

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціювання і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 05

Дипломний проєкт

**студента денного відділення
БКВ 05. 011. 000 ДП**

***Лаговський Ярослав
Сергійович***

м. Одеса - 2024 р.

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

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ - 05

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 05. 011. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування
на 64 місць у м. Одеса

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на 99 сторінках та графічного матеріалу на 4 аркушах.

Дипломник _____ (Лаговський Я.С.)

Керівник проекту _____ (Трандафілов В.В.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Катан В.П.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

До захисту допущено
Завідувач кафедри _____ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист "27" 06 2024 р. Протокол ЕК № 01 БКВ

Оцінка ЕК 4 (добре)

Секретар ЕК _____ (Хоцяновський С.Ю.)

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

Дата видачі завдання
«20» лютого 2024 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2024 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“20” лютого 2024 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: Лаговський Ярослав Сергійович

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування на 64 місць у м. Одеса

Стверджена наказом по коледжу від «02» 11 2023 р. № 244-А2-ОД
Вихідні данні для проекту: Заклад харчування на 64 місць у м. Одеса; Розрахункові літні параметри повітря категорії Б; Температура зовнішнього повітря – $t=30^{\circ}\text{C}$.

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

- 1 Системи вентиляції і кондиціонування кафе і ресторанів
- 2 Розрахункові параметри зовнішнього і внутрішнього повітря
- 3 Розрахунок тепловтрат приміщень
- 4 Розрахунок тепловиділень в приміщення
- 5 Складання теплового балансу
- 6 Розрахунок вологонадходження в приміщення
- 7 Розрахунок газових надходжень до 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

Список використаної літератури

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. План, розріз А-А, план-схема.

Графічний Аркуш 2. План вент. камери, А-А, Б-Б, ВЕ-1...19, В1..5, П1,2

Графічний Аркуш 3. План та розріз вентустановки.

Графічний Аркуш 4. Елементи кріплення дифізорів та трубопроводів.

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Системи вентиляції і кондиціонування	21.02-01.03.2024
2 Розрахункові параметри повітря	01.03-20.03.2024
3 Розрахунок тепловтрат приміщень	20.03-10.04.2024
4 Розрахунок тепловиділень в приміщення	11.04-18.04.2024
5. Складання теплового балансу	19.04-02.05.2024
6. Розрахунок вологонадходження в приміщення	05.05-10.05.2024
7. Розрахунок газових надходжень приміщення	12.05-15.05.2024
8. Параметри повітря у вентиляційному процесі	15.05-17.05.2024
9. Вентиляційний баланс будівлі	17.05-18.05.2024
10. Розрахунок системи повітрярозподілу	18.05-19.05.2024
11. Тепловий розрахунок холодильної системи	20.05-21.05.2024
12. Розрахунок повітряного конденсатора	21.05-22.05.2024
13. Тепловий розрахунок і добір випарників	22.05-23.05.2024
14. Розрахунок та вибір допоміжного устаткування	23.05-27.05.2024
15. Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру	28.05-31.05.2024
16. Охорона праці	28.05-31.05.2024
Література	01.06-03.06.2024
Підготовка графічної частини дипломного проекту	05.06-13.06.2024
Попередній захист	14.06.2024
Захист дипломного проекту	20-28.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 3 від “ 18” жовтня 2023 р.

Завідувач кафедрою _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Трандафілов В.В.)

Форма	Зона	Поз	Позначення	Назва	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
			БКВ 05. 011. 000 ДП	<u>Дипломний проект</u>		
A4	1		БКВ 05. 011.000 ДП ПЗ	Пояснювальна записка	1	
				<u>Креслення</u>		
A1	1		БКВ 05.011. 01. ДП	План, розріз А-А, план-схема	1	
A1	2		БКВ 05.011. 02 ДП	План вент. камери, А-А, Б-Б, ВЕ-1...19, В1..5, П1,2	1	
A1	3		БКВ 05.011. 03. ДП	План та розріз вентустановки	1	
A1	4		БКВ 05.011. 04. ДП	Елементи кріплення дифізорів та трубопроводів		

БКВ 05. 011. 000 ДП						
Зм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		
Розробив	Лаговський Я					
Перевір.	Трандафілов					
Н. контр.	Волянська					
Затв.	Беркань					
Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування на 64 місць у м. Одеса				Літ.	Аркуш	Аркушів
				Н	Д	П
				ВСП «ОТФК ОНТУ», 2024		

З М І С Т

Стор.

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
4.1 Тепловиділення від людей	30
4.2 Теплонадходження від сонячної радіації	31
4.3. Теплонадходження від остигаючої їжі	32
4.4. Теплонадходження від технологічного обладнання	33
4.5. Тепловіддача опалювальних приладів	34
4.6 . Визначення загальних теплонадходжень в приміщення	35
5. Складання теплового балансу	36
6. Розрахунок вологоннадходження в приміщення	37
6.1. Вологовиділення від людей	37
6.2. Вологоннадходження від остигає їжі	37
6.3. Вологоннадходження від технологічного обладнання	38
7. зрахунок газових надходжень до приміщення	39
7.1. Розрахунок шкідливих виділень в приміщеннях	39
8. П аметри повітря у вентиляційному процесі	40
8.1. Розрахунок повітрообміну в приміщеннях їдальні	42
8.2. Обмін повітря в обідньому залі	44
8.3. Обмін повітря в гарячому цеху	46
8.4. Вибір розрахункового повітрообміну	47
8.5. Розрахунок повітрообмінів за нормативною кратності	48

										Лист
										5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ					

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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</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.

Зупинимось 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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Якщо в приміщенні кафе дозволено палити, то для комфортного перебування відвідувачів необхідно подавати на одного курця приблизно 100–120 м³/год повітря.

Розміщення столів і посадкових місць в обідньому залі

Те, як буде організовано кондиціонер обіднього залу, багато в чому залежить від розташування столів і посадкових місць. Як правило, передбачається якомога щільніше розміщення відвідувачів — для забезпечення максимальної місткості залу, що, вочевидь, ускладнює вирішення завдання кондиціонування приміщення.

Загалом слід керуватися наступними принципами:

- Не подавати холодне повітря безпосередньо в зону посадки людей («не задувати» холодом).
- Використовувати по можливості обладнання прихованого монтажу (як правило, касетні і каналні кондиціонери).
- Пам'ятати, що грати каналних кондиціонерів можна використовувати і для вентиляції приміщення.

Технічні характеристики обладнання в гарячому цеху

У закладах громадського харчування необхідно уважно поставитися до вентиляції гарячого цеху. Повітрообмін в гарячому цеху визначається за розрахунком, який виконує проектувальник систем вентиляції та кондиціонування.

При цьому дані для розрахунку надає замовник. Відповідно, від того, наскільки точними будуть ці дані, залежать і точність розрахунку, і комфорт роботи персоналу кафе.

Таким чином, при проектуванні вентиляції і кондиціонування гарячого цеху необхідно вимагати від замовника максимум інформації про

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

обладнання, яке там буде встановлено, включаючи його характеристики — теплову потужність, необхідний повітрообмін і інші.

Дані для розрахунку теплонадходжень

Кафе і ресторани, як правило, є оригінальними приміщеннями, з точки зору дизайну, з незвичайними рішеннями по освітленню, скління. Саме ці рішення багато в чому визначають теплове навантаження приміщення. Відповідно, і тут від замовника необхідний максимум інформації про архітектурні особливості.

Облік відвідувачів-курців

При розрахунках і проектуванні систем вентиляції завжди слід враховувати курців відвідувачів. По-перше, на кожного курця слід подавати більше припливного повітря (100–120 м³/год замість звичайних 30–60). По-друге, бажано так розташовувати припливні і витяжні решітки, щоб повітря з зони паління не потрапляло в зону для відвідувачів, що не курять.

Якщо в ресторані не передбачено поділ на такі зони, то в технічному завданні бажано прописати співвідношення курців і відвідувачів, що не курять. Це дозволить обґрунтовано підібрати вентиляційне обладнання і захистити від проблем і претензій з боку замовника.

Якщо ж зона для курців в ресторані передбачена, то її рекомендується відокремити повітряною завісою, реалізованою за допомогою щілинних припливних решіток. Повітряна завіса не дозволить тютюновому диму потрапити в зону для некурців.

