

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування на 50 місць у м. Миколаїв

Здобувача Коноваленко В.Р.

2 курсу ЕН-141 групи

Керівник к.т.н, доц. Яковлева О.Ю.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 30.05.2025 р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2025 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«03» березня 2025 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Коноваленко Владислав Романович

1. Тема роботи Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування на 50 місць у м. Миколаїв

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2024 р. наказ № 576-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 30.05.2025 р.

3. Вихідні дані роботи

Температура зовнішнього повітря – $t=30^{\circ}\text{C}$. Заклад у м. Миколаїв.

Холодоагент – R290(пропан). Температура конденсації: $+40^{\circ}\text{C}$.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Системи вентиляції і кондиціонування кафе і ресторанів,

2 Розрахункові параметри повітря, 3 Розрахунок тепловтрат приміщень,

4 Розрахунок тепловиділень в приміщення, 5. Складання теплового балансу

6. Розрахунок вологонадходження в приміщення, 7. Розрахунок газових надходжень приміщення 8. Параметри повітря у вентиляційному процесі.

9. Вентиляційний баланс будівлі, 10. Розрахунок системи повітрярозподілу

11. Тепловий розрахунок холодильної системи, 12. Розрахунок повітряного конденсатора 13. Тепловий розрахунок і добір випарників,

14. Розрахунок та вибір допоміжного устаткування

15. Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру

16. Охорона праці

Література

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	19.05.2025	23.05.2025

7. Дата видачі завдання 03.03.2025 р.

Керівник Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Коноваленко В.Р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	27.05-29.05.2025	виконано
2	Вступ	03.03-05.03.2025	виконано
3	1. Системи вентиляції і кондиціонування	05.03-15.03.2025	виконано
4	2 Розрахункові параметри повітря	16.03-31.03.2025	виконано
5	3 Розрахунок тепловтрат приміщень	01.04-10.04.2025	виконано
6	4 Розрахунок тепловиділень в приміщення	11.04-18.04.2025	виконано
7	5. Складання теплового балансу	19.04-02.05.2025	виконано
8	6. Розрахунок вологонадходження в приміщення	05.05-10.05.2025	виконано
9	7. Розрахунок газових надходжень приміщення	12.05-15.05.2025	виконано
10	8. Параметри повітря у вентиляційному процесі	15.05-17.05.2025	виконано
11	9. Вентиляційний баланс будівлі	17.05-18.05.2025	виконано
12	10. Розрахунок системи повітрярозподілу	18.05-19.05.2025	виконано
13	11. Тепловий розрахунок холодильної системи	18.05-19.05.2025	виконано
14	12. Розрахунок повітряного конденсатора	20.05-21.05.2025	виконано
15	13. Тепловий розрахунок і добір випарників	21.05-22.05.2025	виконано
16	14. Розрахунок та вибір допоміжного устаткування	22.05-23.05.2025	виконано
17	15. Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру	23.05-27.05.2025	виконано
18	16. Охорона праці	19.05-23.05.2025	виконано
19	Список використаних джерел	23.05-25.05.2025	виконано
20	Презентація в PowerPoint	25.05-29.05.2025	виконано

Здобувач-дипломник Коноваленко В.Р.

Керівник роботи Яковлева О.Ю.

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

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

Здобувач-дипломник Коноваленко Владислав Романович

РЕФЕРАТ

У даній роботі проведено розробку ефективних рішень для створення комфортного та безпечного мікроклімату в ресторанах, кафе та інших закладах громадського харчування.

У роботі розглядаються сучасні технології вентиляції та кондиціонування, включаючи механічні припливно-витяжні системи, мультизональні кондиціонери та пропанові чиллери. Особлива увага приділяється енергоефективності, екологічності та відповідності санітарним нормам.

Проект містить аналіз оптимальних схем вентиляції кухонних зон, методи рекуперації тепла та використання природних холодоагентів, таких як пропан (R-290). Запропоновані рішення спрямовані на зниження енергоспоживання, покращення якості повітря та створення комфортних умов для персоналу та відвідувачів.

Результати дослідження можуть бути використані для проектування нових систем кондиціонування та модернізації існуючих, що сприятиме підвищенню ефективності роботи закладів харчування та їх екологічній безпеці.

Ключові слова: системи кондиціонування – сучасні холодоагенти – R290

ABSTRACT

This paper presents the development of effective solutions for creating a comfortable and safe microclimate in restaurants, cafes and other catering establishments.

The paper discusses modern ventilation and air conditioning technologies, including mechanical supply and exhaust systems, multi-zone air conditioners and propane chillers. Particular attention is paid to energy efficiency, environmental friendliness and compliance with sanitary standards.

The project includes an analysis of optimal ventilation schemes for kitchen areas, heat recovery methods and the use of natural refrigerants such as propane (R-290). The proposed solutions are aimed at reducing energy consumption, improving air quality and creating comfortable conditions for staff and visitors.

The results of the study can be used to design new air conditioning systems and upgrade existing ones, which will help to improve the efficiency of catering facilities and their environmental safety.

Keywords: air conditioning systems – modern refrigerants – R290

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З М І С Т

Стор.

Реферат.....	4
Вступ.....	6
1. Системи вентиляції і кондиціонування кафе і ресторанів.....	7
1.1 Кліматизація невеликих кафе і ресторанів.....	7
1.2 Вентиляція і кондиціонування кафе і ресторанів.....	7
1.3 Вихідні дані до розрахунку систем вентиляції та кондиціонування ресторанів.....	8
1.4 Нормативна документація.....	10
1.5 Заниження витрат повітря через відсутність теплоносія.....	13
1.6 Класифікація підприємств харчування.....	15
1.7 Загальні вимоги до вентиляції підприємств харчування.....	16
1.8 Вентиляція обіднього залу.....	18
1.9 Вентиляція виробничих приміщенні (гарячий та кондитерський цехи).....	20
1.10 Кондиціонування повітря підприємств харчування.....	23
1.11 Вихідні дані до розрахунку.....	24
2 Розрахункові параметри зовнішнього і внутрішнього повітря.....	25
3 Розрахунок тепловтрат приміщень.....	27
4 Розрахунок тепловиділень в приміщення.....	30
5. Складання теплового балансу.....	36
6. Розрахунок вологонадходження в приміщення.....	37
7. Розрахунок газових надходжень до приміщення.....	39
8. Параметри повітря у вентиляційному процесі.....	40
9. Вентиляційний баланс будівлі.....	49
10 Розрахунок системи повітрярозподілу.....	51
11 Тепловий розрахунок холодильної системи.....	61
12 Розрахунок повітряного конденсатора.....	66
13 Тепловий розрахунок і добір випарників.....	72
14 Розрахунок та вибір допоміжного устаткування.....	74
15. Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру.....	79
16. Охорона праці.....	82
Список використаної літератури	

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>							
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	<i>Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування на 50 місць у м. Миколаїв</i>			Літера	Аркуш	Аркушів		
Розробив	Кошоваленко В.Р.									5	86	
Перевірів	Яковлева О.Ю.							<i>ОНТУ гр. ХМ-741</i>				
Н. Контр.	Яковлева О.Ю.											

ВСТУП

Системи кондиціювання та вентиляції відіграють ключову роль у забезпеченні комфортних умов у закладах харчування. Вони не лише створюють сприятливий мікроклімат для відвідувачів і персоналу, а й сприяють дотриманню санітарно-гігієнічних норм, запобігаючи накопиченню шкідливих речовин та неприємних запахів.

Ефективна вентиляція забезпечує постійний обмін повітря, видаляючи надлишкову вологу, запахи та продукти горіння. У закладах харчування використовують механічну та природну вентиляцію. Механічна вентиляція, зокрема припливно-витяжні системи, дозволяє контролювати якість повітря, регулюючи його температуру та вологість. Особливу увагу приділяють вентиляції кухонних зон, де утворюється значна кількість тепла та парів.

Кондиціонери підтримують оптимальну температуру та рівень вологості, що особливо важливо в теплу пору року. У ресторанах та кафе використовують спліт-системи, мультизональні кондиціонери або центральні системи кондиціювання. Вибір залежить від площі приміщення, кількості відвідувачів та специфіки закладу.

Сучасні системи кондиціювання та вентиляції орієнтовані на енергоефективність. Використання рекуператорів дозволяє зменшити витрати на опалення та охолодження, а застосування екологічно безпечних холодоагентів сприяє зниженню негативного впливу на довкілля.

Отже, правильно спроектовані системи кондиціювання та вентиляції забезпечують комфорт, безпеку та ефективність роботи закладу харчування, створюючи приємну атмосферу для гостей і персоналу.

Пропанові чиллери є перспективним рішенням для систем кондиціювання, особливо в закладах харчування, де важливі енергоефективність та екологічність. Вони використовують пропан (R-290) як холодоагент, що має низький вплив на довкілля та високу термодинамічну ефективність.

Переваги пропанових чиллерів:

- Екологічність – пропан має низький потенціал глобального потепління (GWP) і не руйнує озоновий шар, що робить його екологічно безпечним варіантом порівняно з традиційними фреонами.

- Енергоефективність – завдяки високій теплопровідності пропан забезпечує ефективне охолодження з меншими витратами енергії.

