищається у фільтрі, охолоджується і осушується в камері зрошення або в поверхневому охолоджувачі повітря тепломасообміну.

В установках для приміщень з малими вологовиділеннями (наприклад, житлові приміщення) і невеликою кількістю зовнішнього повітря, що підмішується, параметри повітря після охолоджувача повітря можуть бути близькими до необ-

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

хідних параметрів припливного повітря. У цьому випадку повітря після охолоджувача повітря без додаткової обробки подають в кондиціоноване приміщення. Саме за такою схемою працюють більшість автономних кондиціонерів.

Однак в установках для приміщень, вміст вологи значно менше, ніж у приміщенні, суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря охолоджують глибше, ніж це потрібно для компенсації теплонадходжень. Тому переохолоджену суміш після охолоджувача повітря перед подачею в приміщення нагрівають до температури припливного повітря (з урахуванням підігріву у вентиляторі). Необхідність у наступному підігріві виникає також при охолодженні повітря в камерах зрошення, з яких повітря виходить із відносною вологістю, близькою до $\varphi = 0,95$

В установках, де все рециркуляційне повітря змішується із зовнішнім (схема з першою рециркуляцією), для підігріву повітря після його охолодження та осушення використовуються воздухонагреватели другого підігріву. Перевага даної схеми полягає в можливості точного регулювання температури повітря в приміщенні, а її недолік - у необхідності підігріву повітря навіть у літній час. Тому застосовують схему, за якою тільки частина рециркуляційного повітря надходить для охолодження, а решта рециркуляційного повітря обвідним каналом байпасується повз камери зрошення і змішується з охолодженою першою сумішшю (схема з першою і другою рециркуляцією). Завдяки цьому повітря може бути нагріте до температури повітря без використання повітрянагрівача другого підігріву. Перевага цієї схеми полягає у відсутності сторонніх джерел для підігріву повітря, і, отже, у її економічності, недолік – у складності точного підтримання параметрів припливного повітря шляхом кількісного регулювання потоків повітря стулчастими клапанами. Крім того, при такому способі нагрівання повітря відбувається і його одночасне зволоження, що знижує здатність установки, що здійснює. Тому застосування схем з першою та другою рециркуляцією для приміщень з великим навантаженням за прихованою теплотою (великими вологовиділеннями) не може бути рекомендовано. При такому способі нагрівання повітря відбувається і його одночасне зволоження, що знижує здатність ус-

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тановки, що здійснює. Тому застосування схем з першою та другою рециркуляцією для приміщень з великим навантаженням за прихованою теплотою (великими вологовиділеннями) не може бути рекомендовано. при такому способі нагрівання повітря відбувається і його одночасне зволоження, що знижує здатність установки, що здійснює. Тому застосування схем з першою та другою рециркуляцією для приміщень з великим навантаженням за прихованою теплотою (великими вологовиділеннями) не може бути рекомендовано.

У зимовий період в СК І ВП з першою рециркуляцією суміш рециркуляційного і зовнішнього повітря очищається у фільтрі, нагрівається в повітронагрівачі першого підігріву, зволожується в камері зрошення рециркулюючою водою (адіабатичне зволоження), нагрівається в повітронагрівачі другого підігріву і подається вентилятором, повітря) видаляється назовні, а більшість надходить назад у кондиціонер.

Якщо схемою передбачено зволоження повітря пором, повітронагрівач другого підігріву не потрібний.

Застосування в зимовий час схеми з першою та другою рециркуляцією також дозволяє виключити повітронагрівачі другого підігріву. Однак, як і в літню пору, ця схема не дозволяє здійснити точну підтримку параметрів повітря в приміщенні.

Побудова процесів обробки повітря в -діаграмі схоже з таким для прямих систем. Основне відмінність у тому, що тепловлажностной обробці в кондиціонері піддається не зовнішнє повітря, яке суміш з рециркуляционным. Тому побудова процесів починають із визначення витрати зовнішнього повітря, припливного та рециркуляційного повітря. $i - d \quad L_H L_P L_r = L_{II} - L_H$

Розглянемо послідовність побудови обробки повітря літнього розрахункового режиму на рис. 2.4, на якому показані тільки апарати, що беруть участь у обробці.

На діаграму наносять точки Н, В і П, що відповідають параметрам зовнішнього, внутрішнього та припливного повітря, а також лінію променя процесу зміни параметрів повітря в приміщенні. $i - d \epsilon_{л}$

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Для СК I ВП з першою рециркуляцією положення точки суміші на лінії, що з'єднує В і Н, знаходять на перетині цієї лінії з ізоентальпією значення якої знаходять за правилом змішування: i_c

$$i_c = \frac{L_n \rho_n i_n + L_p \rho_p i_p}{L_n \rho_n + L_p \rho_p} \quad (2.15)$$

де i - ентальпія (кДж/кг) і щільність (кг/м³) зовнішнього повітря; i - ентальпія та щільність рециркуляційного повітря, що приймаються рівними ентальпії та щільності внутрішнього повітря. $i_n \rho_n i_p = i_v \rho_p = \rho_v$

Далі при побудові режиму обробки проводять через точку П вертикальну лінію () до перетину з лінією (точка К1) і з'єднують точки і К1 прямою лінією. Температуру повітря у точці До (на виході повітронагрівача другого підігріву) приймають на 1-20С нижче, ніж у точці П. $d = const \varphi = 0,95$

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

$$Q_0 = L_{п\rho}(i_c - i_{к1}) \quad (2.16)$$

Теплове навантаження на повітронагрівач другого підігріву знаходять за формулою

$$Q_{II} = L_{п\rho}(i_k - i_{к1}) \quad (2.17)$$

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

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

При побудові процесу обробки повітря в СК І ВП з першою і другою рециркуляцією необхідно визначити кількість повітря, що проходить через охолоджувач повітря і байпас. L_6

Приймаємо до уваги, що параметри точки До повинні бути однакові для обох схем обробки: у СК І ВП з першою рециркуляцією це параметри повітря після повітрянагрівача II підігріву, а в СК І ВП з першою та другою рециркуляцією це параметри повітря після другого змішування. Тому проводимо лінію ВК до перетину з лінією в точці K_2 і вимірюємо довжину відрізків K_2K та KB . Співвідношення кількості повітря, що проходять через обвідний канал (байпас) і охолоджувач повітря, знаходять за правилом змішування: $\varphi = 0,95$

$$\frac{L_6}{L_{BO}} = \frac{K_2K}{BK} \quad (2.18)$$

звідки, з урахуванням балансу повітряних потоків:

30

$$L_{BO} = \frac{L_p}{1 + K_2K/BK} \quad (2.19)$$

$$L_6 = L_p + L_{BO} \quad (2.20)$$

Стан повітря після першого змішування характеризується точкою C_2 , що лежить на лінії $ВН$. Параметри повітря в цій точці знаходимо за правилом змішування потоків і $L_{BO}L_H$

Теплове навантаження на охолоджувач повітря в СК І ВП з першою і другою рециркуляцією

$$Q_0 = L_{BO}\rho(i_{c1} + i_{k_1}i'_{k_1}) \quad (2.21)$$

Визначаємо тепловологісне відношення за формулою

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{\sum Q_{\Pi}}{\sum W} \quad (2.22)$$

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{85,2}{0,0102} = 8353, \text{кДж/кг}$$

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

$$L = \frac{\sum Q_n}{\rho(i_B - i_{\Pi})} = \frac{\sum Q_{\text{я}}}{\rho c \Delta t_p} \quad (2.23)$$

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

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

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

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

Визначаємо об'ємну витрату зовнішнього повітря за формулою

$$L_H = n L_{\text{Тр}}, \quad (2.24)$$

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

Визначаємо витрату рециркуляційного повітря

$$L_p = L_{\Pi} - L_H \quad (2.25)$$

Результати розрахунку: тепловологісне відношення - $\varepsilon_{\Pi} = 8353$ кДж/кг;

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витрати припливного повітря – $L=6,4 \text{ м}^3/\text{с}$; витрата зовнішнього повітря – $L_{\text{н}}=2,6 \text{ м}^3/\text{с}$; витрати рециркуляційного повітря - $L_{\text{р}} = 3,8 \text{ м}^3/\text{с}$.