1.4 Нормативна документація

Основним нормативним документом, яким користуються при проектуванні кафе і ресторанів, є Довідковий посібник до ДБНУ 2.08.02–89 «Проектування підприємств громадського харчування».

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Згідно з документом огорожувальні конструкції приміщень, підлоги і вентиляційні коробки повинні бути захищені від проникнення гризунів. Системи вентиляції в гарячих цехах проектуються із застосуванням припливно-витяжних локалізуючих пристроїв.

Системи витяжної вентиляції проектуються роздільними для наступних груп приміщень:

- для відвідувачів;
- виробничих (допускається об'єднувати в одну витяжну систему місцеві відсмоктувачі гарячих цехів і загальнообмінну вентиляцію, гарячих, холодних, доготівельних, мийних та інших виробничих приміщень);
- місцевих відсмоктувачів від посудомийних машин;
- вбиралень та душових з роздягальнями;
- камер харчових відходів;
- охолоджуваних камер фруктів, овочів і зелені.

Дані щодо нормативного повітрообміну в приміщеннях представлені в таблиці.

Тепловиділення в залах приймається 0,116 кВт/год (100 ккал/год) від одного відвідувача. Температура повітря, що видаляється з торгових залів підприємств громадського харчування, обов'язково визначається з урахуванням градієнта по висоті.

Таблиця 1.1. Кратність повітрообміну та розрахункова температура для приміщень кафе та ресторанів.

Приміщення	Розрахункова температура повітря, °С, для холодного періоду року	Кратність повітрообміну	
		приплив	витяжка
Зал роздавальний	16	За розрахунком (але не більше 80м ³ на людину)	
Магазин кулінарії	16	2	-

Приміщення для зберігання музичних інструментів	16	1	1
Гарячий цех, приміщення випічки кондитерських виробів	5	За розрахунком чергового опалення	
Цехи: підготувальний, холодний, м'ясний, птахогольєвий, рибний, обробки зелені, овочів	16	3	4
Приміщення завідувача виробництвом	18	2	-
Приміщення підготовки яєць	16	3	5
Приміщення для борошняних виробів і оздоблення кондитерських виробів, білизни	16	1	2
Приміщення для різання хліба, для підготовки морозива, сервізне, підсобне	16	1	1
Мийні (ідальні, кухонного посуду, тари)	20	4	6
Кабінет директора, контора, головна каса, кімнати офіціантів, персоналу, комірника	18	1	1
Комора сухих продуктів, комора інвентарю, комора вино-горілчаних виробів, приміщення для зберігання пива	12	-	1
Комора овочів, солінь, тари	5	-	2
Приймальня	16	3	-
Машинне відділення охолоджуваних камер з повітряним охолодженням агрегатів	За розрахунком	3	4
Ремонтні майстерні	16	2	3
Приміщення громадських організацій	16	1	1
Охолоджувані камери для зберігання:			
м'яса	0	-	-
риби	-2	-	-
молочно-жирових продуктів, овочевих напівфабрикатів	2	7	-
напівфабрикатів, в тому числі високого ступеня готовності, гастрономії	0	-	-
овочів, фруктів, ягід, напоїв	4	4	4
кондитерських виробів	4	-	-
вин і напоїв	6	-	-
морозива і заморожених фруктів	-15	-	-
харчових відходів	2	10	10
Курильна кімната	16	10	10
Розвантажувальні приміщення	10	За розрахунком	

Розглядаючи проекти систем вентиляції і кондиціонування кафе і ресторанів, а також спілкуючись з замовниками і виконавцями щодо

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

проблем, з якими їм довелося зіткнутися, можна виділити деякі найбільш типові помилки, що здійснюються при проектуванні такого роду об'єктів. Розглянемо їх докладніше.

1.5 Заниження витрат повітря через відсутність теплоносія

Часто буває, що для ефективної роботи системи вентиляції взимку необхідні значні витрати енергії (теплової або електричної), якої просто немає і не буде в цьому будинку. Часто в такій ситуації приймають рішення знизити витрата повітря: мовляв, трохи «не довентилюємо», але хоч якісь умови та забезпечимо.

Такий підхід неправильний від початку. Єдиний правильний вихід використання рекуперації тепла. Вентустановки з секціями рекуперації дозволять знизити витрату енергії як мінімум удвічі.

Безумовно, застосування рекуперації викличе подорожчання основного обладнання та системи автоматики, але в такій ситуації, технічно, це єдиний вихід: для роботи вентиляції взимку, якісної роботи, необхідний постійне нагрівання припливного повітря. Натомість в залі ресторану будуть забезпечені необхідні параметри мікроклімату, що набагато важливіше.

Об'єднання витяжних систем залів і кухні

Об'єднання витяжних систем залів і кухні — один з поширених способів здешевлення системи вентиляції, так як таке рішення зменшує кількість витяжних вентиляторів і повітроводів.

Однак так робити категорично не можна! По-перше, це суперечить наявним Будівельним нормам і правилам, по-друге, це неправильно з суто логічної точки зору. У повітропроводі будуть змішуватися два потоки повітря з різними тепловологісними характеристиками, що спричинить виникнення конденсату. Окрім того, це рішення спричинить перетікання запахів з кухні в зал і навпаки.

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Поділ відвідувачів і співробітників

При розрахунку повітрообміну слід пам'ятати, що на кожного відвідувача і співробітнику ресторану потрібно подавати різний обсяг свіжого повітря: 60 м³/год свіжого повітря на службовця і 30 м³/ч — на одного відвідувача.

Річ у тім, що іноді доводиться бачити єдину «повітряну ставку» — по 60 м³/год на кожноу людину без розрізнення: чи це постійний «споживач повітря» чи ні. Безумовно, від завищення витрат повітря гірше не буде, але тим не менш це вимагає додаткових енерговитрат, збільшення типорозміру вентустановки, повітроводів та інших елементів вентиляційних систем.

Підбиваючи підсумки, зазначимо, що якісне кондиціонування і вентиляція повітря в ресторані або кафе — необхідна умова для формування доброго ставлення і лояльності публіки до даного закладу.

У той же час для об'єктів такого штибу важливий дизайн, а тому вимоги до декорування інженерних систем досить високі.

Нарешті, приміщення громадського харчування — це об'єкти з високою щільністю теплонадлишків, а тому вимагають досить потужних систем як для кондиціонування, так і для вентиляції. При цьому холодний струмінь повітря, що виходить з кондиціонерів, не повинен «задувати» відвідувачів, а повітрообмін повинен бути організований так, щоб запобігти перетіканню запахів із кухонних приміщень в обідній зал і зони для курців у зону для некурців.

З точки зору вентиляції, слід пам'ятати про два моменти. По-перше, для приміщень приготування їжі слід передбачати окремі витяжні системи. А, по друге, на кожного відвідувача-курця потрібно більше припливного повітря, що відповідним чином повинно позначитися на продуктивності вентиляційної установки.

Ці правила дозволять уникнути основних помилок при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

1.6 Класифікація підприємств харчування

Підприємства харчування відрізняються різноманітністю форм, в залежності від характеру торгово-виробничої діяльності:

Ресторан - підприємство громадського харчування з широким асортиментом страв складного приготування, включаючи замовлені і фірмові, винно - горілчані, тютюнові та кондитерські вироби, з підвищеним рівнем обслуговування в поєднанні з організацією відпочинку.

Кафе - підприємство по організації харчування і відпочинку споживачів з наданням обмеженого у порівнянні з рестораном асортименту продукції. Реалізує фірмові, замовлені страви, вироби, напої. Може спеціалізуватися за контингентом споживачів (молодіжне, дитяче) і за асортиментом (кафе - морозиво, кафе - молочна, кафе - кондитерська).

Бар - підприємство громадського харчування з барною стійкою, що реалізує змішані, міцні алкогольні, слабоалкогольні і безалкогольні напої, закуски, борошняні кондитерські і булочні вироби, покупні товари. Бари можуть спеціалізуватися за асортиментом реалізованої продукції або способу її приготування (молочний, коктейль-бар, пивний, винний, гриль-бар), а також за специфікою обслуговування відвідувачів (відео-бар, вар'єте-бар).

Закусочна - підприємство з обмеженим асортиментом страв нескладного приготування з певного виду сировини і призначене для швидкого обслуговування споживачів проміжним харчуванням.