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7				

1. Системи вентиляції і кондиціонування кафе і ресторанів

Сучасні кафе і ресторани, що піклуються про своїх клієнтів, повинні демонструвати не тільки бездоганну роботу кухні і високий рівень обслуговування, але і забезпечувати комфортні умови в закладі. Одна з основних складових комфорту — підтримання оптимального мікроклімату. При виборі конкретного технічного рішення для кліматизації кафе або ресторану слід враховувати архітектурні особливості приміщень, дизайн інтер'єру, вартість кліматичної системи, геометричні параметри приміщення для відвідувачів (обіднього залу) і безліч інших факторів.

1.1 Кліматизація невеликих кафе і ресторанів

У невеликих кафе завдання побудови систем вентиляції і кондиціонування можна вирішити за допомогою невеликої припливної системи і двох незалежних витяжних систем. При цьому одна з них буде обслуговувати приміщення кухні, а друга — зал. Вимога поділу витяжок є обов'язковою, що відображено в будівельних нормах і правилах.

Ще одна особливість вентиляції — дисбаланс припливного і витяжного потоків. Так, в залі приплив повинен переважати над витяжкою, а на кухні — навпаки. Це дозволить уникнути попадання брудного повітря з кухні в зал.

Кондиціонування невеликих кафе і ресторанів вирішується шляхом установки спліт-систем. Найменш дорогий варіант — використання настінних внутрішніх блоків. Більш дорогий, але при цьому більш придатний з точки зору дизайну, — касетні і каналні блоки.

1.2 Вентиляція і кондиціонування великих ресторанів

У великих ресторанах необхідний набагато більший повітрообмін в приміщеннях і велика холодопродуктивність систем кондиціонування. З

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

точки зору зручності експлуатації і зниження витрат на споживання електроенергії в таких закладах необхідно встановлювати промислове обладнання — центральні кондиціонери, мультизональні системи. Іноді може бути виправданою і система «чиллер — фенкойл».

Рішення про застосування тієї чи іншої схеми вентиляції і кондиціонування повинно прийматися на підставі техніко-економічного обґрунтування, з урахуванням особливостей приміщень, вимог замовника і архітектора.

1.3 Вихідні дані до розрахунку систем вентиляції та кондиціонування ресторанів.

Проектування кліматичних систем виконується на основі технічного завдання, яке видається замовником (власником або генпідрядником). При цьому в технічному завданні повинні бути обов'язково зазначені наступні дані:

- Кількість персоналу і відвідувачів.
- Розміщення столів і посадкових місць в обідньому залі.
- Технічні характеристики обладнання в гарячому цеху.
- Дані для розрахунку теплонадходжень.
- Облік відвідувачів-курців.

Зупинимося на кожному пункті більш докладно.

Кількість персоналу і відвідувачів

Нормативною документацією передбачені чіткі величини витрат повітря в залах ресторану або кафе на одну людину. Зокрема, на одного співробітника кафе або ресторану (кухаря, офіціанта, адміністратора, охоронця та інших) необхідно подавати 60 м³/год свіжого повітря, а на одного відвідувача — 30 м³/год.

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

1.7 Загальні вимоги до вентиляції підприємств харчування

Висока конкуренція і вимоги відвідувачів до якості продукції і сервісу обслуговування в даній галузі, також пред'являє високі вимоги до мікроклімату в закладах сфери харчування.

Підприємство харчування підрозділяється в свою чергу на наступні групи приміщень:

Приміщення для відвідувачів – обідні зали, допоміжні приміщення та приміщення магазину (відділу) кулінарії.

Приміщення для виготовлення кулінарної продукції – основні виробничі приміщення, складські приміщення та службово-побутові приміщення.

До кожної групи даних приміщень пред'являються свої вимоги до вентиляції. Основні вимоги до мікроклімату та правила її організації викладені в ДБН Ст. 2.2-25:2009 «ПІДПРИЄМСТВА ХАРЧУВАННЯ (ЗАКЛАДИ РЕСТОРАННОГО ГОСПОДАРСТВА)» і ДБН Ст. 2.5-67.2013 «Опалення Вентиляція і Кондиціонування».

Таблиця 1.2. Розрахункова температура взимку і кратність повітрообміну основних приміщень підприємств сфери харчування відповідно до додатка М.

Приміщення	t°С	Кратність	
		Приплив	Витяжка
1 Обідній зал, роздатковий, естрада, танцювальний майданчик	18	За розрахунком	
2 Аванзал, хол, вестибюль з гардеробом	18	2	-
3 Артистична, зберігання музичних інструментів	18	1	1
4 Музичні автомати, аудіо - та відеотехніка	18	1	1
5 Бенкетний зал, окремі кабінети, бар, буфет	20	3	3
6 Приміщення для відпочинку й ігор відвідувачів	20	2	2
7 Туалету, кімнати для куріння	18	-	10
8 Кабінет лікаря	22	1	2
9 Відділ кулінарії	18	2	2
10 Цеху гарячий і кондитерський	5	За розрахунком	
11 Інші цеха	18	3	4
12 Мийні	20	4	6

яке вбудоване в житловий будинок або прибудовані до нього, виводяться вище покрівлі даного житлового будинку.

1.8 Вентиляція обіднього залу

Свіжий припливне повітря подається в приміщення для відвідувачів окремими від іншої групи приміщень припливними системами (системою). Розрахунок повітрообміну в обідніх залах проводиться на поглинання теплонадлишків від людей, сонячної радіації, остигає гарячих страв і електроосвітлення.

Повний тепловий потік від одного відвідувача приймається 116 Вт.

Вступ повної теплоти від гарячої їжі в обідньому залі, Вт,

$$Q_{г.д} = \frac{0,28 \cdot g_{п} \cdot c_{п} (t_{н.п} - t_{к.п}) \cdot n}{t}$$

де $g_{п}$ – середня маса страв, що припадають на одного обідає, кг (зазвичай близько 0,85);

$c_{п}$ – умовна теплоємність страв, що входять до складу обіду, кДж/(кг×°с), (зазвичай 3,3);

$t_{п.п}$, $t_{к.п}$ – початкова і кінцева температура їжі (приймається відповідно 70 і 40 °С);

n – кількість відвідувачів;

t - тривалість прийому їжі (для ресторанів – 1ч, барів і кафе – 0,5 – 0,75 год, для їдалень і ресторанів самообслуговування – 0,3 год), с.

Теплонадходження від ламп електроосвітлення, Вт:

$$Q = n \cdot N$$

де n - коефіцієнт переходу електричної енергії в теплову (0,95 для ламп розжарювання і 0,5 для люмінесцентних ламп);

N - потужність ламп (якщо вона заздалегідь не відома, можна оцінити її з розрахунку 50 - 100 Вт/м², для добре освітлених приміщень).

При великій кількості ламп і постійної їх роботи теплове навантаження від штучного освітлення буде досить істотна. Якщо ж все

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

електричне освітлення (лампи) не будуть використовуватися одночасно, то необхідно задатися коефіцієнтом одночасності роботи, який буде вказувати, яка частина потужності освітлення в середньому працює.

Теплонадходження від сонячної радіації розраховуються за Посібником 2.91 до СНиП 2.04.05-91 «Розрахунок надходження теплоти сонячної радіації в приміщенні». Для перехідного періоду приймається таке ж значення, як і для теплого. Якщо приміщення знаходиться на останньому або єдиному поверсі, крім надходжень через вікна, необхідно враховувати надходження через покриття або горищне покриття в розмірі 5 – 7 Вт/м².

$$L = \frac{3,6Q}{c \cdot (t_{yx} - t_{np})}$$

Всі отримані теплонадходження підсумовуються і на їх основі визначається повітрообмін:

де **L** - повітрообмін на розбавлення теплонадлишків в обідньому залі, м³/год;

Q - сумарні теплонадходження в обідньому залі, Вт;

z - теплоємність повітря, рівна 1,2 кДж/м³•С;

t_{yx} - температура повітря, що видаляється з обіднього залу, З;

t_{np} - температура повітря, що подається в обідній зал, С.

Далі отриманий повітрообмін порівнюють з мінімально необхідним воздухообменом на одного відвідувача і на розбавлення шкідливих виділень від будівельних конструкцій згідно з Додатком Х, ДБН Ст. 2.5-67.2013 «Опалення Вентиляція і Кондиціонування». За розрахунковий повітрообмін приймають, як правило мінімально необхідний, а надлишкові теплонадходження видаляють системами кондиціонування повітря.

На основі отриманих витрат повітря підбирається вентиляційне обладнання для систем припливної і витяжної вентиляції обіднього залу, проектується схема розподілу подачі та видалення повітря. З метою економії теплоносія для підігріву припливного повітря в холодний і

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

перехідний періоди в системах вентиляції обідніх залів доцільно використовувати утилізатори тепла (рекуператори).

1.9 Вентиляція виробничих приміщенні (гарячий та кондитерський цехи)

При проектуванні вентиляції в гарячому цеху має бути забезпечено розрідження, яке досягається подачею безпосередньо в цех 40 % припливного повітря, призначений для його вентиляції. Таке рішення виключає перетікання запахів під час процесу приготування страв з виробничих приміщень до залу з відвідувачами. Залишок необхідного припливного повітря подається в обідній зал. Припливне повітря рекомендується подавати в робочу зону гарячого і кондитерських цехів і у верхню зону решти приміщень.