З результатів розрахунку видно, що більшу частину повітря припливу становить рециркуляційний. Тож даних умов доцільно застосовувати схеми з рециркуляцією повітря. Отже, приймаємо схему із першою рециркуляцією. Побудову процесів обробки повітря в Іd діаграмі здійснюємо згідно з вищевикладеною методикою .

Визначаємо теплове навантаження на охолоджувач повітря за формулою :

$$Q_0 = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{н}} - i_{\text{к}'_1}) \quad (2.26)$$

$$Q_0 = 6,4 \cdot 1,2(74 - 34) = 295 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату теплоти в повітронагрівачі другого підігріву

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{к}'_1} - i_{\text{к}}) \quad (2.27)$$

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

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.7 РОЗРАХУНОК І ВИБІР І ОБЛАДНАННЯ ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Проводимо розрахунок повітря розподілу для обґрунтування можливості прийняття того або іншого значення робочої різниці температур, а також відповідної температури приточного повітря. При вирішенні інженерних завдань не завжди необхідно знати докладну картину руху повітряних потоків приміщенні. У багатьох випадках досить бути впевненим, що в будь-якій точці зони, що обслуговується, або робочої зони швидкість і надлишкова температура повітря в струмені не перевищують деякого граничного рівня. Тому в основі розрахунку розподілу повітря лежать наближені математичні моделі, що відображають фізичну модель руху повітря в загальних рисах і експериментально отримані коефіцієнти швидкості і температури для конкретного типу розподільника повітря. Методики розрахунку повітророзподілу засновані на перевірці значення рухливості повітря і надлишкової температури в струмені в найбільш несприятливих точках: на межі зони, що обслуговується при переміщує вентиляції і на рівні підлоги при витісняючої вентиляції шляхом порівняння їх з нормованими значеннями. Несприятливі точки визначають залежно від виду струменя, умов її поширення та розмірів приміщення. Особливістю проектування витісняючої вентиляції є те, що при малих швидкостях випуску повітря з розподільника повітря і малих значеннях робочої різниці температур визначальним стає розрахунок витрати припливного повітря, що забезпечує стійкий рух конвективних потоків і стратифікацію в приміщенні.

Як повітророзподільні пристрої у всіх кондиціонованих приміщеннях використовуються стельові дифузори.

Дифузори виготовляють із листової сталі, алюмінію або пластмаси. Завдяки високій ежекційній здатності вони дозволяють розподіляти повітря при великих значеннях робочої різниці температур порівняно з вентиляційними ґратами – 4-6°C, максимальне значення – 8°C. При значній пропускній здатності створюють невеликий рівень шуму.

У комплекті з дифузором поставляють регулятори зміни витрати повітря через дифузор, а отже, і швидкості повітря в струмені і її далекобійності. Регуля-

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_{mp} = \frac{l}{0,4}. \quad (2.32)$$

4. Необхідну площу живого перерізу дифузора $A_{0тр}$ з умови забезпечення нормованого значення швидкості повітря в струмені на межі зони v^*0 , що обслуговується, визначають за формулою

$$A_{0mp} = (5,45 \frac{v_x^{дон} x}{H_{mp}})^4 \frac{1}{(n\Delta t_o)^2}, \quad (2.33)$$

5. За площею живого перерізу підбирають дифузор відповідного типорозміру та виписують дані для нього:

а) площа живого перерізу A_0 м²;

б) коефіцієнт місцевого опору ζ ;

в) t - аеродинамічна характеристика припливного струменя; π - теплова характеристика припливного струменя.

6. Обчислюють фактичну швидкість повітря у живому перерізі:

$$v_o = \frac{v_x^{дон} x}{m\sqrt{A_o}}. \quad (2.34)$$

7. Обчислюють геометричну характеристику струменя за формулою

$$H = \frac{m v_o \sqrt{(273 + t_o)^4 A_o}}{\sqrt{ng\Delta t_o}} = 5,45 \frac{m v_o^4 \sqrt{A_o}}{\sqrt{n\Delta t_o}}; \quad (2.35)$$

фактичну протяжність безвідривної течії: $хотр = 0,4H$.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо $\text{хотр} > I$ та $\text{хотр} > A$, то визначають швидкість повітря v_x за формулою

$$v_x = \frac{m v_0 \sqrt{A_0}}{x} K_{cm} K_{\text{вз}} K_{\text{уз}}; \quad (2.36)$$

та надмірну температуру повітря Δt_x на осі струменя за формулою

$$\Delta t_x = \frac{n \Delta t_0 \sqrt{A_0}}{x} \frac{k_{\text{вз}}}{k_{\text{уз}} k_{cm}}; \quad (2.37)$$

У формули підставляють значення x - довжина траєкторії струменя від місця її випуску до перетину осі струменя з кордоном зони, що обслуговується, визначені для даної схеми за формулами 3.1 і 3.2.

При даному способі розподілу повітря і подачі охолодженого повітря коефіцієнти стиснення, взаємодії, неізотермічності приймають рівними одиниці. Отримані значення порівнюють із значеннями, що нормуються.

Розподіл повітря в системах кондиціонування та вентиляції здійснюється за більш менш складною системою повітроводів. Йдеться і про найпростішому одиночному повітроводі, і про складну розгалужену систему повітроводів, які обслуговують цілий поверх або всю будівлю. В обох випадках йдеться про повітродозподільну мережу, яка повинна відповідати певним вимогам:

- забезпечувати продуктивність повітрям;
- мати мінімальні втрати напору;
- мати швидкість потоку повітря, що відповідає вимогам санітарних норм;
- мати рівень шумів, що не перевищує допустимий за санітарними нормами;
- бути герметичною;
- при необхідності повітроводи повинні мати відповідну тепло-, звуко- або пароізоляцію;
- простір, який займає повітроводи, повинен бути мінімальним.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Системи повітряних комунікацій класифікуються за швидкістю потоку повітря та робочого тиску.

Класифікація за швидкістю підрозділяє повітропроводи на малошвидкісні (зі швидкістю повітря в каналі, що не перевищує 13 м/с) та високошвидкісні канали (зі значеннями від 13 до 25 м/с). Витяжні канали завжди розраховуються як малошвидкісні.

Класифікація за тиском поділяє їх на повітропроводи низького тиску зі значеннями до 900 Па (близько 100 мм вод. ст.); середнього тиску зі значеннями від 900 до 1700 Па (100-170 мм вод. ст.) та високого тиску зі значеннями від 1700 до 3000 Па (170-300 мм вод. ст.).

Для невеликих приміщень застосовуються виключно системи повітроводів низькошвидкісні та низького тиску.

Установки високошвидкісні та високого тиску застосовуються у великих будинках, особливо в будинках підвищеної висотності, тому що дають великі переваги при мінімізації перерізів вентиляційних каналів. Проблема використання таких повітроводів полягає в їх підвищеній шумності, яка залежить від швидкості потоку повітря.