Буфет - структурний підрозділ підприємства, призначений для реалізації борошняних кондитерських і булочних виробів, покупних товарів обмеженого асортименту страв нескладного приготування.

Їдальня, ресторан самообслуговування - загальнодоступне або обслуговуюче певний контингент споживачів підприємство громадського харчування, яке виробляє і реалізує страви у відповідності з різноманітним по дням тижня меню.

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13 Кабінет завідувача виробництвом	20	2	-
14 Сервізна	18	1	1
15 Харчова технологічна лабораторія	20	2	3
16 Адміністративні та службові приміщення, радіовузол	20	1	1
17 Гардероб персоналу	20	5	-
18 Душові	25	-	5
19 Кімната особистої гігієни жінок	22	1	2
20 Білизняна	18	2	2
21 Ремонтні майстерні	18	За розрахунком	
22 Комори сухих і бутильованих продуктів, інвентарю	12	-	1
23 Комори овочів, солінь, тари	5	-	2
24 Завантажувальна, експедиція	16	3	-
25 Зал холодильних машин з водяним охолодженням	16	3	4
26 Охолоджувальні камери для овочів	-*)	0,17	0,17
27 Охолоджувальні камери харчових відходів	-*)	-	10
28 Шлюз при камері харчових відходів	5	-	-
*) Температура в охолоджуваних камерах визначається технологічним проектом			

При проектуванні системи витяжної вентиляції дуже важливо звернути увагу на те, що вони повинні бути окремими для наступних груп приміщень:

- приміщення для відвідувачів (за винятком туалетів та умивальних);
- гарячих цехів і мийних;
- місцевих відсмоктувачів, які вбудовані в технологічне обладнання;
- виробничих (за винятком гарячих цехів і мийних), складських (за винятком охолоджуваних камер) приміщень;
- адміністративних приміщень;
- туалетів, умивальних і душових;
- охолоджуваних камер для зберігання овочів і фруктів;
- охолоджуваних камер для зберігання харчових відходів.

Системи витяжної вентиляції на підприємствах сфери харчування, які вбудовані в будинки іншого призначення або прибудовані до них проектуються окремими від вентиляційних систем цих будинків. Ще важливий аспект: викиди витяжних систем підприємств сфери харчування,

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,

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

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	БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ				

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

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

N_H – настановна потужність немодулированного технологічного обладнання (котли, кип'ятильники), кВт;

N_P – настановна потужність електричного обладнання в роздатковому отворі, кВт;

K_O – коефіцієнт одночасності роботи теплового обладнання (для їдалень – 0,8, для ресторанів і кафе – 0,7);

K_3 – коефіцієнт завантаження теплового устаткування (див. таблицю нижче);

K_1 – коефіцієнт ефективності припливно-витяжних локалізуючих пристроїв (ПВЛУ), рівний 0,75;

K_2 – те ж, для немодулированного обладнання (ПВЛУ – 0,75, для завіс – 0,45).

Таблиця 1.3. Характеристика теплового обладнання підприємств громадського харчування.

Тепловое оборудование	Габариты оборудования	Установочная мощность единицы оборудования, кВт	Коэффициент загрузки оборудования
1	2	3	4
Секционное модулированное оборудование			
Плиты: ПЭСМ-4ш	840 × 840 × 860	18	0,65
ПЭСМ-2к	420 × 840 × 860	3,8	0,65
Сковороды: СЭСМ-0,5	1470 × 840 × 860	13	0,65
СЭСМ-0,2			
Фритюрница ФЭСМ-2	420 × 840 × 860	7,5	0,65
Котел КПЭСМ-2	1050 × 840 × 860	8,6	0,30
Шкаф ШЖЭСМ-2	840 × 800 × 1500	3,8	0,65
Немодулированное оборудование			
Варочный котел емкостью, л:			
40	--	5	0,3
60	--	6,8	0,3
125	--	8,5	0,3
Кипятильник емкостью, л:			
200	--	10	0,3
100	--	8,3	0,3
25	--	3,3	0,3
Оборудование, расположенное в раздаточном проеме			
Тепловая стойка СРТЭСМ	1470 × 840 × 860	2,0	0,50
Мармит МЭСМ-50	840 × 840 × 860	4,0	0,50

Всі отримані теплонадходження підсумовуються ΣQ і далі визначається кількість повітря, яке видаляється через місцеві відсмоктувачі над технологічним обладнанням і з верхньої зони гарячого цеху.

Витрата повітря над технологічним обладнанням через витяжний зонт визначається за формулою

$$L_{\text{м.о.}} = 3600 \cdot v \cdot f_{\text{сеч}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

де v – швидкість повітря в перерізі місцевого відсмоктування (витяжного зонти), м/с (в залежності від типу технологічного устаткування значення швидкості знаходиться в межах від 0,2 м/с (для марміту) до 0,5 м/с (для фритюрниці). Як правило середня швидкість приймається 0,3 м/с);

$f_{\text{сеч}}$ – площа перерізу витяжного зонти або отвору, м² (для ефективної роботи парасоль повинен виступати в плані за розміри обладнання на 150...300 мм)

Всі витяжні зонти над технологічним обладнанням повинні бути обладнані фільтрами для уловлювання жирів.

Визначивши необхідний повітрообмін для ефективної роботи парасольки/парасольок можемо визначити кількість теплоти, яке можливо видалити з гарячого цеху з допомогою місцевих відсмоктувачів застосувавши формулу:

$$Q_{\text{ун}} = L_{\text{м.о.}} \cdot c \cdot \rho \cdot \Delta T, \text{ кВт},$$

де c – вагова теплоємність повітря, рівна 1,009 кДж/кг•К;

ρ – щільність повітря, що дорівнює 1,17 кг/м³;

$\Delta T = t_{\text{м.про.}} - t_{\text{пр}}$ – різниця температур повітря, що видаляється $t_{\text{м.про.}}$ дорівнює 42 °С (ДБН Ст. 2.2-25:2009 «ПІДПРИЄМСТВА ХАРЧУВАННЯ (ЗАКЛАДИ РЕСТОРАННОГО ГОСПОДАРСТВА)») місцевим відсмоктуванням повітря і припливного (визначається за ДСТУ-Н Б Ст. 1.1 – 27:2010 «БУДІВЕЛЬНА КЛІМАТОЛОГІЯ» Таблиця 2 розрахункова температура зовнішнього повітря теплого періоду року з

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

забезпеченістю 0,95, без урахування можливого охолодження припливного повітря).

Тепер визначаємо кількість повітря $L_{\text{ввт}}$, м³/год, необхідне для поглинання теплонадлишків з верхньої зони приміщення:

$$L_{\text{ввт}} = \frac{\Sigma Q - Q_{\text{ун}}}{c \cdot \rho \cdot (t_{\text{ув}} - t_{\text{нр}})}$$

де $t_{\text{ув}}$ - температура повітря під стелею дорівнює 30 °С (ДБН Ст. 2.2-25:2009 «ПІДПРИЄМСТВА ХАРЧУВАННЯ (ЗАКЛАДИ РЕСТОРАННОГО ГОСПОДАРСТВА)»)

На основі отриманих витрат повітря підбирається вентиляційне обладнання для систем припливної і витяжної вентиляції виробничих приміщенні (гарячий та кондитерський цехи), проектується схема розподілу подачі та видалення повітря.

1.10 Кондиціонування повітря підприємств харчування

При проектуванні системи кондиціонування повітря рекомендується застосовувати центральні та місцеві кондиціонери з охолодженням припливного і рециркуляційного повітря. Рециркуляція допускається лише в межах одного приміщення. При цьому обмін повітря в обідньому залі, а також в гарячому і кондитерському цехах повинні розраховуватися з урахуванням подачі в приміщення охолодженого повітря.

Місцеві кондиціонери можливо використовувати в холодний період року для підігріву повітря.

У цілому для підприємств сфери харчування комфортні умови перебування є одним із пріоритетних завдань на стадії відкриття та успішної роботи закладу. Одним зі складових цього комфорту є бездоганна робота

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

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: Одеса

Кількість місць в обідньому залі: 64

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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

будівлі. У холодний період часу року в режимі експлуатації, температура внутрішнього повітря підвищується до розрахункової, за рахунок подачі підігрітого припливного повітря, а також тепловиділень від технологічного обладнання, людей і т. П.

Таблиця 2.2. Розрахункові параметри внутрішнього повітря.