Основне завдання вентиляції в гарячому цеху – це асиміляція теплонадходжень. Розрахунки повітрообміну в гарячому і кондитерському цехах проводиться на поглинання теплонадлишків в робочій зоні від людей, сонячної радіації (або електроосвітлення) і технологічного обладнання.

Повний тепловий потік від одного працівника приймається 210 Вт.

Розрахунок надлишків тепла від сонячної радіації і електроосвітлення проводиться аналогічно описаному методу при розрахунку обіднього залу.

Основними теплопоступленнями в гарячому цеху будуть теплонадлишки від технологічного обладнання та процесів приготування їжі або кондитерських виробів.

Теплонадходження від технологічного обладнання $Q_{об}$, Вт, обчислюють за формулою:

$$Q_{об}=1000 \cdot K_0 \cdot [\sum N_M \cdot K_3 \cdot (1-K_1) + \sum N_H \cdot K_3 \cdot (1-K_2) + \sum N_P \cdot K_3]$$

де N_M – настановна потужність модульованого технологічного устаткування (див. таблицю нижче), кВт;

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

системи вентиляції і кондиціонування повітря, що підтримує оптимальну температуру, рухливість і свіжість повітря у всіх приміщеннях закладу.

1.11 Вихідні дані до розрахунку.

Місто будівництва: Миколаїв

Кількість місць в обідньому залі: 50

Орієнтація по сторонах світу головного фасаду: П-С

Висота стель обіднього залу, м: 4,5

Висота стель гарячого цеху, м: 4,5

Тип перекриття: ч- горищне

Обкладинка скління (подвійне): М-металева

Категорія робіт: для обіднього залу: легка 1б; для гарячого цеху 2а.

Устаткування гарячого цеху:

1-Теплові стійки СРТЕСМ

2-Котел КПЗСМ-60

3-Плита ПЕСМ-4ш

4-Плита ПЕСМ-2К

5-Шафа жарова ШЖЕСМ 2

6-Фритюрниця ФЕСМ 20

7-Сковорода СЕСМ 0,2

9-Мармит МЕСМ-50

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

2.Розрахункові параметри зовнішнього і внутрішнього повітря

У їдальнях до приміщень, повітрообмін в яких не нормується, відносяться гарячий цех і обідній зал. Необхідний повітрообмін для асиміляції надлишкової теплоти і вологи в зазначених приміщеннях змінюється в залежності від сезонної зміни параметрів зовнішнього повітря. У зв'язку з цим, повітрообмін повинен визначатися для трьох періодів року: теплого, перехідного і холодного. У даній роботі виконуються розрахунки для теплого (ТП) і холодного (ХП) періодів року.

Повітрообмін в гарячому цеху і обідньому залі розраховуються по надлишку тепла, вологи і вуглекислого газу. За розрахунковий при проектуванні систем вентиляції приймається велика з отриманих величин.

Таблиця 2.1 Розрахункові параметри зовнішнього повітря для м Миколаїв

Період року	Параметр	$t_n, ^\circ\text{C}$	$I_n, \text{кДж/кг}$	$d_n, \text{г/кг}$	$\varphi_n, \%$
Теплий (ТП)	А	33,2	58,2	9,8	31
Холодний (ХП)	Б	-18	-16,4	0,9	80

Параметри внутрішнього повітря слід приймати в залежності від призначення приміщення і розрахункового періоду року за даними нормативних матеріалів на проектування.

Температуру повітря в приміщеннях слід приймати з таких міркувань. Для теплого періоду року на $4 ^\circ\text{C}$ вище температури зовнішнього (припливного), що забезпечить асиміляцію надлишків теплоти; для холодного періоду - економічно доцільну, що зумовлюють оптимальні витрати на підігрів припливного повітря. В обох випадках прийняті температури повинні відповідати межах допустимих.

У будівлях підприємств громадського харчування передбачається система опалення, що підтримує температуру повітря $15 \dots 16 ^\circ\text{C}$ в нічний час доби, коли відсутні тепловиділення, характерні для режиму експлуатації

3. Розрахунок тепловтрат приміщень.

Втрати теплоти приміщенням громадського будівлі складаються з наступних складових: тепловтрат через зовнішні огороження, на нагрів інфільтраційного повітря, на нагрів повітря, що надходить через зовнішні двері за відсутності повітряних завіс і ін.

Втрати теплоти через зовнішні огороження в режимі опалення можна наближено визначити за формулою:

$$Q_{ог} = a \cdot q \cdot V_{н} \cdot (t_{от} - t_{н.от}), \quad (3.1)$$

де a — коефіцієнт обліку району будівництва будівлі, визначається за формулою

$$a = 0,54 + \frac{22}{(t_{от} - t_{н.от})}, \quad (3.2)$$

q — питома теплова характеристика будівлі, Вт/(м³·К), визначається за додатком. в залежності від призначення будівлі; $V_{н}$ - обсяг приміщення по зовнішньому обміру, м³; $t_{от}$, $t_{н.от}$ - температури повітря для розрахунку опалення відповідно внутрішня і зовнішня, °С.

$$a = 0,54 + \frac{22}{(15 - (-15))} = 1,27 \quad (3.3)$$

Для обіднього залу:

$$V_{н} = 3,5 \cdot 170,4 = 681,6 \text{ м}^3$$

$$Q_{ог} = 1,27 \cdot 0,41 \cdot 681,6 \cdot 30 = 10647,21 \text{ Вт}$$

Для гарячого цеху:

$$V_{н} = 3,5 \cdot 52,4 = 183,4 \text{ м}^3$$

$$Q_{ог} = 0,96 \cdot 0,41 \cdot 209 \cdot 51 = 4207,43 \text{ Вт}$$

Величини тепловтрат певні вище, будуть мати місце в тому випадку, якщо розглядати приміщення як будівля, яке контактує усіма огорожами з навколишнім середовищем. З урахуванням архітектурно-планувальних

рішень розглянутого об'єкта будівництва фактична величина тепловтрат складе

$$Q_{ог.от} = (F_n / F) Q_{ог}, \quad (3.4)$$

де F – сумарна площа огорож приміщення (стін, підлоги, перекриттів, віконних прорізів ,...); F_n – площа огорож приміщення, що контактують з навколишнім середовищем.

Для обіднього залу:

$$Q_{ог.от} = \frac{397,6}{538,5} \cdot 10647 = 10113,46 \text{ Вт}$$

Для гарячого цеху:

$$Q_{ог.от} = \frac{96}{194} \cdot 3329,6 = 2033,83 \text{ Вт}$$

Додаткові тепловтрати на підігрів інфільтраційного повітря $Q_{инф}$ в даному проекті допускається орієнтовно враховувати в розмірі 20 ... 30% основних тепловтрат. Тоді загальні тепловтрати в режимі опалення складуть, Вт

$$Q_{пом.от} = Q_{ог.от} + Q_{инф}. \quad (3.5)$$

Для обіднього залу:

$$Q_{инф} = \frac{7507,4 \cdot 25}{100} = 4104,6 \text{ Вт}$$

$$Q_{пом.от.} = 10113,46 + 3033 = 13146,9 \text{ Вт}$$

Для гарячого цеху:

$$Q_{инф} = \frac{1647,6 \cdot 25}{100} = 610 \text{ Вт}$$

$$Q_{пом.от.} = 2643,85 \text{ Вт}$$

Слід зазначити, що під час роботи вентиляції в деяких приміщеннях за рахунок перевищення припливу над витяжкою створюють надлишковий тиск, що перешкоджає надходженню інфільтраційного повітря. У цьому випадку втрати теплоти на підігрів інфільтраційного повітря виключаються.

Тепловтрати в режимі вентиляції визначаються за формулою

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

4. Розрахунок тепловиділень в приміщення.

4.1. Тепловиділення від людей.

Тепловиділення людини складаються з віддачі явної та прихованої теплоти і залежать в основному від ступеня важкості виконуваної ним роботи, а також температури навколишнього повітря. У всіх випадках явні тепловиділення збільшують як температуру повітря, так і його ентальпію. Приховані тепlopоступлення, обумовлені випаровуванням вологи, підвищують тільки ентальпію повітря, температура його залишається незмінною.

Кількість теплоти (сума явної та прихованої) визначається за такими формулами, Вт:

повне

$$Q_{\text{л.п}} = \sum_{i=1}^n q_{\text{пi}} \cdot n_i; \quad (4.1)$$

явне

$$Q_{\text{л.я}} = \sum_{i=1}^n q_{\text{яi}} \cdot n_i, \quad (4.2)$$

де $q_{\text{яi}}$, $q_{\text{пi}}$ – тепловиділення однією людиною відповідно повне і явне; n_i – число людей в приміщенні з однаковою інтенсивністю фізичного навантаження.

Для підприємств громадського харчування інтенсивність навантаження відвідувачів приймають рівною легкій роботі, а обслуговуючого персоналу - роботі середньої важкості. Середні тепловиділення однією людиною нехтуючи відмінностями за періодами року складуть, Вт: обідня зала – $q_{\text{яi}} = 85$, $q_{\text{пi}} = 140$; гарячий цех – $q_{\text{яi}} = 95$, $q_{\text{пi}} = 190$.

Для обіднього залу:

Повне:

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5. Складання теплового балансу

Різниця сумарних теплонадходжень $\sum Q_{\text{пост}}$ і втрати теплоти $Q_{\text{пот.в}}$ визначає теплонадлишки $\Delta Q_{\text{изб}}$ або теплонедоліки $\Delta Q_{\text{нед}}$ приміщення, які повинні бути відповідно асимільовані або компенсовані вентиляційним повітрям. Результати розрахунку сведени в таблицю.