Загальний тиск, створюваний вентилятором, є сумою статичного і динамічного тиску і повинен відповідати загальним потік.рям натиску на шляху руху повітря. Такі втрати напору виникають: за рахунок тертя повітря об стінки повітроводу, через вигини і повороти, зміни перерізів повітроводу і т.д. Всі ці втрати повинні бути врівноважені загальним тиском, який створює вентилятор. Зазначені втрати напору значною мірою впливають на споживання електроенергії вентилятором, тому доцільно вести проектування повітроводів і здійснювати їх монтаж по можливості з меншою кількістю вигинів, поворотів і змін перерізу.

Розрахунок мережі повітроводів у загальному вигляді зводиться до визначення втрат тиску в повітропроводах при даній витраті повітря.

Задаються перетином або діаметром повітроводів і визначають швидкість повітря при витраті, що проектується, і відповідні втрати тиску в повітроводі на 1 м довжини.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарні втрати тиску в повітроводах визначаються за формулою

$$\Delta P = R \cdot l + z, \text{ кг/м}^2, \quad (2.38)$$

де R - втрати тиску на тертя, кг/м² на 1 пог. м повітроводу;

l - Довжина повітроводу, м;

z - Втрати тиску на місцеві опори, кг/м².

При температурі повітряного потоку, що відрізняється від 20 СС, на втрати тиску, підраховані за вищезгаданою формулою, слід вводити поправочні коефіцієнти, відповідно, на тертя і місцеві опори.

Втрати тиску на тертя у круглих повітроводах можна визначити за формулою

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot l, \text{ кг/м}^2, \quad (2.39)$$

де λ - Коефіцієнт опору тертю;

l - Довжина повітроводу, м;

d - Діаметр повітроводу, м;

v - Швидкість повітря, м / с;

γ - об'ємна вага повітря, кг/м³;

g - Прискорення сили тяжіння, м / с²;

$v^2/2g$ - швидкісний (динамічний) тиск, кгс/м².

Для повітроводів прямокутного перерізу за розрахункову величину діаметра d приймається еквівалентний діаметр декв, який визначається за формулою

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}, \quad (2.40)$$

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де А і В - розміри сторін прямокутного повітроводу, м.м.

Втрати тиску на місцеві опори z, кгс/м² визначаються за формулою

$$z = \sum \xi \cdot \left(\frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \right), \quad (2.41)$$

де $\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці повітроводу.

Розрахунок та підбір повітроводів

Задаємося оптимальною швидкістю, визначаємо переріз або діаметр повітроводу, а також відповідні втрати тиску.

1) Викреслити аксонометричну схему системи повітроводів. На схемі вказати порядковий номер кожної розрахункової ділянки, кількість повітря L, м³/год, і довжину кожної ділянки повітроводу, м. Спочатку прораховуємо найвіддаленішу від вентилятора і найбільш навантажену ділянку мережі.

2) За номограмами, задаючись швидкістю руху повітря, відповідно до вимог для даного приміщення, і знаючи кількість повітря L, що проходить по даній ділянці, вибираємо діаметр кожної ділянки повітроводу d, потім визначаємо швидкісний тиск $v^2/2g$ і відповідні втрати тиску на тертя R.

3) За табличними даними (з довідкової літератури) визначаємо суму коефіцієнтів місцевих опорів.

4) Перемножуючи отримані значення швидкісний тиск, отримуємо величину втрат на місцеві опори z.

5) Наявне тиск для наступних відгалужень мережі повітроводів визначаємо як суму втрат тисків на ділянках мережі до заданого відгалуження.

Необхідно ув'язати всі гілки мережі повітроводів, тобто прирівняти опір кожної гілки до опору найбільш навантаженої гілки. Ув'язати гілки повітроводів між собою можна за допомогою діафрагм, які встановлюють на найменш навантажених ділянках повітроводів.

Насправді величина втрат тиску тертя R на 1 пог. м довжини жорстких круглих повітроводів для потоку повітря з температурою 20 ° С та об'ємною

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.8 РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

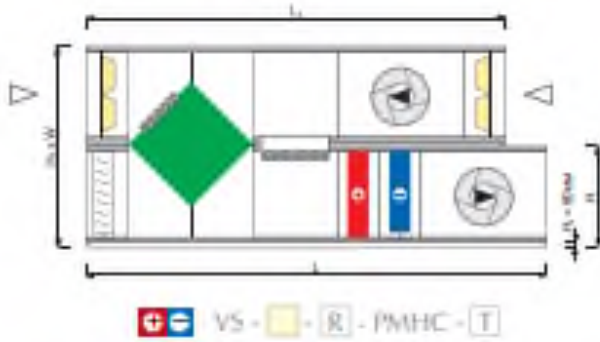
Вибираємо компанування приточновитяжного агрегату: перехресно-точний теплообмінник (змішування, нагрівання, охолодження).