№ п/п	Приміщення	період року	Температура для розрахунку, °С.		$\varphi_{н}, \%$	$\mathcal{Q}_{в}, \text{м/с}$	$\mathcal{Q}_{н}, \text{л/м}^3$
			опалення	вентиляція			
1	Обідня зала	ТП	-	32	31	0,2	2
		ХП	15	20	80	0,2	2
2	Гарячий цех	ТП	-	30	32	0,4	2
		ХП	15	20	80	0,3	2

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:

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

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_H - 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:

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

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

Для гарячого цеху:

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

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

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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$Q_{\text{пом.в}} = Q_{\text{пом.от}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}}{t_{\text{от}} - t_{\text{н.от}}}, \quad (3.6)$$

де $t_{\text{в}}$, $t_{\text{от}}$ – температури внутрішнього повітря для розрахунку вентиляції та опалення відповідно, °С; $t_{\text{н.в}}$, $t_{\text{н.от}}$ – температури зовнішнього повітря для розрахунку вентиляції (параметри А) і опалення (параметри Б) відповідно, °С (для холодного періоду $t_{\text{н.в}} = t_{\text{н.от}}$).

Для обіднього залу:

$$Q_{\text{пом.в}} = Q_{\text{пом.от}} = 13146,9 \cdot \frac{20 - (-15)}{15 - (-15)} = 15338 \text{ Вт}$$

Для гарячого цеху:

$$Q_{\text{пом.в}} = Q_{\text{пом.от}} = 2643,85 \cdot \frac{20 - (-15)}{15 - (-15)} = 3084,49 \text{ Вт}$$

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_{л.п.} = 140 \cdot 80 = 11200 \text{ Вт}$$

Явне:

$$Q_{л.я.} = 85 \cdot 80 = 6800 \text{ Вт}$$

Для гарячого цеху:

Повне:

$$Q_{л.п.} = 190 \cdot 7 = 1330 \text{ Вт}$$

Явне:

$$Q_{л.я.} = 95 \cdot 7 = 665 \text{ Вт}$$

4.2. Теплонадходження від сонячної радіації.

Надходження теплоти за рахунок сонячної радіації враховують в теплий період. Теплота від сонячної радіації надходить в приміщення через засклені поверхні, покриття і зовнішні стіни. У розрахунках вентиляції зазвичай враховують тільки теплоту, що надходить через засклені поверхні і покриття.

Теплонадходження за рахунок сонячної радіації нерівномірні в часі, тому для знаходження максимальної сумарної навантаження на систему припливно-витяжної вентиляції визначається погодинне або з інтервалом два години надходження теплоти. При цьому враховується запізнювання нагрівання повітря по відношенню до часу надходження теплоти. Докладні відомості щодо розрахунку від сонячної радіації приведені в роботі.

Кількість явною теплоти, що надходить в приміщення від сонячної радіації, можна наближено визначити за формулами, Вт:

для засклених поверхонь

$$Q_{\text{ост.рад}} = F_{\text{ост}} \cdot q_{\text{ост}} \cdot A_{\text{ост}}; \quad (4.3)$$

для покриттів

$$Q_{\text{п.рад}} = F_{\text{п}} \cdot q_{\text{п}} \cdot K_{\text{п}}, \quad (4.4)$$

де $F_{\text{ост}}$, $F_{\text{п}}$ – площі поверхні скління і покриття відповідно, м^2 ; $q_{\text{ост}}$, $q_{\text{п}}$ — теплонадходження від сонячної радіації через 1 м^2 поверхні скління) і покриття відповідно, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $A_{\text{ост}}$ — коефіцієнт, що залежить від характеру скління і сонцезахисних пристроїв; $K_{\text{п}}$ – коефіцієнт теплопередачі покриття, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Для перекриття без горища $K_{\text{п}} = 0,85$; з горищем – $K_{\text{п}} = 0,65$.

Для обіднього залу:

$$Q_{\text{ост.рад.}} = 13,5 \cdot 147 \cdot 1,15 = 2282 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{п.рад.}} = 170,4 \cdot 6 \cdot 0,85 = 665 \text{ Вт}$$

Для гарячого цеху:

$$Q_{\text{п.рад.}} = 52,4 \cdot 6 \cdot 0,85 = 204,36 \text{ Вт}$$

4.3. Теплонадходження від остигаючої їжі.

Загальна кількість теплоти, що виділяється остигає їжею в обідніх залах підприємств громадського харчування, визначається за формулою, Вт:

$$Q_{\text{ин}} = \frac{0,278 \cdot m \cdot c_{\text{ср.п}} (t_{\text{н.п.}} - t_{\text{к.п.}})}{\tau} n, \quad (4.5)$$

де m – середня маса всіх страв, яка припадає на одного обідає, кг, приймається рівною 0,85 кг; $c_{\text{ср.п}}$ – середня теплоємність прийнятих страв $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, приймається рівною 3,35 $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $t_{\text{н.п.}}$ – початкова температура страв, що надходять в зал, $^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{н.п.}} = 70$ $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{к.п.}}$ – кінцева температура страв, $^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{к.п.}} = 40$ $^{\circ}\text{C}$; n – кількість посадочних місць; τ – тривалість прийому їжі одним відвідувачем, ч (для столових без самообслуговування $\tau = 0,3 \dots 0,75$ ч.).

Повне :

$$Q_{\text{п.п.}} = \frac{0,278 \cdot 0,85 \cdot 3,35 (70 - 40)}{0,3} \cdot 80 = 6332 \text{ Вт}$$

Явні тепловиділення складають 70% від повних, інші – надходять в обідній зал у вигляді прихованої теплоти. Для гарячого цеху даний вид теплопоступлений не враховується.

Явне :

										Лист
										32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ					

$$Q_{я.п.} = 0,7 \cdot Q_{н.п.} = 0,7 \cdot 6332 = 4433 \text{ Вт}$$

4.4. Теплонадходження від технологічного обладнання.

Величина тепlopоступлений від технологічного обладнання в гарячому цеху залежить від виду місцевих відсмоктувачів, що встановлюються над ним. У роботі рекомендується передбачати застосування місцевих відсмоктувачів типу МВО, що встановлюються над обладнанням. Дані відсмоктувачі виготовляються промисловістю під загальною назвою ПВЛУ – припливно-витяжні локалізуючі пристрою.

Місцеві відсмоктувачі типу МВО випускаються двох моделей: МВО-420ф і МВО-840в. Відмінною особливістю відсмоктування МВО-420ф є поєднання припливного і витяжного пристроїв в одному апараті. Для уловлювання шкідливих викидів в витяжному пристрої передбачений сітчастий фільтр. Місцевий відсмоктувач моделі МВО-840в є аналогічну конструкцію, причому в ньому подача припливного повітря не передбачається, так як цей відсмоктування призначений для установки тільки над високими жарочні шафами.

Частина тепlopоступлений від обладнання вловлюється місцевими відсмоктувачами, а решта теплоти надходить в приміщення цеху. Загальна кількість теплоти, що надходить в цех від електричного обладнання при дії місцевої витяжної вентиляції, визначається за формулою, Вт:

$$Q_{г.ц.} = 10^3 [\sum N_m \cdot k_o \cdot k_3 (1 - k_3) + \sum N_p \cdot k_3], \quad (4.6)$$

де $\sum N_m, \sum N_p$ — установчі потужності обладнання (додаток 7), оснащеного місцевими відсмоктувачами і розташованого в раздаточном отворі відповідно, кВт; k_o – коефіцієнт одночасності роботи електричного обладнання, для столових $k_o = 0,8$; k_3 – коефіцієнт завантаження обладнання; k_3 – коефіцієнт ефективності місцевих відсмоктувачів, для МВО $k_3 = 0,75$.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_{\text{я.от.пр.}} = 0,7 \cdot Q_{\text{пр.в}} = 0,7 \cdot 9481 = 6636,7 \text{Вт.}$$

4.6 . Визначення загальних теплонадходжень в приміщення

Сума теплонадходжень від всіх джерел теплоти визначається для тих годин доби, коли експлуатується дане приміщення. Результати розрахунку представлені в таблиці.