Таблиця 5.1 Тепловий баланс приміщень

Приміщення	Об'єм, м ³	Період року	Теплонадходження $\sum Q_{\text{пост}}$, Вт		Тепловтрати $Q_{\text{пот.в}}$, Вт	теплонадлишки $\Delta Q_{\text{изб}}$, Вт		Теплонапруженість, Вт/м ³
			Явні	Повні		Явні	Повні	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Обідня зала	766,8	ТП	14180	20479	-	14180	20479	18
		ХП	20714	27013	15338	5376	11675	7
Гарячий цех	235,8	ТП	5349	7934	-	5349	7934	22,7
		ХП	5145	7730	3085	2060	4645	8,8

6. Розрахунок вологонадходження в приміщення.

6.1. Вологовиділення від людей.

Кількість вологи, що виділяється людьми, залежить від інтенсивності роботи, температури навколишнього повітря і визначається за формулою, кг/год

$$W_n = 10^{-3} \sum W_i \cdot n_i, \quad (6.1)$$

де W_i – вологовиділення однією людиною, г/год; n_i – число людей в приміщенні з однаковою інтенсивністю фізичного навантаження.

Середні вологовиділення однією людиною за періодами року (при оптимальному значенні нормованої температури повітря в приміщенні) складуть: обідня зала – 90 г/год (ХП) та 110 г/год (ТП), гарячий цех – 150 г/год (ХП) и 185 г/год (ТП).

Для обіднього залу:

$$\text{ТП: } W_n = 10^{-3} \cdot (90 \cdot 80) = 7,2 \text{ кг/год}$$

$$\text{ХП: } W_n = 10^{-3} \cdot (110 \cdot 80) = 8,8 \text{ кг/год}$$

Для гарячого цеху:

$$\text{ТП: } W_n = 10^{-3} \cdot (150 \cdot 6) = 1,05 \text{ кг/год}$$

$$\text{ХП: } W_n = 10^{-3} \cdot (185 \cdot 6) = 1,3 \text{ кг/год}$$

6.2. Вологонадходження від остигає їжі

Вологонадходження в обідній зал підприємства громадського харчування від остигає їжі визначаються за формулою, кг/год

$$W_n = k \frac{3,6 \cdot Q_{\text{сп}}}{2500 + 1,8 \cdot t_{\text{ср.п}}}, \quad (6.2)$$

де k – коефіцієнт, що враховує наявність жирової плівки, що утрудняє випаровування вологи, а також нерівномірність споживання їжі, приймається рівним 0,34; $Q_{\text{сп}}$ – повне тепловиділення від остигає їжі, Вт; $t_{\text{ср.п}}$ – середня температура їжі, °С, розраховується за формулою $t_{\text{ср.п}} = 0,5(t_{\text{нп}} + t_{\text{кп}})$. При розрахунку середньої температури початкову температуру $t_{\text{нп}}$ приймають рівною 70°С, кінцеву $t_{\text{кп}}$ – 40°С.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

7. Розрахунок газових надходжень до приміщення.

У приміщеннях громадських будівель визначальною газової шкідливістю є вуглекислий газ, що виділяється людьми.

Кількість виділеного вуглекислого газу залежить тільки від інтенсивності роботи і визначається за формулою, л/год

$$M_{\text{CO}_2} = \sum m_i n_i, \quad (7.1)$$

де m_i – кількість вуглекислого газу, що виділяється однією людиною, л/год;
 n_i – число людей в приміщенні з однаковою інтенсивністю фізичного навантаження.

Величина m_i для обіднього залу становить 25 л/год, для гарячого цеху – 35 л/год.

Для обіднього залу:

$$M_{\text{CO}_2} = 25 \cdot 80 = 2000 \text{ л/год.}$$

Для гарячого цеху:

$$M_{\text{CO}_2} = 35 \cdot 7 = 245 \text{ л/год.}$$

7.1. Розрахунок шкідливих виділень в приміщеннях

Для розрахунку повітрообміну в приміщеннях по виділеним вредностям, остаточні результати розрахунків зводимо в таблицю.

Таблиця 7.1 Шкідливості що виділяються в приміщеннях

Приміщення	Період года	Теплонадлишки, Вт		Вологовиділення, кг/год	CO ₂ , л/год	Теплонапруженість, Вт/м ³
		явні	повні			
Обідня зала	ТП	14180	20479	10,2	2000	18
	ХП	5376	11675	11,8	2000	7
Гарячий цех	ТП	5349	7934	2,77	245	22,7
	ХП	2060	4645	3,02	245	8,8

8. Параметри повітря у вентиляційному процесі

У теплий період року температура припливного повітря $t_{пр}$, °С, збігається з температурою зовнішнього повітря (параметри категорії А). Підігрівання припливного повітря в повітроводах і вентиляторі в установках без охолодження повітря в теплий період не враховується.

У холодний період року температура припливного повітря може бути визначена за формулою, °С

$$t_{пр} = t_{в} - \Delta t, \quad (8.1)$$

де $t_{в}$ — температура повітря в обслуговуваній зоні, °С; Δt — температурний перепад, °С, приймається для громадських будівель відповідно до: при висоті приміщень до 3 м $\Delta t = 2...3$ °С, при висоті більше 3 м $\Delta t = 4...6$ °С.

Температура повітря, що видаляється з верхньої зони приміщення, зазвичай вище температури в обслуговуваній зоні $t_{в}$ і залежить від багатьох факторів, основними з яких є: взаємне розташування припливних і витяжних отворів, напрямок, швидкість і температура припливного повітря, висота приміщення, теплонапряженність і ін.

Температура повітря, що видаляється з верхньої зони приміщень при наявності надлишків тепла може бути визначена за формулою, °С:

$$t_{y} = t + (H - 1,5) \text{grad } t, \quad (8.2)$$

де $H_{пом}$ — висота приміщення в «чистоті», м; $\text{grad } t$ — градієнт температури по висоті приміщення, що залежить від теплонапряженности обсягу приміщення, °С/м.

Параметри повітря у вентиляційному процесі визначаємо користуючись $I-d$ діаграмою. Процеси зміни параметрів повітря для холодного і теплого періодів року представлені на рис.3. Точки Н, П, В, У відповідають параметрам зовнішнього, припливного, внутрішнього і видаляється відповідно. Для теплого періоду параметри припливного і зовнішнього

повітря збігаються ($H = \Pi$). Для холодного потрібно нагрів зовнішнього (H) повітря до параметрів припливного (Π). Процес нагріву і зволоження припливного повітря до параметрів, що минає описується променем П-У. Точка В характеризує параметри внутрішнього повітря.

Кутовий коефіцієнт процесу, кДж/кг

$$\varepsilon = Q_{\text{изб.п}} / W, \quad (8.3)$$

де $Q_{\text{изб.п}}$ – повні теплонадлишки в приміщенні, кДж/ч; W – сумарні вологовиділення кг/ч.

Для обіднього залу:

$$\text{ТП: } t_{\text{пр.}} = t_{\text{н}} = 33,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_y = 32 + (4,5 - 1,5) \cdot 1,2 = 35,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{73724}{10,2} = 7228 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{ХП: } t_{\text{пр.}} = 20 - 4 = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_y = 20 + (4,5 - 1,5) \cdot 0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{42030}{8,11,87} = 3562 \text{ кДж/кг}$$

Для гарячого цеху

$$\text{ТП: } t_{\text{пр.}} = t_{\text{н}} = 33,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_y = 30 + (4,5 - 1,5) \cdot 1,2 = 33,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{28562}{2,77} = 10311 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{ХП: } t_{\text{пр.}} = 20 - 4 = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_y = 20 + (4,5 - 1,5) \cdot 0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{16722}{3,02} = 5537 \text{ кДж/кг}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

9. Вентиляційний баланс будівлі

Повітрообмін, розраховані для всіх приміщень будівлі (за нормативною кратності і по шкідливим виділенням), заносять в табл. 8 і підсумовують окремо по притоку і витяжці. Різниця між ними – дисбаланс по притоку або витяжці подається (видаляється) в загальне приміщення (коридор).

Якщо сумарна витяжка перевищує приплив, то дисбаланс по притоку компенсується зовнішнім повітрям, що поступає в будівлю неорганізовано (через нещільність у віконних і дверних отворах), що неприпустимо в холодний період часу року. В даному випадку продуктивність припливної системи вентиляції необхідно збільшити на величину відповідну дисбалансу з подачею в коридор будівлі.

Дисбаланс по витяжці (витрата припливного повітря більше видаляється) припустимо, так як в даному випадку має місце витікання припливного повітря через нещільності з будівлі в атмосферу, що перешкоджає процесу інфільтрації.