Базовий агрегат

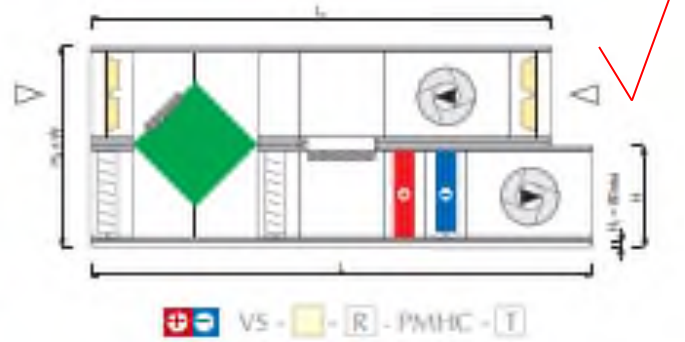


Типорозмери VS 21+650

Версія для енергоутилізації: тільки зимою

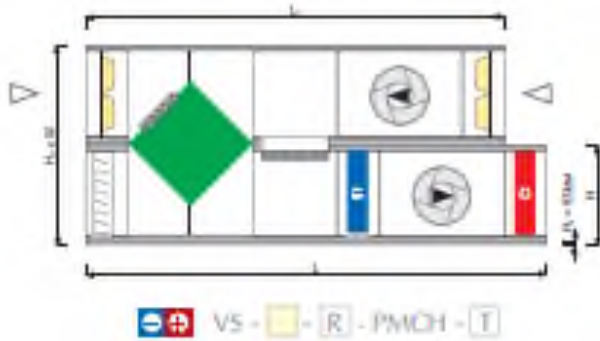


Версія для енергоутилізації: зимою і літом

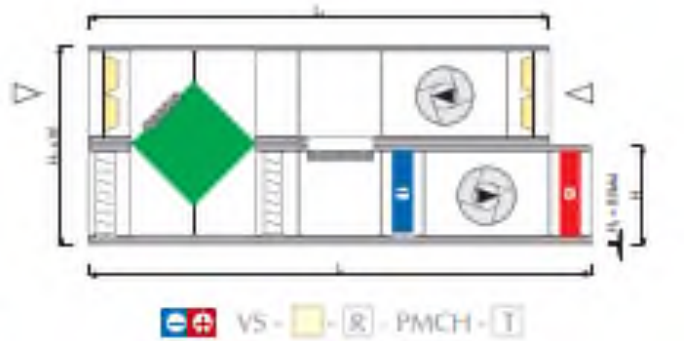


Типорозмери VS 21+650

Версія для енергоутилізації: тільки зимою



Версія для енергоутилізації: зимою і літом



VS	V _{min}		V _{max}		L		L'		L ₁		H	H ₂	W	h x w
	[m ³ /ч]	[CFM]	[m ³ /ч]	[CFM]	(W)	(W+S)	(W)	(W+S)	(W)	(W+S)				
21	1167	607	2200	1295	3318	3684	3684	4050	2953	3318	528	976	961	313x321
30	1586	903	3100	1825	3318	3684	3684	4050	2953	3318	660	1240	961	440x321
40	1958	1152	4100	2413	3318	3684	3684	4050	2953	3318	660	1240	1168	440x1026
55	2878	1604	6054	3503	4050	4415	4415	4781	3684	4050	795	1510	1339	575x1199
75	3805	2340	8150	4797	4050	4415	4415	4781	3684	4050	915	1750	1480	605x1340
100	4863	2862	10700	6298	4415	4781	4781	5147	4050	4415	1015	1950	1660	795x1520
120	5815	3423	13300	7828	4415	4781	4781	5147	4050	4415	1062	2004	1801	832x1751
150	7167	4218	16400	9653	5147	5513	5513	5878	4781	5147	1153	2296	2085	933x1946
180	8640	5085	19900	11713	5147	5513	5147	5513	4781	5147	1357	2714	2085	1137x1945
230	10398	6126	24606	14479	5147	5513	5147	5513	4781	5147	1357	2714	2493	1137x2353
300	13491	7941	32900	19364	6244	6610	6244	6610	5878	6244	1856	3312	2585	1436x2445
400	18704	11009	44500	26192	6244	6610	6244	6610	5878	6244	1889	3776	3085	1668x2945
500	21817	12641	54000	31783	6244	6610	6244	6610	5878	6244	1889	3776	3585	1668x3445
650	28725	16907	71400	42025	6975	7341	6975	7341	6610	6975	2366	4732	3607	2146x3567

L₁ – довжина агрегата

(W) – енергоутилізація тільки зимою

(W+S) – енергоутилізація зимою і літом

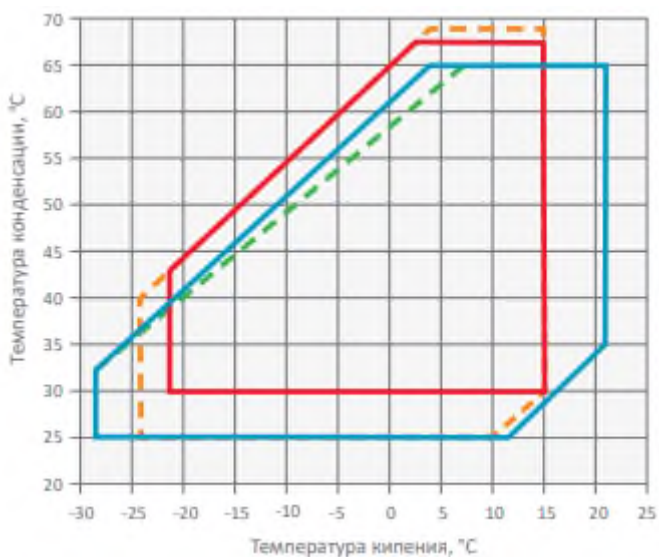
L' – довжина приточної частини з калориферами за обладнанням

V_{max} – описані параметри представлено на стр. 20

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

Таблиця 2.7 - Характеристика компресора

Характеристика	Марка ZRT 760-KCE
Об'ємна продуктивність, м ³ /с	0,072
Довжина/Ширина, мм	1400/580
Висота, мм	590
Максимальний робочий тиск, бар	32,0
Максимальний тиск спокою, бар	20,0
Кількість масла, л	6,3
Максимальний робочий струм, А	62
Струм при заблокованому роторі, А	310
Опір обмотки, Ом	0,16



За питомою масовою холодопродуктивністю визначаємо площу теплопередавальної поверхні охолоджувача прямого випару:

$$F = \frac{q_0 M_T}{k \theta_m} = \frac{258 \cdot 1.14}{0,140 \cdot 6} = 350,0 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (2.48)$$

де k – коефіцієнт тепловіддачі охолоджувача, Вт/(м²К)(приймаємо 140 Вт/(м²К);
 θ_m - температурний напір, (для охолоджувачів приймаємо 6 °С).

По площі тепло передаючої поверхні підбираємо охолоджувач VS-230 6R.

VS	2R [м ²]	4R [м ²]	6R [м ²]	8R [м ²]
230	116,43	232,86		465,72



Рисунок 2.9 Охолоджувач VS-230 6R

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбор секції нагрівання

У секції нагрівання центрального кондиціонера використовується електричний нагрівач. Необхідна потужність повітрянагрівача, розрахована по формулі (2.27), $L=45,3$ кВт. За каталогом підбираємо електричний нагрівач VS-30 потужністю 54 кВт.



Підбор вентиляторної секції

За результатами аеродинамічного розрахунку повітропроводів підбираємо вентилятор подачі приточного повітря. З каталогу VS10-650 2020 підбираємо вентилятор PLUG VS-230 тиском 2300 Па, що відповідає необхідному тиску 2211,25 Па.

Також агрегат VS-230 укомплектований стандартним набором повітроочисних пристроїв (фільтрів) і приладами автоматики.



Радіальний вентилятор без корпусу одностороннього всмоктування типу PLUG із лопатками, загнутими назад

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		

3. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

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

Автоматизована система управління (АСУ) – це комплекс програмно-апаратних засобів, основним завданням якого є забезпечення надійного та гарантованого керування всіма системами об'єкта

Використання АСУ забезпечує:

- цілодобова автоматична підтримка заданих параметрів життєзабезпечення у приміщеннях;
- скорочення часу реакції на небезпечні ситуації для запобігання або зменшення втрат;
- економія електричної, теплової енергії та води;
- збільшення термінів служби інженерного обладнання, запобігання аваріям;
- Доступ до звітів для аналізу аварійних ситуацій;
- можливість використання даних АСУ у системах управління підприємством;
- Зниження вартості страхування будівлі.
- безперервний централізований контроль та управління інженерними системами будівлі з диспетчерського пункту;
- покращення умов праці співробітників за допомогою автоматизованого управління мікрокліматом та освітленням у приміщеннях залежно від зовнішніх умов та режиму функціонування будівлі;
- наявність повної та об'єктивної інформації про поточний стан усіх інженерних систем будівлі та режими їх роботи;
- Підвищення надійності роботи систем за рахунок своєчасної локалізації аварійних ситуацій;
- об'єктивний аналіз роботи обладнання, дій інженерних служб та підрозділів охорони за нештатних ситуацій за рахунок документування прийнятих рішень в автоматизованих базах даних;
- підвищення капіталізації та престижності будівлі;

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- зменшення ризику фінансових втрат завдяки підвищенню рівня безпеки;
- скорочення витрат під час модернізації інженерних та інформаційних систем.

АСУ вентиляцією та кондиціонуванням

Обов'язковою умовою високої та стабільної якості продукції будь-якого виробництва є постійне та точне дотримання параметрів мікроклімату у виробничих приміщеннях. У більшості випадків виконати цю умову досить складно через наявність застарілого вентиляційного обладнання, або відсутність висококваліфікованих фахівців. Одним із основних рішень у забезпеченні зазначених умов є включення в процес виробництва автоматичної системи управління вентиляцією та кондиціонування, що дозволяє з оптимальною продуктивністю, високою точністю та стабільністю забезпечувати необхідний для будь-якого технологічного процесу мікроклімат.

Пропонована автоматизована система управління вентиляцією та кондиціонуванням (далі за текстом - система) призначена для підтримки заданої температури та вологості в приміщенні, що обслуговується, в автоматичному режимі. Крім цього до складу системи можуть входити датчики - газоаналізатори (наприклад, аналізатор вмісту, що дозволяє контролювати і підтримувати концентрацію газу на заданому рівні.