Таблиця 4.1 Розрахунок теплонадходжень в приміщення

Приміщення	Джерела теплонадходжень	Теплонадходження, Вт			
		ТП		ХП	
		Явні	Повні	Явні	Повні
1	2	3	4	5	6
Обідня зала	Від людей	6800	11200	6800	11200
	Від сонячної радіації	2947	2947	-	-
	Від остигаючої їжі	4433	6332	4433	6332
	Від опалювальних приладів	-	-	9481	9481
Всього		14180	20479	20714	27013
Гарячий цех	Від людей	665	1330	665	1330
	Від сонячної радіації	204	204	-	-
	Від технологічного обладнання	4480	6400	4480	6400
Всього		5349	7934	5145	7730

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

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

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.

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$t_{\text{ср.п}} = 0,5(70+40) = 55^{\circ}\text{C}$$

$$W_{\text{п}} = 0,34 \cdot \frac{3,6 \cdot 6332}{2500 + 1,8 \cdot 55} = 2,99 \approx 3 \text{ кг/год}$$

6.3. Вологонадходження від технологічного обладнання

Кількість вологи, що надходить в приміщення гарячого цеху підприємства громадського харчування при роботі технологічного обладнання та пристрої місцевої витяжної вентиляції, обчислюється за формулою, кг/год

$$W_{\text{г.ц}} = k_0 [\sum W_{\text{м}} \cdot k_3 (1 - k_3) + \sum W_{\text{р}} \cdot k_3], \quad (6.3)$$

де $\sum W_{\text{м}}, \sum W_{\text{р}}$ - вологовиділення від обладнання, оснащеного місцевими відсмоктувачами і розташованого в роздаточном отворі відповідно, кг/год; k_0, k_3, k_3 – то ж, що і у формулі теплонадходжень тех.оборудованія.

Для гарячого цеху:

$$W_{\text{г.ц}} = 0,8 \cdot ((7,5 \cdot 0,65 \cdot (1 - 0,75)) + (1,5 \cdot 0,65 \cdot (1 - 0,75)) + (1,2 \cdot 0,5 \cdot (1 - 0,75)) + (2,1 \cdot 0,65 \cdot (1 - 0,75)) + 1 \cdot 0,5 + 0 \cdot 0,5) = 1,72 \text{ кг/ч.}$$

Загальна кількість вологи, що надходить в приміщення, визначають підсумовуванням вологонадходження від всіх джерел (обідній зал – відвідувачі і остигає їжа, гарячий цех – обслуговуючий персонал та технологічне обладнання).

Для обіднього залу:

$$\text{ТП: } W = 7,2 + 3 = 10,2 \text{ кг/год}$$

$$\text{ХП: } W = 8,8 + 3 = 11,2 \text{ кг/год}$$

Для гарячого цеху:

$$\text{ТП: } W = 1,05 + 1,72 = 2,77 \text{ кг/год}$$

$$\text{ХП: } W = 1,3 + 1,72 = 3,02 \text{ кг/год.}$$

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		Вологов иділення , кг/год	CO ₂ , л/год	Теплонапру женість, 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

Використовуючи I-d діаграму визначаємо параметри повітря у вентиляційному процесі і заносимо їх значення в таблицю

Таблиця 8. 1 Параметри повітря у вентиляційному процесі

період року	повітря в вентпроцесі	Точка	параметри повітря							
			Обідня зала				Гарячий цех			
			t	I	d	φ	t	I	d	φ
ТП	Зовнішнє припливне	Н П	33,2	58	9,8	31	33,2	58	9,8	32
	Внутрішнє	В	32	56	9,2	32	30	54	9,2	36
	Що видаляється	У	35,6	62	10,2	28	33,6	59,2	10	31
ХП	Зовнішній	Н	-15	- 13,4	0,9	80	-15	-13,4	0,9	80
	Приточний	П	15	16,5	0,9	10	15	16,5	0,9	10
	Внутрішнє	В	20	35	6	40	20	26	2,4	17
	Що видаляється	У	20	35	6	40	20	26	2,4	17

8.1. Розрахунок повітрообміну в приміщеннях їдальні

Обідня зал і гарячий цех (кухня) підприємств громадського харчування є суміжні приміщення, сполучені через роздатковий отвір. Розраховані повітрообмін повинні запобігти перетікання повітря з гарячого цеху в обідній зал.

Для цього в приміщенні гарячого цеху створюється розрідження за рахунок перевищення витрат витяжного повітря над витратою припливного, а в залі - надлишковий тиск шляхом перевищення витрати припливного повітря над видаляється. Таким чином, обідній зал охороняється від проникнення в

Витрата повітря, що подається з обіднього залу в гарячий цех через роздатковий отвір, визначаємо з умови одноразового повітрообміну

$$G_p = \rho \cdot V_2 = 1,2 \cdot 235,8 = 282,96 \text{ кг/ч} \quad (8.7)$$

де V_2 – обсяг гарячого цеху, м^3 ; $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ густина повітря.

Необхідний повітрообмін в приміщеннях визначаємо по надлишку теплоти, вологи і виділенням вуглекислого газу. Для цього складаємо рівняння балансів за видатками припливного і повітря, що видаляється, вирішуючи їх спільно з рівняннями балансів по вредностям.

8.2. Обмін повітря в обідньому залі

Необхідний повітрообмін визначається рішенням системи рівнянь (повітряного балансу і балансу шкідливостей), витрат припливного і повітря, що видаляється ($G_{п1}$ та G_{y1}).

Обмін повітря по надлишку:

тепла

$$\begin{cases} G_{п1} \cdot I_n + Q_l = G_{y1} \cdot I_{y1} + G_p \cdot I_{в1}, \\ G_{п1} = G_{y1} + G_p, \end{cases} \quad (8.8)$$

ВОЛОГИ

$$\begin{cases} G_{п1} \cdot d_n + W_l = G_{y1} \cdot d_{y1} + G_p \cdot d_{в1}, \\ G_{п1} = G_{y1} + G_p, \end{cases} \quad (8.9)$$

вуглекислого газу

$$\begin{cases} G_{п1} \cdot b_n + \rho \cdot M_l = G_{y1} \cdot b_{y1} + G_p \cdot b_{в1}, \\ G_{п1} = G_{y1} + G_p, \end{cases} \quad (8.10)$$

де b_n – концентрації вуглекислого газу в зовнішньому повітрі (прил.1); $b_{в1}$ – ПДК вуглекислого газу в приміщенні обіднього залу.

Рішення рівнянь мають такий вигляд:

повітрообмін по надлишку повного тепла для теплого періоду року:

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{Q_2 + G_p(I_{B1} - I_n) - G_M(I_{B2} - I_n)}{I_{y2} - I_n} = \frac{5145 \cdot 3,6 + 282,96 \cdot (35 - 16,5) - 1900(26 - 16,5)}{26 - 16,5} = 600,71 \text{ кг/ч} \\ G_{п2} &= G_{y2} + G_M - G_p = 600,71 + 1900 - 282,96 = 2217,75 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

Обмін повітря по надлишку вологи для теплого періоду року:

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{W_2 + G_p(d_{B1} - d_n) - G_M(d_{B2} - d_n)}{d_{y2} - d_n} = \frac{2,77 + 282,96 \cdot (0,011 - 0,0098) - 1900(0,0101 - 0,0098)}{0,0108 - 0,0098} = 2539,55 \text{ кг/ч} \\ G_{п2} &= G_{y2} + G_M - G_p = 2539,55 + 1900 - 282,96 = 4156,59 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

Обмін повітря по надлишку вологи для холодного періоду року:

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{W_2 + G_p(d_{B1} - d_n) - G_M(d_{B2} - d_n)}{d_{y2} - d_n} = \frac{3,02 + 282,96 \cdot (0,006 - 0,0009) - 1900(0,0024 - 0,0009)}{0,0024 - 0,0009} = 1075,4 \text{ кг/ч} \\ G_{п2} &= G_{y2} + G_M - G_p = 1075,4 + 1900 - 282,96 = 2692,44 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

Обмін повітря по надлишку вуглекислого газу:

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{\rho \cdot M_2 + G_p(b_{B1} - b_n) - G_M(b_{B2} - b_n)}{b_{y2} - b_n} = \frac{1,2 \cdot 245 + 282,96 \cdot (2 - 0,4) - 1900(2 - 0,4)}{1,25 - 0,4} = -109,9 \text{ кг/ч} \\ G_{п2} &= G_{y2} + G_M - G_p = -109,9 + 1900 - 282,96 = 1507,14 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

8.4. Вибір розрахункового повітрообміну

Розрахунковий повітрообмін в приміщеннях при механічній вентиляції визначають, керуючись такими міркуваннями:

1. Природне провітрювання приміщення через відкриті прорізи в теплий період року неможливо з технологічних, конструктивних або інших причин. У цьому випадку за розрахунковий повітрообмін (для підбору вентилятора, фільтрів, калориферів та інших елементів вентиляційної системи) приймається більший з повітрообмінів отриманий за двома періодами року (ТП і ХП).