Таблиця 9.1 Розрахункові повітрообміни

приміщення	Об`єм, м ³	Кратність повітрообміну <i>K_p</i> ,		Витрата повітря, м ³ /ч	
		приток	витяжка	приток	витяжка
1	2	3	4	5	6
Вестибюль	219,5	2	-	439	-
Зал чайхани	210	2	3	420	630
Зала ресторану	852	По розрахунку		7022,8	6739,84
Буфет	150	3	3	450	450
Холодний цех	66	3	4	198	264
Кладова Алкоголю	56	1	1	56	56

М'ясний цех	71,5	3	4	214,5	286
Овочевий цех	77,5	3	4	232,5	310
Гарячий цех	235,8	По розрахунку		4229,15	2612,11
Мийна посуду	141	4	6	564	846
Коридор	323,5	По дисбалансу		-	
Загрузочна	90	3	-	270	-
Охолоджувальна камера	114	3	4	342	456
Кладова овочей	34	-	2	0	68
Кладова сухих продуктів	59	-	2	0	118
Кладова посуду	41,5	-	2	0	83
Мийна кухонного посуду	63,5	4	6	254	381
Білизняна	30	2	2	60	60
Кабінет адміністрації	42,5	1	1	42,5	42,5
Приміщення персоналу	28,5	1	1	28,5	28,5
Гардероб для персоналу	102	-	1	-	102
Душева	19,5	-	25/50 м ³	-	50
Убиральні	35,5	-	25/50 м ³	-	100
Кладові інвентаря	34	-	-	-	-
Тепловий пункт	129,5	-	1	-	129,5
Електрощитова	31	-	1	-	31
<i>Всього</i>				14822,95	13843,34

Значить, величину витрати повітря, що дорівнює 979,61 м³/ч слід видаляти з коридору.

10 Розрахунок системи повітрярозподілу

Система кондиціонування повітря з однієї рециркуляцією застосовують, як правило, подачу рециркуляційного повітря перед повітрянагрівачем.

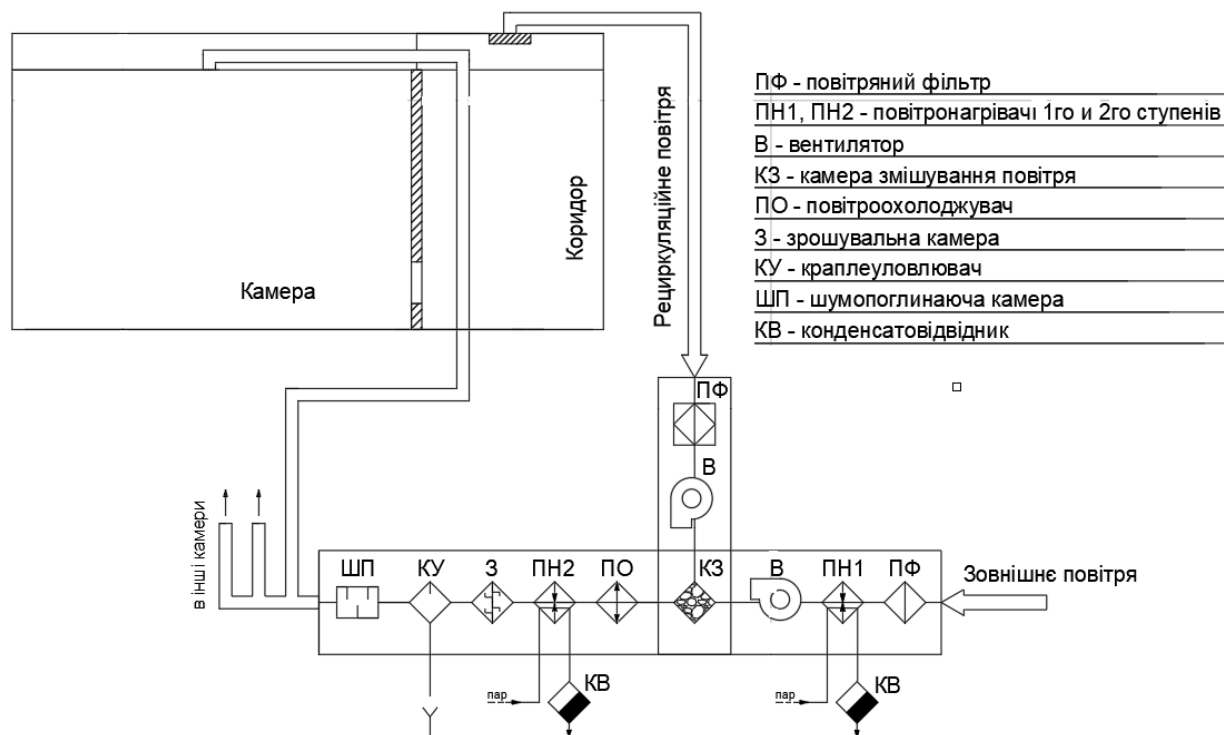


Рис. 10.1 – СКП з однією рециркуляцією

До всмоктуючого патрубку електровентилятора В (рис. 10.1) підходить зовнішнє повітря, засмоктуване через забірний пристрій, а також рециркуляційне повітря, що забирається з коридорів. Для очищення повітря від пилу передбачені фільтри з металевої або капронової сітки, змащені довго не висихаючим мінеральним маслом. Оброблений в поверхневих теплообмінних апаратах повітря подається до розподільників повітря РП і змішується з повітрям приміщення. Надлишки повітря через дверні жалюзійні решітки випускаються в коридор.

В теплий період року з метою економії холоду зовнішнє повітря змішується з холодним внутрішнім повітрям. Суміш очищується в фільтрі, охолоджується і осушується в камері зрошення, а потім, при необхідності нагрівається в повітронагрівачі. Потім оброблене повітря подається в обслуговуване приміщення.

У холодний період, з метою економії теплоти, суміш теплого повітря приміщення та холодного зовнішнього очищається у фільтрі і нагрівається в повітронагрівачі, обробляється в камері зрошення і поступає в приміщення.

Витрата загального повітря розраховується за формулою:

$$L_{\text{заг}} = \frac{\Sigma Q \cdot}{C_p \cdot \omega} \quad (10.1)$$

де, ΣQ - загальна сума всіх теплоприпливів

ω - швидкість руху повітря в камері

$$L_{\text{заг}} = \frac{64,75}{1,0127 \cdot 1} = 67,41 \text{ кг / сек}$$

Витрата зовнішнього повітря розраховується за формулою:

$$L_{\text{зов}} = \frac{L_{\text{вент}} \cdot \rho_{\text{в}}}{3600} \quad (10.2)$$

де, w - щільність повітря, кг/м^3

$$L_{\text{зов}} = \frac{3465,5 \cdot 1,122}{3600} = 1,08 \text{ кг / сек}$$

Витрата рециркулюючого повітря розраховується за формулою:

$$L_{\text{рец}} = L_{\text{заг}} - L_{\text{зов}} \quad (10.3)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

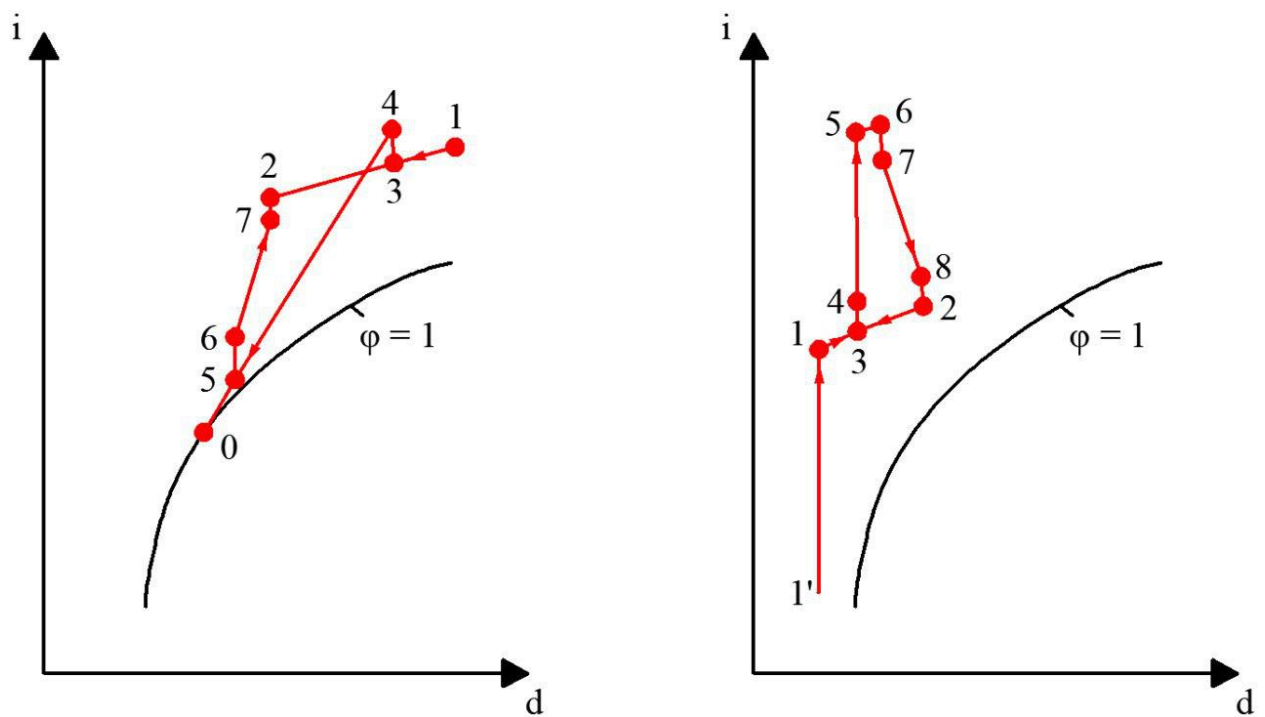


Рис. 10.2. Процеси обробки повітря в літньому а) і зимовому б) режимах роботи одноканальної центральної рециркуляційної системи кондиціонування повітря.