Схемою автоматизації передбачено захист КМ від слідуючих небезпечних режимів роботи:

Зниження різниці тиску масла між тиском у картері КМ та на нагнітаючій стороні масляного насосу (менш 0,05 МПа) – реле різниці тиску FD 113 Z U фірми «ALCO» розмикає контакти магнітного пускача ел. двигуна КМ. При запуску КМ реле часу блокує на 2–3 секунди контакти реле контролю змащення, для необхідного набору обертів масляного насосу.

При підвищенні температури нагнітання більш ніж 130°C – реле температури ТРЭ-106 «ТЭРМ» відключає КМ.

При підвищенні тиску нагнітання на ступені низького тиску більш ніж 14,5 МПа і пониженні тиску всмоктування менш ніж на 0,5 МПа, двоблочне реле тиску PS2-A7A фірми «ALCO» зупинить КМ.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інформація

- Інформація про температуру зовнішнього, припливного, витяжного
- Повітря та всередині приміщення.
- Інформація про стан забруднення фільтрів.
- Інформація про аварійні стани.
- Статус цифрових та аналогових входів та виходів

Захист

- Обмеження температури припливного повітря, що допускається.
- Захист вентиляторної групи - функція активна у разі:
 - Застосування електричного нагрівача.
- Захист двигуна від навантаження.
- Захист водяного нагрівача від розморожування.
- Захист електронагрівача від перегріву.
- Захист перехресно-точного теплообмінника від обмерзання.
- Аплікації автоматики підготовлені для нагрівання повітря
- За допомогою водяних теплообмінників.
- Число дифманометрів фільтрів в аплікації залежить
- Від застосовуваної конфігурації фільтрів.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

У цьому розділі визначаються капітальні витрати на купівлю та встановлення обладнання СК І ВП. Сума коштів на встановлення системи центрального кондиціонування повітря (СК І ВП) та системи повітроводів складається з витрат, пов'язаних з придбанням обладнання, витрат на будівельні, монтажні та налагоджувальні роботи, а також експлуатаційних витрат.

Розрахунок експлуатаційних витрат

Експлуатаційні витрати являють собою поточні витрати, необхідні на монтаж багатозональної системи кондиціонування повітря та підтримання її в робочому стані.

Експлуатаційні витрати включають такі статті витрат:

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

Вартість витрати електроенергії

Вартість річної витрати електроенергії визначається за такою формулою:

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot \text{Ц}_3 = 0,7 \cdot 23,8 \times 45 \times 4,3 = 1875 \text{ грн.},$$

де $N_y = 23,8 \text{ кВт}$ – сумарна встановлена потужність електричних двигунів, що мають однаковий режим роботи за часом;

$T_3 = 45 \text{ ч/нед}$ – кількість годин роботи електродвигунів за період монтажу СК І ВП;

Ц_3 - Плата за 1 кВт-год споживаної електроенергії, грн. /кВт-год;

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

0,8 – середнє використання потужності.

Витрати на заробітну плату

Витрати заробітну плату обслуговуючого персоналу (з відрахуванням єдиного соціального податку).

$Z_{пр} = 15000$ грн - Заробітна плата робітника за місяць.

Зарплата робітника за один день:

$$Z_{п1} = \frac{15000}{21} = 714 \text{ грн,}$$

де 21 – кількість робочих днів.

Погодинна оплата робітника складе:

$$Z_{пч} = \frac{714}{8} = 90 \text{ грн}$$

Час усіх робіт із встановлення – 2 дні.

Витрати на заробітну плату робочого персоналу за період встановлення системи кондиціонування повітря:

$$Z_{п} = 90 \cdot 16 \cdot 4 = 5760 \text{ грн}$$

Відрахування єдиного соціального податку (НР) становить 26,2% від фонду оплати праці,

$$H_{с} = 0,262 \cdot 5714,24 = 1509 \text{ грн}$$

Загальний фонд заробітної плати становитиме:

$$C_{з} = 5760 - 1509 = 4251 \text{ грн/тиж}$$

Інші витрати

Інші витрати приймаються у розмірі 30÷50% від фонду заробітної плати:

$$C_{ппр} = 0,30 \cdot C_{з} = 0,30 \cdot 4251 = 1275 \text{ грн/тиж}$$

Сумарна експлуатаційна витрата

$$\sum C = 5760 + 1509 + 4251 + 1275 = 12795 \text{ грн / тиж.}$$

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Виробнича санітарія

У поняття «метеорологічні умови середовища» входять температура, відносна вологість, швидкість руху, атмосферний тиск повітря, а також теплове випромінювання та електромагнітні поля надвисокої частоти (НВЧ).

Створення у робочій зоні належних метеорологічних умов сприятливо впливає на організм людини, сприяє доброму самопочуттю, підвищує безпеку роботи, забезпечує високу працездатність. Температура, вологість та швидкість руху повітря при певних відхиленнях від оптимальних значень негативно впливають на процес теплообміну з навколишнім середовищем та терморегуляції організму людини, що призводить до швидкої втоми, перегрівання або переохолодження та інших несприятливих наслідків.

Значення нормативних параметрів умов праці представлені у таблиці 5.1

Оптимальні параметри внутрішнього мікроклімату будівлі та чистота повітря підтримується системами вентиляції. Шкідливі речовини, пил знаходяться в межах допустимих значень (ГДК).

Комфортні умови праці багато в чому залежить від освітлення приміщень. Раціональне освітлення підвищує безпеку робіт та продуктивність праці. Невідповідність нормативним показникам освітлення або неправильне встановлення джерел світла може бути причиною швидкої стомлюваності працюючих, і навіть нещасного випадку

Для створення нормальних умов праці освітлення має відповідати таким вимогам:

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

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 – Значення нормативних властивостей мікроклімату

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

У приміщеннях застосовують два види освітлень - природне (за наявності променепрозорих отворів) та штучне.

Природне світло має високу біологічну та гігієнічну цінність, т.к. має сприятливий для зору людини спектральний склад і позитивно впливає на психологічний стан людини. У цьому будинку переважає природне бічне освітлення.

Основними джерелами штучного висвітлення є газорозрядні (люмінесцентні) лампи.

Параметри освітленості приміщень представлені у таблиці 5.2

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Таблиця 5.2 – Параметри освітлення

Приміщення, робоче місце	Розряд, підрозряд зорової роботи	Природне Освітлення			Штучне освітлення				
		Вид освітлення	КЕО факт, %	КЕО норм (СНіП 23-05-95)	Вид освітлення	Вид джерела світла	Тип світильника	Освітленість факт. ЕФ, лк	Освітленість норм. (СНіП 23-05-95) ЄП, лк
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Гарячий цех	Vб	Комбіноване	-	3	Комбіноване	ЛБ-40	закритий	-	200
Обідня зала	Vб	Комбіноване	-	3	Комбіноване	ЛБ-40	закритий	-	200

Вплив випромінювань на організм людини визначається їх типом та інтенсивністю, а також часом впливу на людину.

Основними джерелами випромінювань у громадському будинку є: холодильники, телевізори, радіоприймачі, комп'ютери, мікрохвильові печі та ін.

Випромінювання від побутових приладів наявних у приміщеннях будинку відпочинку перебувають у межах допустимих норм.

Основним джерелом виникнення шуму та вібрації є вентиляційні установки. Причиною виникнення аеродинамічного шуму є пульсація швидкості та коливання тиску повітря у вентиляторі та повітроводах.