2. Якщо в приміщенні можливо природне провітрювання у теплий період року, то за розрахунковий повітрообмін (таб.8.2.) Приймається більший з повітрообмінів по холодного періоду.

Таблиця 8.2 розрахунковий повітрообмін

приміщення	шкідливість	ТП		ХП	
		Gп	Gy	Gп	Gy
Обідня зала	Q явн.	3729,2	3446,24	4011,27	3728
	Qп.	7022,8	6739,84	5255,96	4973

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.

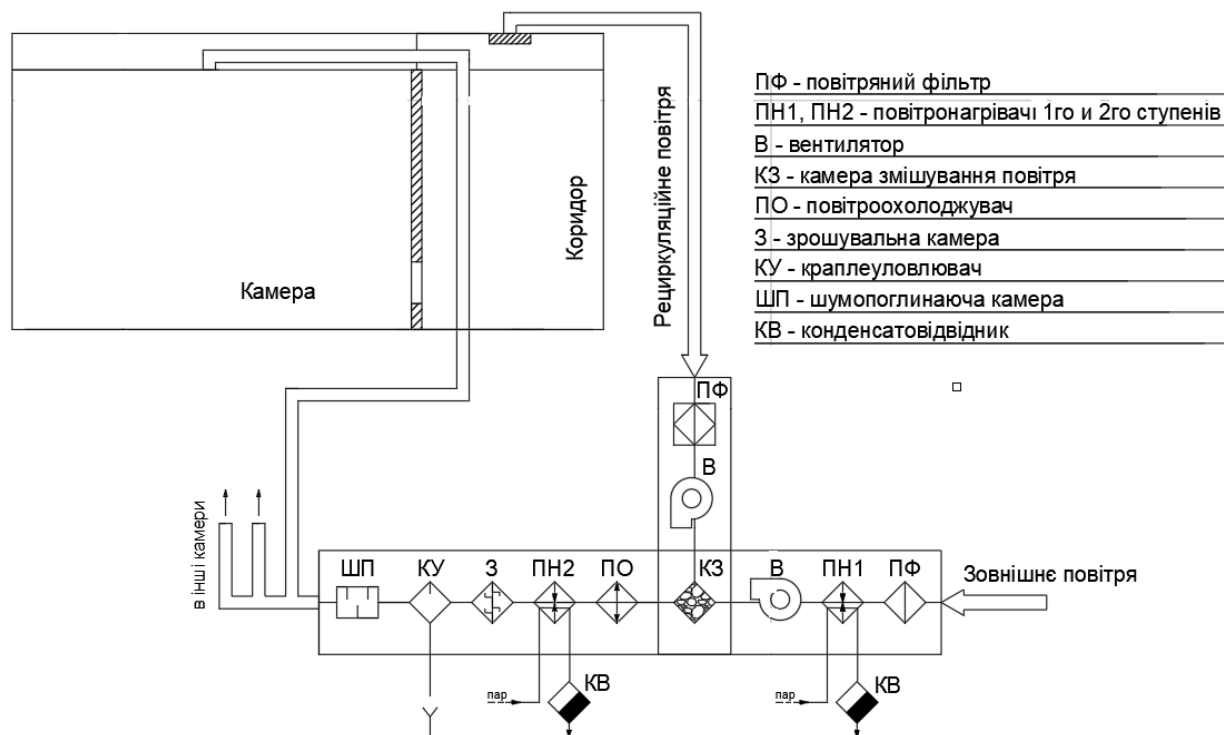


Рис. 10.1 – СКП з однією рециркуляцією

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:

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

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$L_{\text{рец}} = 67641 - 1,08 = 66,33 \text{ кг/сек}$$

Знаходимо положення точки суміші, що відповідає параметрам суміші рециркуляційного і зовнішнього повітря, для чого визначаємо температуру в точці суміші:

$$t_{\text{см}} = \frac{t_{\text{рец}} \cdot L_{\text{рец}} + t_{\text{зов}} \cdot L_{\text{зов}}}{L_{\text{заг}}} \quad (10.4)$$

$$t_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 66,33 + 32 \cdot 1,08}{67,41} = 4,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Для побудови на i-d діаграмі зміни стану повітря, необхідно знайти промінь тепловологості процесу

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{заг}} + Q_{\text{зб}}}{W_{\text{заг}}} \quad (10.5)$$

де, $Q_{\text{заг}}$ - загальна кількість всіх теплоприпливів, кВт

$Q_{\text{зб}}$ - кількість теплоти горячого цеху, кВт

$W_{\text{заг}}$ - кількість вологи, що випаровується, кг/с

$$\varepsilon = \frac{68,27 + 67,88}{0,027} = 5042,6$$

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

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 теплого рециркуляційного повітря, холодне повітря попередньо підігрівається в повітронагрівачі ПН1 (процес 1'-1 при $d = \text{const}$). Підігріте повітря, змішуючись з рециркуляційним

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

10.1 Розрахунок камери зрошення

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

$$t_g^H = 1^0C$$

При $0^0C < t_g < 10^0C$

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

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

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, 0C :

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

									Лист
									57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ				

$$t_e^{\partial} = 4,4 - \frac{(4,4 - 3) + 0,33 \left(\frac{0,99}{0,75} - 1 \right) \cdot (24,2 - 14,2)}{0,99} = 1,91^{\circ}\text{C}$$

Обчислюємо масову витрату води, що йде на зрошення, кг/сек:

$$G_{\text{води}} = L_{\text{обц}} \cdot \mu \quad (10.11)$$

$$G_{\text{води}} = 67,41 \cdot 2,76 = 186 \text{ кг/сек}$$

Визначаємо витрату води через одну форсунку, кг/ч:

$$g = \frac{G_{\text{води}}}{n} \quad (10.12)$$

де, n- кількість форсунок

$$g = \frac{186}{209} = 0,89 \text{ кг/ч}$$

Знаходимо тиск води перед форсунками, кПа:

$$p = 0,73 \cdot 10^3 \cdot g^2 \quad (10.13)$$

$$p = 0,73 \cdot 10^3 \cdot 0,99^2 = 578,2 \text{ кПа}$$

Обчислюємо кінцеву температуру води після камери зрошення, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_e^{\kappa} = t_e^{\partial} + \frac{i_n - i_{\kappa}}{4,19 \cdot \mu} \quad (10.14)$$

$$t_e^{\kappa} = 1,91 + \frac{24,2 - 14,2}{4,19 \cdot 2,76} = 2,77^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо масову витрату холодної води, яка йде від холодильної машини, кг/сек:

$$G_e^x = G_n \cdot \frac{t_e^{\kappa} - t_e^{\partial}}{t_e^{\kappa} - t_e^x} \quad (10.15)$$

$$G_e^x = 186 \cdot \frac{2,77 - 1,91}{2,77 - 1} = 90,3 \text{ кг/сек}$$

						Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	

Приймаю температуру води на виході с випарника $t_e^x = 1^0\text{C}$

Обчислюємо масову витрату рециркуляційної води, кг/сек

$$G_e^p = G_e - G_e^x \quad (10.16)$$

$$G_e^p = 186 - 90,3 = 95,7 \text{ кг/сек}$$

Розраховуємо теплоприплив від охолоджувальної води на Км,кВт

$$Q_x = G_e^x \cdot (t_e^k - t_e^x) \quad (10.17)$$

$$Q_x = 90,3 \cdot (2,77 - 1) = 159,8 \text{ кВт}$$

Підбираю зрошувальну секцію для свого кондиціонера с наступними характеристиками:

Таблица 10.1 – Характеристика зрошувальної секції

Номіналь на продукти вність камери зрошення по повітрю, м ³ /год	Марка кондиці іо нера	Розмір камери, мм (висота- ширина- довжина)	Зрошувальна частина					Опір по повіт рю, Па	М ас а,к г
			Кількість стояків		Кількість форсунок				
			В одном у ряду	Взага лі	В 1 ряд у	В 2 ряд у	Взага лі		
68	КЦК- 72	2003-3405- 2425	11	22	121	88	209	133	27 00

Також по загальній витраті повітря, я підбираю секцію фільтрації повітря з наступними характеристиками:

Таблиця 10.2-Характеристика секції фільтрації

Марка фільтра	Ф6РУ6А
Номінальна пропускна здатність повітря, м ³ /год	60000
Площа робочого перерізу, м ²	6
Фільтруючий матеріал	ФСВУ
Ефективність очистки, %	85
Рекомендована кінцева пилеємкість, г/м ²	600
Початкова запиленість повітря, мг/м ³	5

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.