Літній режим роботи (рис. 10.2, а).

Вихідні стану зовнішнього і рециркуляційного повітря на d, i -діаграмі визначаються відповідно точками 1 і 2. Пройшовши через фільтри ПФ зовнішній і рециркуляційне повітря змішується в камері змішання центрального кондиціонера (процеси 1-3 і 2-3). Як було відзначено, точка 3, що характеризує стан суміші, ділить пряму 1-2 на відрізки, назад пропорційний частинам зовнішнього і рециркуляційного повітря.

Після змішування, повітря стискаючись в вентиляторі з підвищенням температури на 2 - 3°C (процес 3-4), подається в повітроохолоджувач ПО.

Температура поверхні повітроохолоджувача нижче точки роси оброблюваного повітря. Тоді процес охолодження і осушення повітря (4-5) буде направлений в точку 0 на лінії насичення. В результаті з повітря випадає волога в кількості $d_4 - d_5$ з кожного 1 кг повітря у вигляді конденсату, а відносна вологість збільшується. Відносна вологість повітря ϕ на виході з

кондиціонера (точка 5) не досягне 100%, тому що не всі частинки повітря входять в зіткнення з холодною поверхнею повітроохолоджувача і визначається температурою поверхні охолодження повітроохолоджувача, числом рядів труб по ходу повітря і його швидкістю .

Охолодження повітроохолоджувача забезпечується роботою холодильної установки, до складу якої входять компресор КМ, конденсатор КД, випарник - повітроохолоджувач ПО і ТРВ.

Краплі вологи, що випали з повітря в процесі охолодження, щоб уникнути винесення їх в повітропроводи, відділяють в краплеуловлювачі КУ (їх називають також Елімінаторами). Для відводу цієї вологи передбачений піддон з дренажною трубкою.

Охоложене і осушене повітря через шумопоглинаючу камеру ШП і розвідну магістраль, де воно декілька підігрівається (5-6), підходить до випускних розподільників повітря і подається в приміщення, змішуючись з повітрям приміщення, асимілюючи (поглинаючи) теплоту і вологу (6-7).

Напрямок процесу тепловологоасиміляції залежить від співвідношення надлишків теплоти і вологи і лежить в межах значень ϵ (4000-40000 кДж/кг).

З кондиціонованих приміщеннях через дверні жалюзійні решітки повітря надходить в коридор, де кілька підігрівається (7-2) при $d = \text{const}$ і потім повертається на рециркуляцію.

У результаті роботи СКП в приміщенні підтримується температура $t=+3^{\circ}\text{C}$ та відносна вологість $\phi=95\%$. При правильному налаштуванні і функціонуванні СКП ці параметри лежать в межах, встановлених санітарними правилами, що і складає основну задачу системи кондиціонування повітря в літньому режимі.

У зимовому режимі (рис.4.2, б), щоб запобігти утворенню води або льоду при змішуванні холодного зовнішнього і теплої рециркуляційного повітря, холодне повітря попередньо підігрівається в повітронагрівачі ПН1 (процес 1'-1 при $d = \text{const}$). Підігріте повітря, змішуючись з рециркуляційним

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

(процеси 1-3 і 2-3), нагнітається вентилятором (підвищення температури при стисненні в вентиляторі 3-4) в повітронагрівач ПН2, де остаточно нагрівається до заданої температури (4 - 5). Дещо нижчим температурам відповідає більш висока температура припливного повітря на виході з кондиціонера. В результаті ϕ зменшується до найнижчого значення. Необхідна підвищення вологості досягається підмішуванням до нього вологого насиченого пара, що подається через зволожувальну трубку У. (процес 5 -6 протікає практично при $t = \text{const}$).

Нагріте і зволожене повітря в напірному трубопроводі повітря кілька охолоджується (6-7), підходить до розподільників повітря і, змішуючись з повітрям приміщення, охолоджується і зволожується вологою (процес тепловлагоасиміляції 7-8 протікає при ϵ , що дорівнює 1200-40000 кДж / кг). В результаті повітря приміщення має характеристики, відповідні Санітарним правилам. Надлишки повітря, що подається виходять в коридор, де трохи охолоджуються (8 - 2).

Для повного використання теплоти пара на виході з кожного повітронагрівача встановлений конденсатовідвідник КВ. КВ влаштований таким чином, що пропускає через себе тільки конденсат. Тому пар затримується в ВН до тих пір, поки повністю не сконденсується, тобто не віддасть повітрю теплоту пароутворення (при тиску в паровій системі 0,2-0,3 МПа теплота пароутворення становить приблизно 2000 кДж / кг).

Одним з важливих якостей СКП є можливість індивідуального регулювання мікроклімату в приміщенні. У одноканальної СКП з повною обробкою повітря в центральному кондиціонері індивідуальне регулювання здійснюється тільки за рахунок зміни подачі припливного повітря клапаном або заслінкою ВР (кількісне регулювання), але при значному прикритті заслінки вентиляція приміщення погіршується.

Незважаючи на зазначений недолік, нижча в порівнянні з іншими типами СКП вартість, простота трасування повітропроводів, менші маса і габарити зумовили досить широке поширення подібних систем.

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

10.1 Розрахунок камери зрошення

Питома ентальпія насиченого повітря $i_{нас}$, кДж/кг, при температурі води:

$$t_g^H = 1^{\circ}\text{C}$$

При $0^{\circ}\text{C} < t_g < 10^{\circ}\text{C}$

$$i_{нас} = 9,42 + 1,97 \cdot t_g^H \quad (10.6)$$

$$i_{нас} = 9,42 + 1,97 \cdot 1 = 11,39 \text{ кДж/кг}$$

Розраховуємо параметр α , який характеризує конструктивні і гідродинамічні особливості камери за формулою:

$$\alpha = \frac{i_n - i_k}{(i_n - i_{нас})(1 - 0,000716 \cdot (i_n - i_{нас}) + 0,00351)(54 - i_{нас})} \quad (10.7)$$

$$\alpha = \frac{24,2 - 11,2}{(24,2 - 11,39)(1 - 0,000716 \cdot (24,2 - 11,39) + 0,00351 \cdot (54 - 11,39))} = 0,75$$

Знаходимо коефіцієнт зрошення за формулою:

$$\mu = 0,294 \cdot \exp(2,99 \cdot \alpha) \quad (10.8)$$

$$\mu = 0,294 \cdot \exp(2,99 \cdot 0,75) = 2,76$$

Визначаємо ефективність процесу обробки повітря в камері зрошення:

$$E = 1 - \exp(-1,19 \cdot \mu^2) \quad (10.9)$$

$$E = 1 - \exp(-1,19 \cdot 2,76^2) = 0,99$$

Знаходимо початкову температуру води, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_g^{\delta} = t_g - \frac{(t_g - t_k) + 0,33 \left(\frac{E}{\alpha} - 1 \right) \cdot (i_n - i_k)}{E} \quad (10.10)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

11 Тепловий розрахунок холодильної системи

Температура кипіння для хладонових холодильних машин

$$t_o = t_s - (4 \div 6) \quad (11.1)$$

$$t_o = 1,88 - 5 = -3,12^{\circ}C \approx -3^{\circ}C$$

Середня температура розсолу

$$t_s = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} \quad (11.2)$$

$$t_s = \frac{2,77 + 1}{2} = 1,88^{\circ}C \approx 2^{\circ}C$$

Температура конденсації

$$t_k = t_n + (10 \div 14) \quad (11.3)$$

$$t_k = 32 + 13 = 45^{\circ}C$$

Температура всмоктування для хладонових ХМ

$$t_{вс} = t_o + (15 \div 20) \quad (11.4)$$

$$t_{вс} = -3 + 20 = 17^{\circ}C$$

11.1 Визначення навантаження на компресор і камерне устаткування

Холодопродуктивність компресорів розраховуємо за формулою

$$Q_0 = \frac{k \cdot (Q_3 + Q_{\Gamma})}{b} \quad (11.5)$$

де k - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах, апаратах холодильної установки.

При розсільному охолодженні $k=1,12$

Q_x - сумарне навантаження на КМ від охолоджуваної води, кВт

$Q_{\text{техн}}$ - сумарні витрати холоду на технологічні потреби, кВт

b - Коефіцієнт робочого часу.