Параметри шуму та вібрації представлені в таблиці 5.3. Відсутність фактичних значень шуму та вібрації від вентиляційної установки пояснюється неможливістю проведенням вимірів даних шкідливих факторів через відсутність проекрованої установки.

Допустимий рівень звукового тиску у виробничому приміщенні не повинен перевищувати 85 дБА. Рівень шуму створюваний системою припливно-витяжної вентиляції в (вентиляційній камері) дорівнює 93 дБА, в приміщенні, що обслуговується, 46 дБА.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таблиця 5.3 – Параметри шуму та вібрації

Приміщення, робоче місце	Шум					Вібрація				
	Джерело шуму	Рівень звуку дБА				Джерело вібрації	Рівень віброшвидкості, дБ			
		факт.		ПДК			факт		ПДК	
		у прои-зв. при-мі-щенні	на те-риторії житло-вої за-будови	у прои-зв. примі-щенні (ГОСТ 12.1.003-83)	на те-риторії жит-лової за-будови		у прои-зв. при-мі-щенні	на те-риторії житло-вої за-будови	у прои-зв. примі-щенні (ГОСТ 12.1.012-90)	на те-риторії житло-вої за-будови (СН 1304-75)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Вентиляційна камера	Вентилятор	-	-	85	75	вентилятор	-	-	84	-

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

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

Шум від транзитних повітроводів, що проходять через приміщення, зменшується шляхом збільшення масивності самих повітроводів та накладання на них шару звукоізолюючих матеріалів, також застосовуються шумоглушники для зменшення звукового тиску.

Зменшення шуму в приміщеннях суміжних до вентиляційної камери досягається вибором відповідного матеріалу стінок камери та звукоізоляції їх.

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

											Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Пожежна безпека

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

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

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

У проектованій будівлі переважають зони класу В-Па.

Пожежонебезпечними приміщеннями називають приміщення, в яких застосовують або зберігають горючі речовини. Пожежонебезпечні приміщення згідно з ПУЕ поділяють на 4 класи.

Для зменшення небезпеки виникнення та поширення пожеж важливе значення має раціональний пристрій приміщень з точки зору необхідності забезпечення міцності та стійкості будівель та споруд, як у нормальних умовах, так і в умовах пожежі.

Основною характеристикою, що визначає здатність будівель та споруд протистояти виникненню та поширенню пожежі, є ступінь їх вогнестійкості, що залежить від межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій та межі поширення вогню за ними. Матеріали, що застосовуються в даній будівлі для обробки приміщень, відносяться до матеріалів, що згоряють.

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

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Усередині будівлі небезпека розповсюдження вогню при пожежі обмежується пристроєм протипожежних перешкод, до яких відносяться протипожежні стіни, перегородки, перекриття, виконані з негорючих матеріалів. Протипожежні стіни мають межу вогнестійкості не менше 2,5 год і проектуються з урахуванням вимог: спиратися на фундаменти, зводитись на всю висоту будівлі чи споруди.

Автоматичне гасіння пожежі не передбачено.

Для гасіння місцевого джерела пожежі застосовують вогнегасники типу ОУ-3 вуглекислотний (CO₂), ОУ-3(3)-13В-У2 вуглекислотний (CO₂).

Серед інших протипожежних заходів для запобігання пожежам застосовується і пожежний зв'язок та сигналізація, що сприяє своєчасному виявленню та виклику пожежних підрозділів до місця виникнення пожежі, а також забезпечують управління та оперативне керівництво працюючими на пожежі.

Важливе значення при проектуванні та будівництві будівель та споруд надається забезпеченню умов для безпечної евакуації людей у разі виникнення пожежі. Це досягається пристроєм евакуаційних виходів, кількість яких відповідно визначається відстанню від найбільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу, регламентованим залежно від ступеня вогнестійкості будівлі, обсягу приміщення і вибухонебезпечності розміщеного в ньому виробництва. Кількість евакуаційних виходів із будівель, приміщень та з кожного поверху приймається за розрахунками, але не менше двох.

У всіх випадках ширина ділянок шляхів евакуації встановлюється не менше 1 м. Ширина дверей на коліях евакуації повинна бути не менше 0,8 м, ширина зовнішніх дверей сходових кліток – не менше ширини маршу сходів, а висота проходу на шляхах евакуації – не менше 2 м

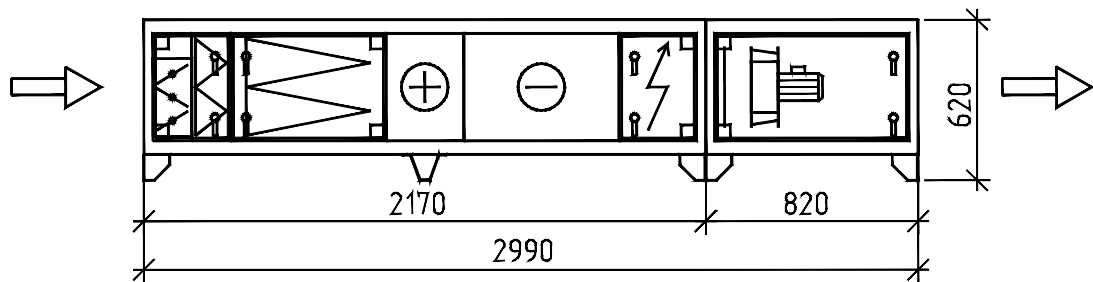
					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

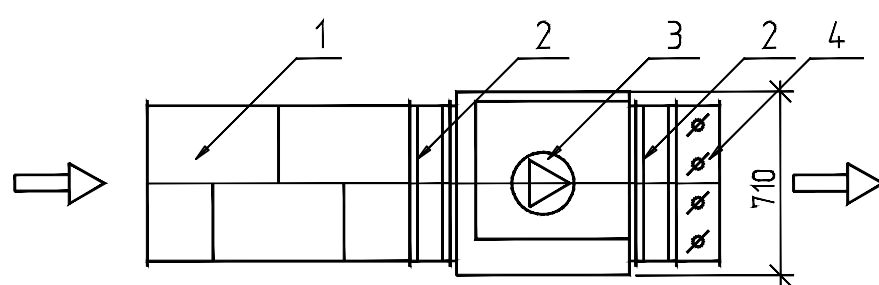
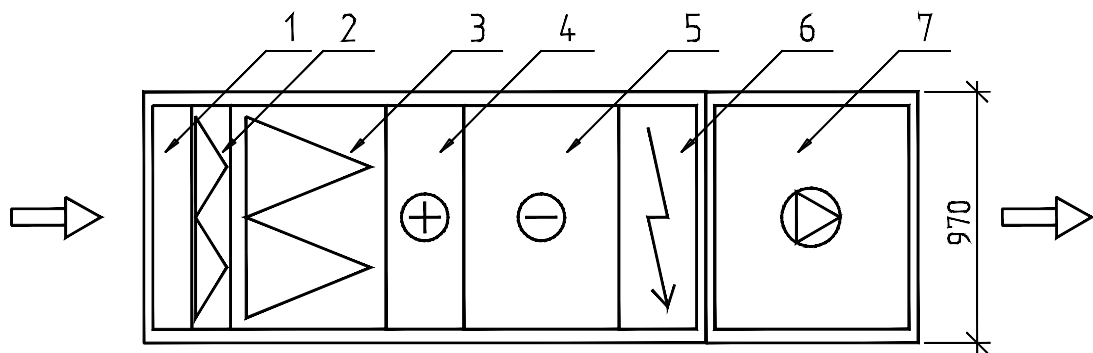
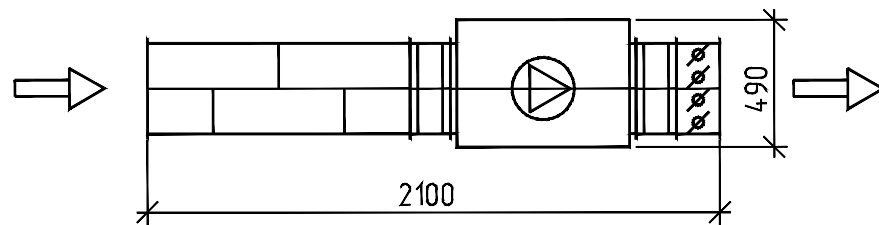
У цій роботі було спроектовано систему кондиціонування та вентиляції повітря для будівлі їдальні при санаторії «Одеса». Було здійснено теплотехнічний розрахунок приміщень їдальні, аеродинамічний розрахунок повітророзподілу та повітряних мереж, за результатом яких було підібрано відповідне обладнання. В економічній частині було визначено необхідні витрати на купівлю та монтаж системи. Було розглянуто розділ безпеки життєдіяльності.