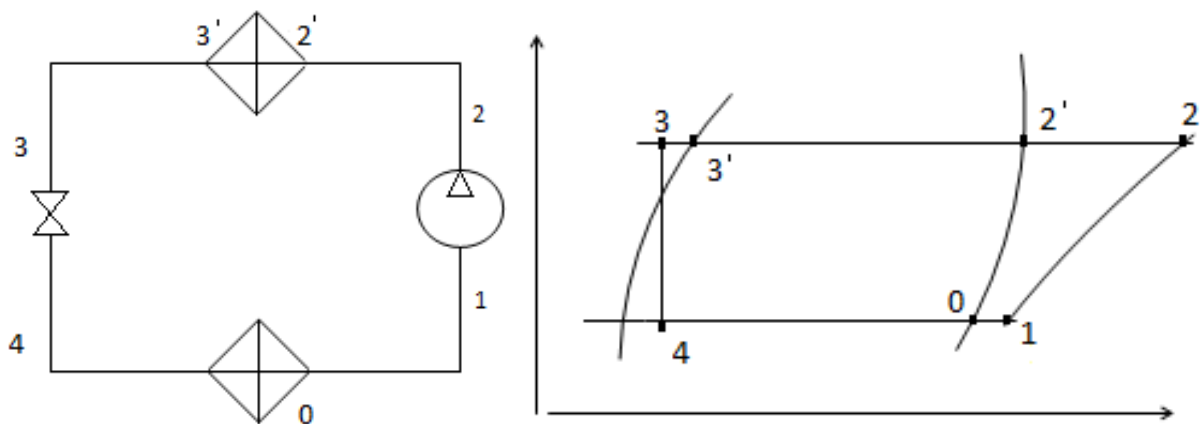
					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

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

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

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

$$Q_k = Q_o + N_i \quad (11.16)$$

Таблиця 11.3 - Тепловий розрахунок

qo, КДЖ\кг	Mд, кг/сек	Vд, м ³ /с	λ	λ _i	λ _{o'}	Vт, м ³ /с	Na, кВт	Ni, кВт	Ne, кВт	Nдв, кВт	Q ^т _к , кВт
309,1	0.64	0.075	0,7	0,88	0,8	0.107	39.9	45.2	50.2	52.9	243.4

По каталогу підбираємо чилер для системи кондиціонування повітря.

Таблиця 11.4 - Технічні характеристики чилера для системи кондиціонування.

Air-to-Water Process Chillers



According to Commission Regulation (EU) 2016/2281 implementing Directive 2009/125/EC "Ecodesign"

Table 15 - Information requirements for high temperature process chillers

Model(s):	EKO.E B/LN 1002 S
Type of condensing: (outdoor side heat exchanger)	Air
Indoor side heat exchanger chiller:	Water
Type:	Compressor - Driven vapour compression
Driver of compressor:	Electric motor
Refrigerant fluid(s):	R290

Item	Symbol	Value	Unit
Operating temperature	t	7	°C
Seasonal Energy Performance Ratio	SEPR	5,27	—
Annual electricity consumption	Q	295.767	kWh/a

Parameters at full load and reference ambient temperature at rating point A			
Rated refrigeration capacity	P _A	210,30	kW
Rated power input	D _A	72,27	kW
Rated energy efficiency ratio	EER _{DC,A}	2,91	—

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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 32 + 10 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w = 8 \text{ м/с}$.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = V^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot V \cdot \delta = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta) = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{п} = f_p + f_{тр} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обребрення β и ступінь обребрення ϕ_n :

$$\beta = f_{п} / f_{вн} = 2.2 / 0.55 = 4$$

$$\phi_n = f_{п} / f_{тр} = 2.2 / 0.5 = 4.4$$

За довідковими даними [2] вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_n :

- кінематична в'язкість $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

- число Прандтля $Pr = 0.7$;

- щільність $\rho = 1.16 \text{ кг}/\text{м}^3$;

- теплоємність $c = 1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$d_3 = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta) \quad (12.1)$$

$$d_3 = 2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008) / (0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008) = 0.011 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = w \cdot d_3 / \nu \quad (12.2)$$

$$Re = 8 \cdot 0.011 / 16.2 \cdot 10^{-6} = 5358$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot [(S_1 - d) / d_3]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (12.3)$$

$$Nu = 0.178 \cdot [(0.044 - 0.022) / 0.011]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_3 \quad (12.4)$$

$$\alpha_k = 27.8 \cdot 0.027 / 0.011 = 69.1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B / d - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B / d)) \quad (12.5)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot (1.15 \cdot 0.044 / 0.022 - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.044 / 0.022)) = 0.018 \text{ м}$$

Для мідних труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр} = 400 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, для алюмінієвих ребер $\lambda_p = 200 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (12.6)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] /$$

$$/[2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200)]^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0.91$$

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} \cdot (f_p \cdot E / f_{\text{п}} + 1 / \varphi_{\text{н}}) \quad (12.7)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = 69.1 \cdot (1.7 \cdot 0.91 / 2.2 + 1 / 4.4) = 64.2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару масла:

товщина – $\delta_{\text{м}} = 0.0005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_{\text{м}} = 0.12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = [(1/\alpha_{\text{пр}} + 8 \cdot f_{\text{п}} / (\pi \cdot (d^2 + d_{\text{вн}}^2))) \cdot (0.5 \cdot (d - d_{\text{вн}}) / \lambda_{\text{тр}} + \delta / \lambda_{\text{р}} + \delta_{\text{м}} / \lambda_{\text{м}})]^{-1} \quad (12.8)$$

$$K = [(1/64.2 + 8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2))) \cdot (0.5 \cdot (0.022 - 0.02) / 400 + 0.0008 / 200 + 0.0005 / 0.12)]^{-1} = 23.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Властивості агента (R290) визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі конденсації $t_{\text{к}}$:

- щільність конденсату $\rho_{\text{к}} = 31,583 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_{\text{к}} = 0,021798 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_{\text{к}} = 8,98 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- теплота паротворення $r = 302,85 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{\text{ст}}$, можна виразити по формулі:

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot r \cdot \rho_{\text{к}}^2 \cdot \lambda_{\text{к}}^3 \cdot (\mu_{\text{к}} \cdot d_{\text{вн}})^{-1}]^{0.25} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{ст}})^{-0.75} \quad (12.9)$$

$$q = 4^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot 302,85 \cdot 10^3 \cdot 31,583^2 \cdot 0.021798^3 \cdot (8,98 \cdot 10^{-6} \cdot 0.02)^{-1}]^{0.25} \cdot (42 - t_{\text{ст}})^{-0.75} = 115,73 \cdot (42 - t_{\text{ст}})^{-0.75}$$

									Лист
									69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ				

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{ст}$, можна виразити по формулі:

$$q=K \cdot (t_{ст}-t_H) \quad (12.10)$$

$$q=K \cdot (t_{ст}-t_H)=23.8 \cdot (t_{ст}-32)$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь 7.9 і 7.10, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q=193,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Повну обребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F=Q_k \cdot 10^3/q \quad (12.11)$$

$$F=243.4 \cdot 10^3/193,75=1256 \text{ м}^2$$

12.2 Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат визначається по формулі:

$$V=Q_k/(c \cdot \rho \cdot \Delta t) \quad (12.12)$$

$$V=243.4 \cdot 10^3/(1.16 \cdot 1.005 \cdot 5)=32.3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа «живого» перетину конденсатора:

$$F_{ж}=V/w$$

$$F_{ж}=V/w=32.3/8=4 \text{ м}^2$$

Сумарна довжина труб в апараті: $\sum L=F_{ж}/f_{п}$

$$\sum L=F_{ж}/f_{п}=4/(2.2 \cdot 10^{-3})=1835 \text{ м}$$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{ж}=S_1 \cdot u - (2 \cdot h \cdot \delta + d \cdot u) \quad (12.13)$$

$$f_{ж}=0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008)=0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</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

Довжина труб, мм	5000
Вода (вхід та вихід)	125
Вхід ХА	20
Вихід ХА	80
Об'єм міжтрубного простору, м ²	0,9
Маса, кг	2000

Витрата розсолу, що надходить на випарник

$$V_p = \frac{Q_0}{C_p \cdot \rho_p \cdot (t_{s2} - t_{s1})} \quad (13.3)$$

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

C_p - питома теплоємність розсолу, $C_p = 4,19$ кДж/кг К

ρ_p - густина розсола, $\rho = 1000$ кг/м³

$t_{s2} - t_{s1}$ - охолодження розсолу у випарнику, °С

$$V_p = \frac{198,8 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 1000 \cdot (2,77 - 1)} = 26,8 \text{ л/с}$$

По витраті розсолу підібрав 1+1 консольних насосів К-90/20 (робочий і запасний).