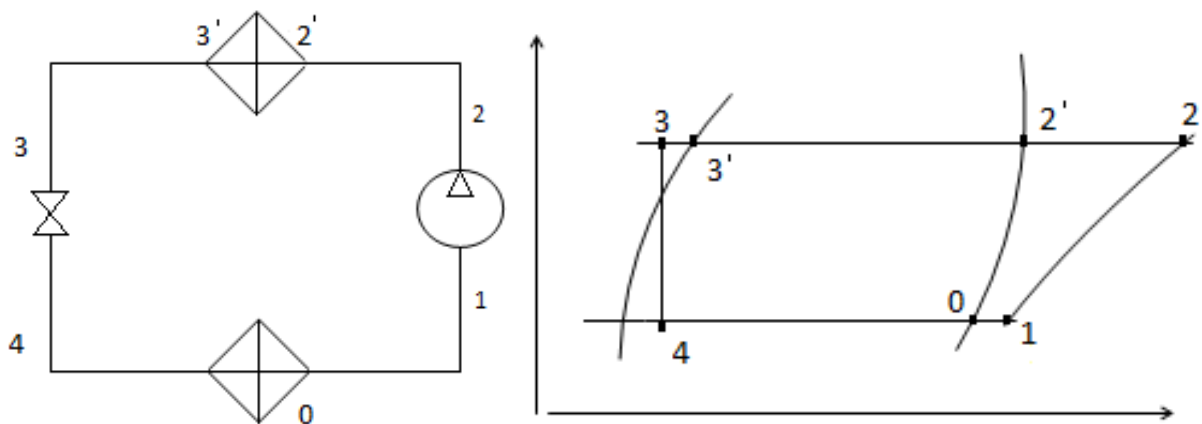
					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

$$Q_0 = \frac{1,12 \cdot 159,8}{0,9} = 198,2 \text{ кВт}$$

11.2 Побудова циклів холодильної машини зняття параметрів вузлових точок

Зображення:

- 1) схеми холодильної машини;
- 2) цикл хладонової холодильної машини в $\lg P-h$ - діаграмі.



Таблиця 11.2 – Параметри вузлових точок

Номер точки	Параметри			
	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	V, м³/кг
0	-3	0,4292	569,8	-----
1	17	0,4292	605,58	0,1168
2	65,8	1,43	667,93	0,0367
3	37	1,43	296,52	-----
4	-3	0,4292	296,52	-----

11.3 Тепловий розрахунок і добір компресора

Питома масова холодопродуктивність холодоного агента:

$$q_0 = i_0 - i_4 \quad (11.5)$$

Масова витрата пару

$$M_d = Q_o / q_o \quad (11.6)$$

де Q_o - навантаження на компресор з обліком витрат, кВт

Дійсна об'ємна подача, м³/с

$$V_d = m_d \cdot v_1 \quad (11.7)$$

де v_1 - питомий обсяг усмоктуваного пару, м³/кг

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_{wi} \quad (11.8)$$

$$\lambda_i = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (11.9)$$

$$\lambda_{wi} = T_o / T_k \quad (11.10)$$

Теоретична об'ємна подача, м³/с

$$V_T = V_d / \lambda \quad (11.11)$$

Адіабатна потужність, кВт

$$N_a = m_d (i_2 - i_1) \quad (11.12)$$

Індикаторна потужність, кВт

$$N_i = N_a / \eta_i \quad (11.13)$$

Ефективна потужність, кВт

$$N_e = N_i / \eta_m \quad (11.14)$$

Потужність на валу двигуна, кВт

$$N_{дв} = N_e / \eta_{п} \quad (11.15)$$

Тепловий потік в конденсаторі, кВт

Parameters at rating point B			
Declared refrigeration capacity	P_B	218,90	kW
Declared power input	D_B	63,64	kW
Declared energy efficiency ratio	$EER_{DC,B}$	3,44	—

Parameters at rating point C			
Declared refrigeration capacity	P_C	203,40	kW
Declared power input	D_C	42,23	kW
Declared energy efficiency ratio	$EER_{DC,C}$	4,82	—

Parameters at rating point D			
Declared refrigeration capacity	P_D	177,10	kW
Declared power input	D_D	24,86	kW
Declared energy efficiency ratio	$EER_{DC,D}$	7,12	—

Other items			
Capacity control	Variable		
Degradation coefficient for chillers	C_{dc}	0,9	—
GWP of the refrigerant	R290	3	kg CO ₂ eq (100 years)
Standard rating conditions used	High Temperature - +2 °C ≤ LWT ≤ +12 °C		

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7

Лист

65

12 Розрахунок повітряного конденсатора

Сумарне тепло конденсації, яке необхідно відвести, складе:

$$Q_k = Q_0 + N_i = 243.4 \text{ кВт}$$

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження: $Q_k = 243.4 \text{ кВт}$

Розрахункова температура зовнішнього повітря: $t_n = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\phi_n = 0.6$

Зовнішній діаметр труби: $d = 0.022 \text{ м}$

Внутрішній діаметр труби: $d_{\text{вн}} = 0.02 \text{ м}$

Товщина ребра: $\delta = 0.0008 \text{ м}$

Крок ребер: $u = 0.008 \text{ м}$

Ширина ребра: $V = 0.044 \text{ м}$

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній

Крок труб по ходу/проти ходу повітря: $S_1/S_2 = 0.044/0.088 \text{ м}$

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R290

Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t = 5 \text{ К}$, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_n + \Delta t = 32 + 5 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату: $n_{pz} = F_{ж}/f_{ж} = 4/0.1465 \cdot 10^{-3} = 27303$

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\phi} = u \cdot n_{pz} = 0.008 \cdot 27303 = 218.4 \text{ м}$$

$$\text{Площа фронтального перетину апарату: } S_{\phi} = S_1 \cdot \sum L_{\phi} = 0.044 \cdot 218.4 = 9.6 \text{ м}^2$$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо 3 вентилятори марки ВО-12-303-10 при орієнтовному натиску $H = 130 \text{ Па}$.

Діаметр вентиляторів $D_v = 1 \text{ м}$, кількість $z = 3$

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = (S_{\phi}/z)^{0.5} = (9.6/3)^{0.5} = 1.78 \text{ м}$;

- довжина $L_k = B_k \cdot z = 1.78 \cdot 3 = 5.34 \text{ м}$.

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = B_k / S_1 = 1.78 / 0.044 = 40$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = N_{\phi} \cdot S_1 = 40 \cdot 0.044 = 1.76 \text{ м}$;

- довжина $L_k = B_k \cdot z = 1.76 \cdot 4 = 7.12 \text{ м}$.

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \sum L / \sum L_{\phi} = 1835 / 218.4 = 9$$

$$\text{Висота секції: } H_k = S_2 \cdot N = 0.088 \cdot 9 = 0.792 \text{ м}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

13 Тепловий розрахунок і добір випарників

Площа поверхні випарника, м²

$$F = \frac{Q_0}{k \theta_m} \quad (13.1)$$

де Q_0 - сумарний тепловий потік у КД від усіх груп компресорів, кВт

k - коефіцієнт теплопередачі випарника, Вт/м² К

θ_m - середня логарифмічна різниця температур °С

$$F = \frac{198,8 \cdot 10^3}{600 \cdot 4,9} = 67,6 \text{ м}^2$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{t_{s2} - t_{s1}}{2,3 \lg \frac{t_0 - t_{s1}}{t_0 - t_{s2}}} \quad (13.2)$$

$$\theta_m = \frac{2,77 - 1}{2,3 \lg \frac{2,77 + 3,12}{1 + 3,12}} = 4,9^\circ \text{C}$$

Підбираю випарник марки DXS200

Таблиця 13.1 - Характеристики випарника

Марка	DXS200
Площа внутрішньої теплопередаючої поверхні, м ²	75
Агентоемкість, л	23,7
Внутрішній діаметр кожуха та товщина його стінки	600x8
Габаритні розміри, мм	
Довжина	5580
Ширина	1075
Висота	1590
Кількість труб	216

14 Розрахунок та вибір допоміжного устаткування

14.1 Лінійний ресивер

До схеми хладонової холодильної машини лінійний ресивер підбираємо за формулою:

$$V_{л.р} = 1,45 \cdot V_{вин} \quad (14.1)$$

$$V_{л.р} = 1,45 \cdot 23,7 = 34,3 \text{ л}$$

Підбираю 1 лінійний ресивер марки ВС-LR-40

Характеристику ресиверу зводимо до табл.

Таблиця 8.1 - Характеристика ресивера

Марка	ВС-LR-40
Розміри, мм	
Висота, мм	939
Діаметр, мм	240
Діаметри патрубків	
D ₁	30
D ₂	25
D _y	Труб 1/2''
Місткість, л	40

14.2 Розрахунок та добір РТО

Площа теплообмінної поверхні, м²

$$F_{то} = \frac{Q_{то}}{k\theta} \quad (14.2)$$

де $Q_{то}$ - тепловий потік у РТО, кВт

k - коефіцієнт теплопередачі РТО, Вт/м² К

15. Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру

Гідромодуль може бути розташований на одній рамі разом з чиллером або перебувати окремо і з'єднуватися з чиллером трубопроводами. Взаємне розташування чилера і гідромодуля ніяк не регламентується. З одного боку це вибір виробника, в якій комплектації випускати чиллер. З іншого боку - це побажання замовника, який хоче придбати сумісну або роздільну комплектацію чиллера і гідромодуля.

Комплектація гідромодуля може бути різною, але однозначно можна сказати, що чим вона повніша, тим надійніше буде робота всієї системи чиллер-фанкойл. Правильний розрахунок всіх елементів гідромодуля також позначається на роботі всієї системи.