					БКВ 04.015.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

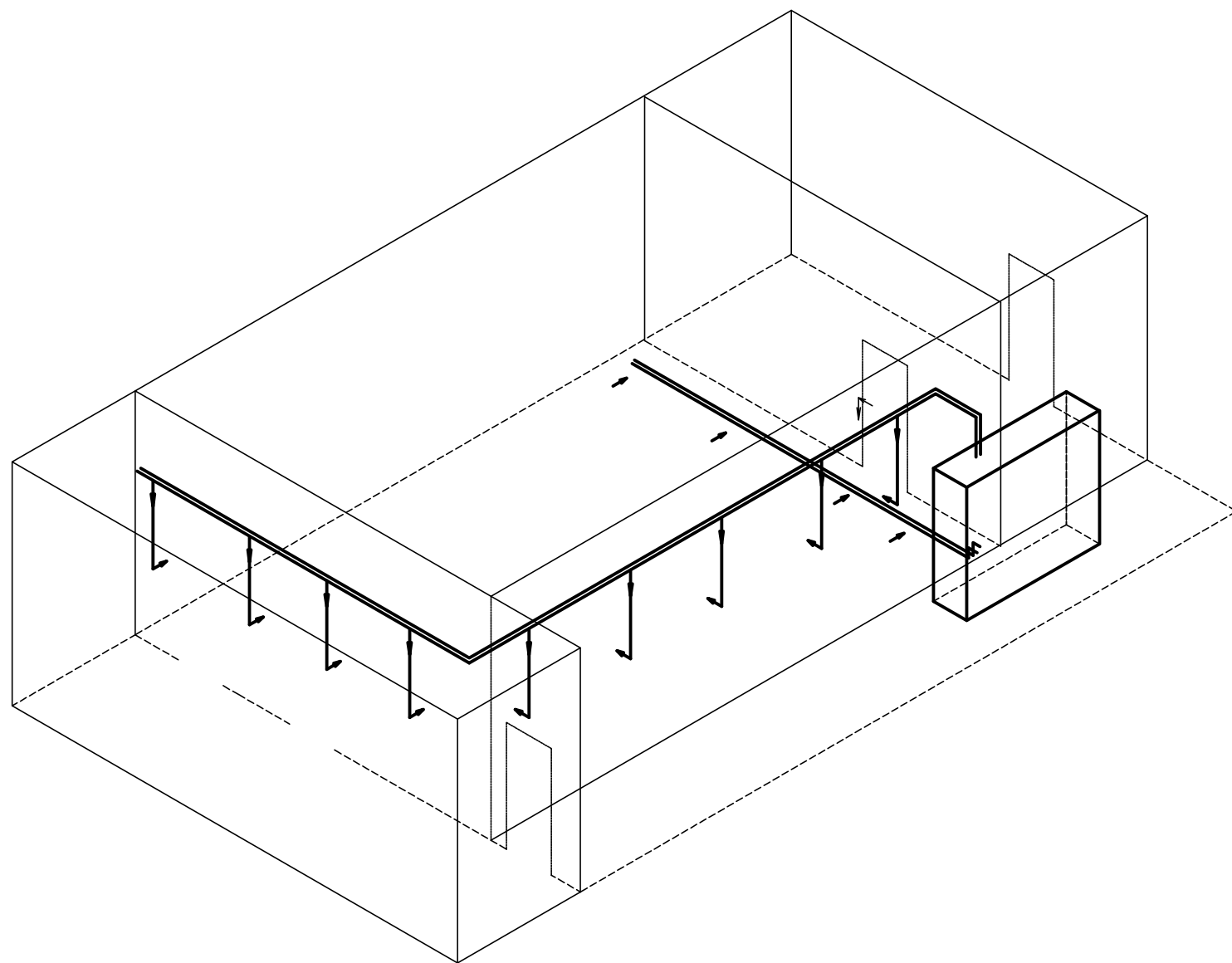
Приточна установка



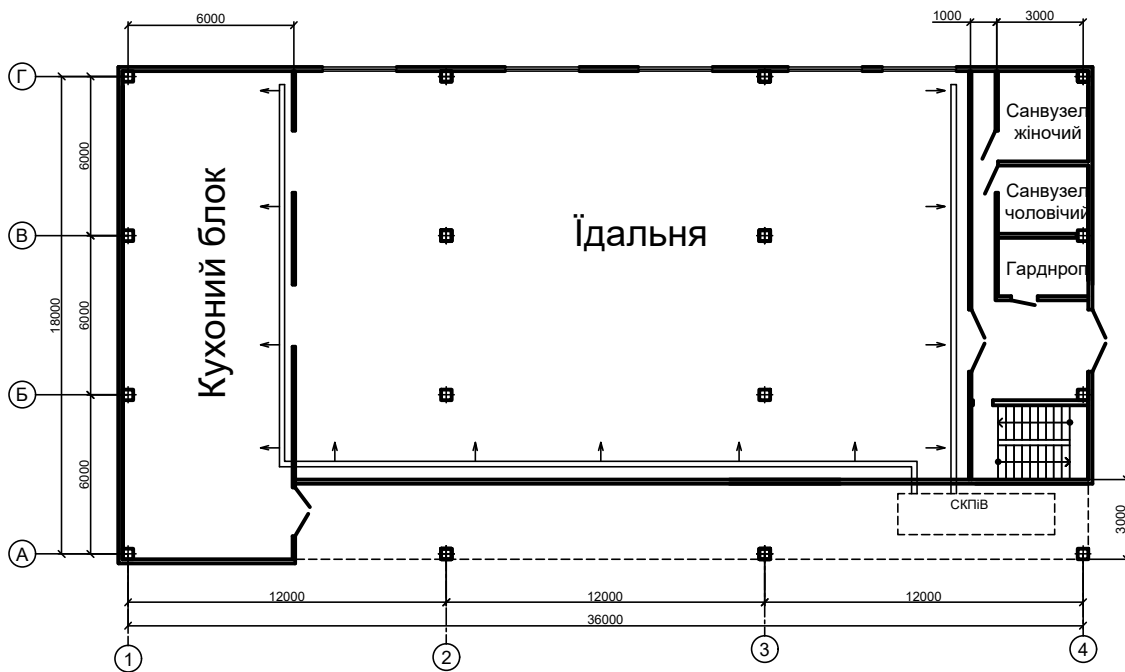
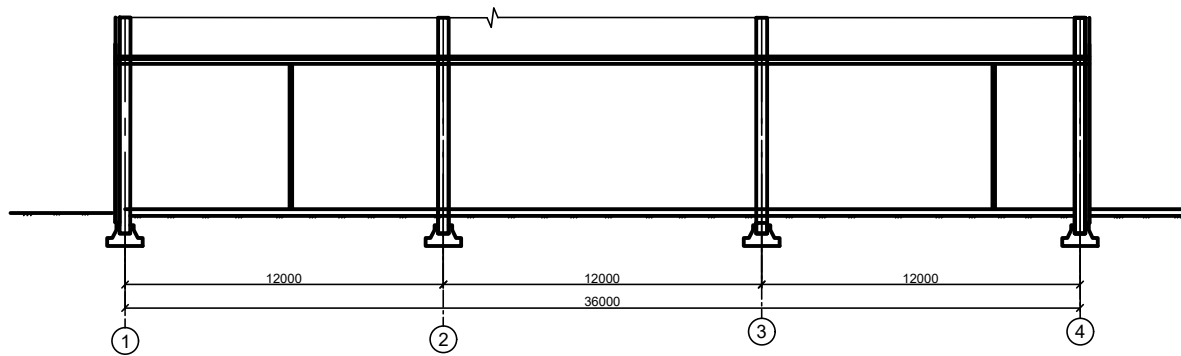
Витяжна установка