Гідромодуль (насосна станція) складається з насосів і баків і забезпечує надходження теплоносія з чилера на обладнання і назад. Зазвичай теплоносієм для системи чилера служить вода або розчин пропіленгліколю. Оскільки теплове навантаження змінюється в залежності від часу доби або сезону, то виникають періоди часу, коли холодопроизводительность чилера істотно перевищує реальну потребу. В цьому випадку чиллер починає працювати короткими імпульсами, включаючись і виключаючись. Часті пуски компресора призводять до його швидкого зносу і помітного зменшення терміну служби. Щоб цього уникнути, в систему іноді встановлюють акумулюючий бак, обсяг якого розраховується виходячи з можливих теплових навантажень і кількості теплоносія в системі. В цьому випадку сумарний обсяг і теплоємність теплоносія збільшується, завдяки чому інтервали між включенням / виключенням компресора зростають.

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

$$Q = 218 \text{ кВт}$$

$$Q_{\min} = 80 \text{ кВт}$$

$$\Delta t = 2^{\circ}\text{C}$$

Q - холодопродуктивність чилера;

Q_{\min} - мінімальна теплове навантаження з вашого обладнання або навантаження постійна;

Δt - температурний диференціал (настройка холодильної установки).

Найбільш відповідний розмір ємності для чилера - 4.972 м^3

Модель	Витрати води, $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор, бар	Потреб. потужність, кВт	обсяг ємності, л.
ГМ-2000	54	3,2	7.5	2000

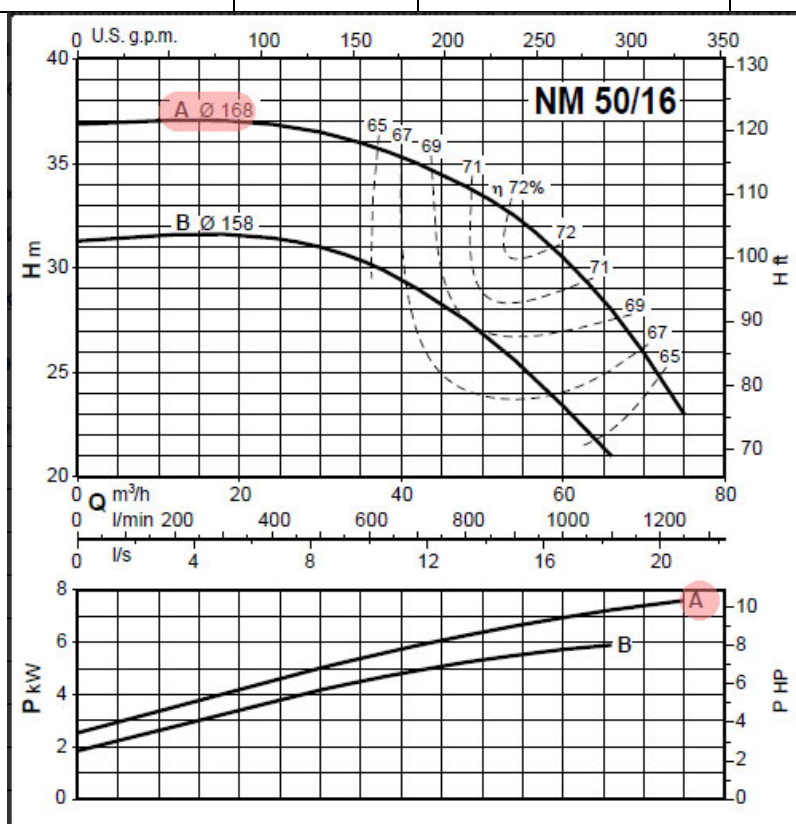


Рис. 15.1 Графіки робочих характеристик насосів ГМ-2000

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7

Лист

80

16. Охорона праці

16.1 Властивості пропану

Для практичного застосування того чи іншого холодоагенту необхідно розташовувати досить великим обсягом інформації про термодинамічних, фізико-хімічних, санітарно-гігієнічних властивостях і екологічних показниках, які повинні відповідати певним вимогам. Сьогодні на перший план виходять тісно взаємопов'язані між собою екологічні і енергетичні показники альтернативного холодоагенту.

Властивості пропану вивчені досить добре і детально висвітлені в технічної та довідкової літератури. Хімічна формула пропану C_3H_8 (R290). Відноситься до групи вуглеводневих холодоагентів УВ (НС). Потенціал руйнування озону ОРП = 0, потенціал глобального потепління ПГП = 3. Характеризується низькою вартістю і не токсичний. Чистий пропан не володіє запахом.

Відповідно до європейської класифікації EN- 378-2, як і всі інші вуглеводневі холодоагенти, пропан (R290), відноситься до нетоксичним вибухонебезпечним, з низькою межею вибуховості, холодоагентів групи А3. Ступінь чистоти пропану використовуваного в якості холодоагенту повинна бути високою, так як, від цього залежить стабільність характеристик холодоагенту, що важливо для роботи компресора і збільшення терміну служби системи.

Зріджений газ, використовуваний як паливо і для технічних цілей, з класом чистоти 95%, не підходить для заправки герметичних систем охолодження. так як в ньому вміст води, сірки та інших домішок досить висока і це негативно позначається на енергетичній ефективності та надійності холодильної системи .

Для заправки систем охолодження, повинен використовуватися пропан з класом чистоти 99,5%. Пропан з таким ступенем чистоти хімічно не активний, тому ніяких специфічних проблем його використання не виникає.

					<i>КРБ.ХУКП.1.576-03.2.7</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

При використанні даного холодоагенту не виникає проблем з вибором конструкційних матеріалів деталей компресора, конденсатора і випарника, та ж електроізоляція, ті ж уплотнюючі матеріали, труби того ж діаметра.

Що стосується процесів сервісного обслуговування то вона повинна будуватися з урахуванням властивості пропану займатися Температура нагнітання стає нижче, ніж при роботі на R22 або R502. Пропан можна відразу заправити в систему, де до цього був озоноруйнуючий холодоагент R22 при дотриманні особливих вимог, зазначених нижче. Як показали дослідження, в цьому випадку втрачається до 10% холодопродуктивності, якщо в системі раніше був R22, і 15%, якщо R502. Ряд фахівців вважають, що і цього зниження можна було б уникнути, додавши до пропану пропілен.

Пропан як холодильний агент

Як показано в таблиці 1, властивості пропану R290 відрізняються від властивостей інших холодоагентів, широко використовуваних в невеликих герметичних системах. Це в багатьох випадках веде до різниці в конструкції різних компонентів системи.

Таблиця 16.1. Порівняння властивостей пропану з іншими холодоагентами.

Хладагент	R290	R134a	R404A	R22	R600a
Наименование	Пропан	1,1,1,2-тетрафторэтан	Смесь R125 R143a R134a	Хлордифтор-метан	Изобутан
Формула	C3H8	CF3-CH2F	44/ 52/4	CHF2 Cl	(СН3) 3 СН
Критическая температура, °С	96.7	101	72.5	96.1	135
Молекулярная масса, кг/моль	44.1	102	97.6	86.5	58.1
Темп. кипения при нормальных условиях, °С	-42.1	-26.5	-45.8	-40.8	-11.6
Давление при -25 °С, бар (абс.)	2.03	1.07	2.50	2.01	0.58
Плотность жидкости при -25 °С, кг/л	0.56	1.37	1.24	1.36	0.60
Плотность пара при -25/+32 °С, кг/м³	3.6	4.4	10.0	7.0	1.3
Объемная производительность при -25/55/32 °С, кДж/м³	1164	658	1334	1244	373
Теплота парообразования при -25 °С, кДж/кг	406	216	186	223	376
Давление при +20 °С, бар (абс.)	8.4	5.7	11.0	9.1	3.0

16.2 Тиск

Різниця між R290 і R134a полягає в тиску кипіння. Тиск пропану R290 ближче до тиску R22 і R404A, наприклад, при -25 ° С тиск кипіння пропану

Список використаної літератури

1. Бойко Л. П. Теплогазопостачання і вентиляція: підручник / Л. П. Бойко. – Київ : Вища школа, 2003. – 383 с.
2. Клименко А. В. Системи вентиляції та кондиціонування повітря: навч. посіб. / А. В. Клименко. – Київ : КНУБА, 2012. – 156 с.
3. Кірсанов А. А. Проектування систем вентиляції і кондиціонування повітря / А. А. Кірсанов. – Харків : ХНУБА, 2010. – 174 с.
4. Шкуропат М. О. Інженерне обладнання будівель і споруд: навч. посіб. / М. О. Шкуропат. – Львів : Львівська політехніка, 2017. – 256 с.
5. Романовський О. Г. Вентиляція та кондиціонування повітря: курс лекцій / О. Г. Романовський. – Київ : КНУБА, 2015. – 120 с.
6. Кондратьєв В. Є. Системи мікроклімату в закладах харчування / В. Є. Кондратьєв // Технічні науки та технології. – 2019. – № 3(17). – С. 45–51.
7. Ковальов С. М. Особливості проектування систем вентиляції для підприємств харчування / С. М. Ковальов // Вісник будівельників України. – 2020. – № 1. – С. 32–37.
8. Сидоренко І. В. Оптимізація параметрів мікроклімату в залах ресторанів / І. В. Сидоренко // Енергозбереження. – 2018. – № 6. – С. 18–23.
9. ДСТУ-Н Б В.2.5-64:2013 Настанова з проектування систем вентиляції і кондиціонування повітря. – Київ : Мінрегіон України, 2013. – 68 с.
10. СНіП 41-01-2003 Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря. – Москва : Госстрой России, 2004. – 120 с.
11. ASHRAE Handbook – HVAC Applications / American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. – Atlanta, 2019. – 1400 p.