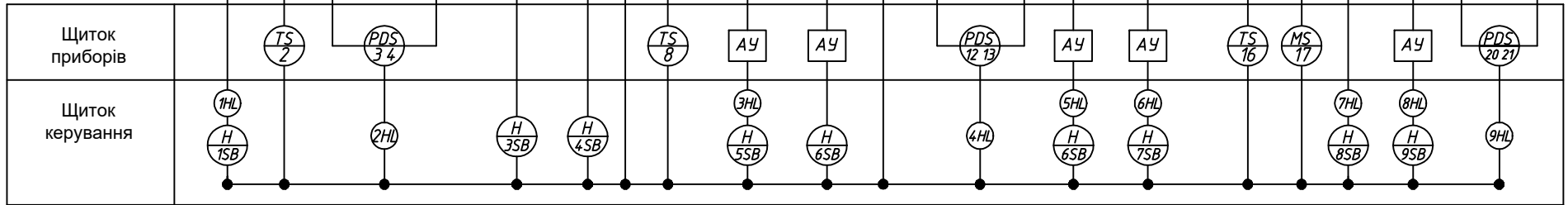
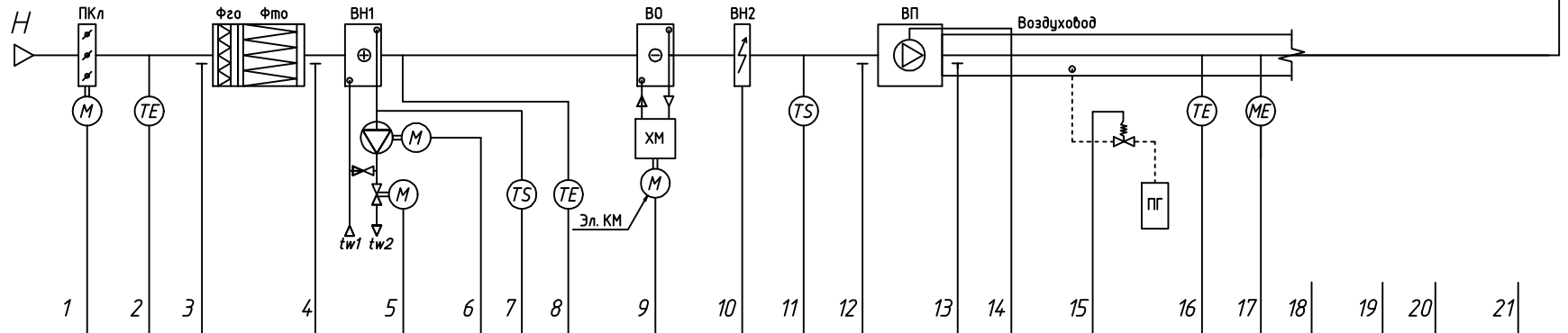
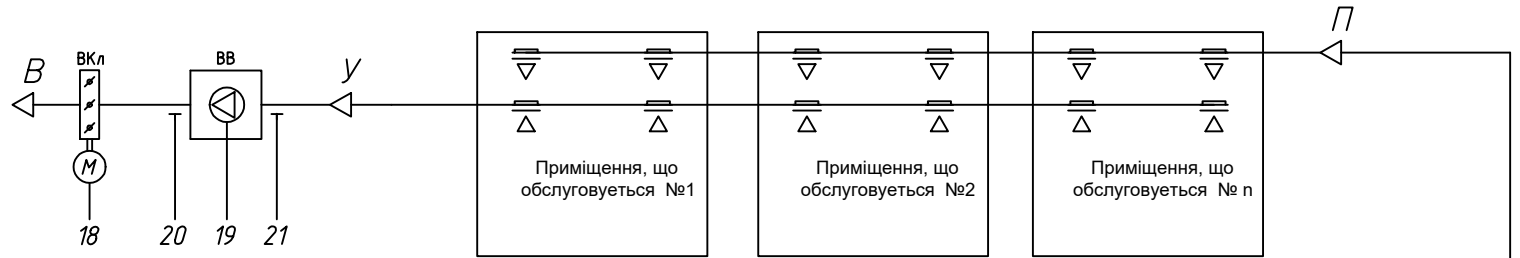
БКВ 04.015 001.ДП СБ					Лист		Масштаб	
Взм.	Арх.	№ доум.	Титулик	Дата	Система вентиляції та кондиціонування		у	1:200
Розробив	Кошевенко				Архив		1	Архив
Перевірив	Бригвадир Л.П.				Архив		4	
Т.контр.	Волыńska С.В.				ВСП "ОТФК ОНТУ"			
Н.контр.	Волыńska С.В.				гр.БКВ - 04			
Затв.	Бергань І.В.							



БКВ 04.015 001.ДП С7						Лит	Масш	Масштаб
Розводка трубопроводу						Лит	Масш	Масштаб
Зам.	Арх.	№ докум.	Типлис	Дата	Архив	1	Архив	4
Розробив	Коваленко							
Перевірив	Бриладко Л.Г.							
Т.хонтр.	Вольська С.В.							
Н.хонтр.	Вольська С.В.							
Затв.	Беріань І.В.							



				БКВ 04.0015 001.ДП БК				
Зам. Арх.	№ докум.	Підпис	Дата	План та розріз		Літ.	Маса	Масштаб
Розробив	Козловський			1 поверху столової		у		1:100
Перевірив	Бригадир ЛП					Арк.ш.	1	Арк.ш.
Т.контр.	Вольська С.В.							4
Р.контр.	Вольська С.В.					ВСП "ОТФК ОНТУ"		
Затв.	Березняк Ір.В.					2БМХ-04		



М	Електроприєд
ТЕ	Датчик температури
МЕ	Датчик вологості
ТС	Терморегулятор
МС	Вологорегулятор
PDS	Регулятор різності тиску
H/SB	Пусковий прилад
АУ	Автоматичне керування
HL	Сигнальна лампа

БКВ 04.015 001.ДП С7				Лист	Масштаб
Розводка трубопроводу				1:200	
Вм	Арс.	№ доум.	Підпис	Дата	
Розробив	Кошевенко				
Перевірив	Бригвадир Л.П.				
Т.контр.	Волыньська С.В.				
Н.контр.	Волыньська С.В.				
Затв.	Бергана І.В.				