Характеристику насосів зводимо до табл. 7.2

Таблиця 13.2 - Характеристика розсільних насосів

Показник	К-90/20
Частота обертання, хв. ⁻¹	2900
Подача, м ³	0,028
Повний напір, м	17,2
ККД	76
Потужність електродвигуна, кВт	5,5

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

θ_m - середня логарифмічна різниця температур⁰ С

$$F_{\text{то}} = \frac{15,1 \cdot 10^3}{290 \cdot 35,6} = 1,46 \text{ м}^2$$

Середня логарифмічна різниця температур, ⁰С

$$\theta_m = t_{\text{ср.ж}} - t_{\text{ср.п}} = \frac{t_3 + t_3'}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (14.3)$$

$$\theta_m = \frac{40 + 45}{2} - \frac{16,8 + 3}{2} = 35,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тепловий потік в РТО, кВт

$$Q_{\text{то}} = M_{\text{км}} \cdot (i_3' - i_3)$$

де, $M_{\text{км}}$ - дійсна масова витрата х/а, кг/с

$$Q_{\text{то}} = 1,96 \cdot (263,7 - 256) = 15,1 \text{ кВт/с}$$

Підбираю РТО марки SLHE-20

Таблиця 14.2 - Характеристика РТО

Марка	SLHE-20
Площа теплообмінної поверхні, м ²	1,45
Номінальна потужність, кВт	15,2
Діаметр патрубків, дюйм	
рідинний	7/8
газовий	2 1/8
Діаметр трубок всередині т.о	5/8
Кількість патрубків	8
Максимальний робочий тиск	0,83
Сумарний прохідний перетин газових патрубків, см ²	39,1

14.3 Розрахунок і добір вентилятора

Площу перерізу повітропроводу, m^2 , визначаємо за формулою:

$$F = \frac{V}{\omega} \quad (14.4)$$

де, V -об'ємна витрата повітря, $m^3/сек$

ω - швидкість повітря, $m/сек$

$$F = \frac{2.04}{9} = 0.22 m^2$$

Об'ємна витрата повітря, $m^3/сек$, визначається за формулою:

$$V = \frac{L_{обц}}{C_g \cdot \rho_g \cdot \Delta t} \quad (14.5)$$

де, $L_{обц}$ -витрата загального повітря, $кг/сек$

ρ_g - щільність повітря

$$V = \frac{67.41}{1.012 \cdot 1.122 \cdot 29} = 2.04 m^3/сек$$

Знаходимо коефіцієнт тертя на формулою:

$$\lambda_{mp} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25} \quad (14.6)$$

де, k -тертя труб

d - внутрішній діаметр повітропроводу

$$\lambda_{mp} = 0,11 \cdot \left(\frac{0.001}{0.53} + \frac{64}{3.69 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0.027$$

Внутрішній діаметр повітропроводу знаходимо по формулі:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \quad (14.7)$$

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.22}{\pi}} = 0.53 \text{ м}$$

Втрати тиску на тертя, Па:

$$Rl = \frac{\lambda_{mp}}{d_{en}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot l \quad (14.8)$$

де, l-довжина магістрального повітропроводу, м

$$Rl = \frac{0.027}{0.53} \cdot \frac{1.122 \cdot 9^2}{2} \cdot 75 = 173.6 \text{ Па}$$

Втрата тиску в місцевих опорах, Па:

$$Z = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (14.9)$$

де, ξ -коефіцієнт місцевого опору,

$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$ - швидкісний тиск потоку, Па

$$Z = 10 \cdot \frac{1.122 \cdot 9^2}{2} = 454.41 \text{ Па}$$

Тиск створюваний вентилятором для роздачі повітря во всім дільницям,
Па:

$$p = (1.1 \div 1.5) \cdot (Rl + Z) \quad (14.10)$$

$$p = 1.12 \cdot (173.6 + 454.4) = 703.3 \text{ Па}$$

Необхідна потужність приводу вентилятора розраховується за формулою:

$$N = \frac{V \cdot H}{\eta_n \cdot 1000} \quad (14.11)$$

де, H- повний тиск, створюваний вентилятором, Па

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

η_n - КПД вентилятора

$$N = \frac{60,08 \cdot 785}{0,8 \cdot 1000} = 58,9 \text{ кВт}$$

По тиску та об'ємній витраті повітря підбираю 2 вентилятора марки Ц4-70-10

Таблиця 14.3- Характеристика вентилятора

№ вентилятора Ц4-70	Частота обертання		Продуктивність		Напір		КПД, %
	Об/хв	1/с	м ³ /год	м ³ /с	мм.вод.ст	Па	
10	720	12	11000	3,00	80	785	80

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 різна, але однозначно можна сказати, що чим вона повніше, 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 виключаючи. Часті пуски компресора призводять до його швидкого зносу і помітного зменшення терміну служби. Щоб цього уникнути, в систему іноді встановлюють акумулюючі 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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</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

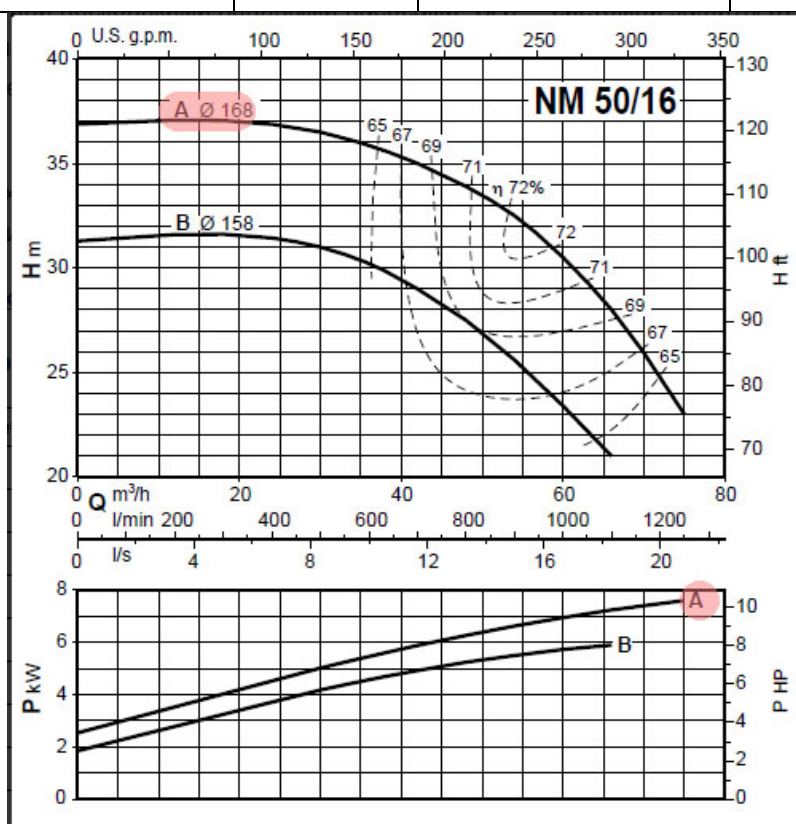


Рис. 15.1 Графіки робочих характеристик насосів ГМ-2000

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

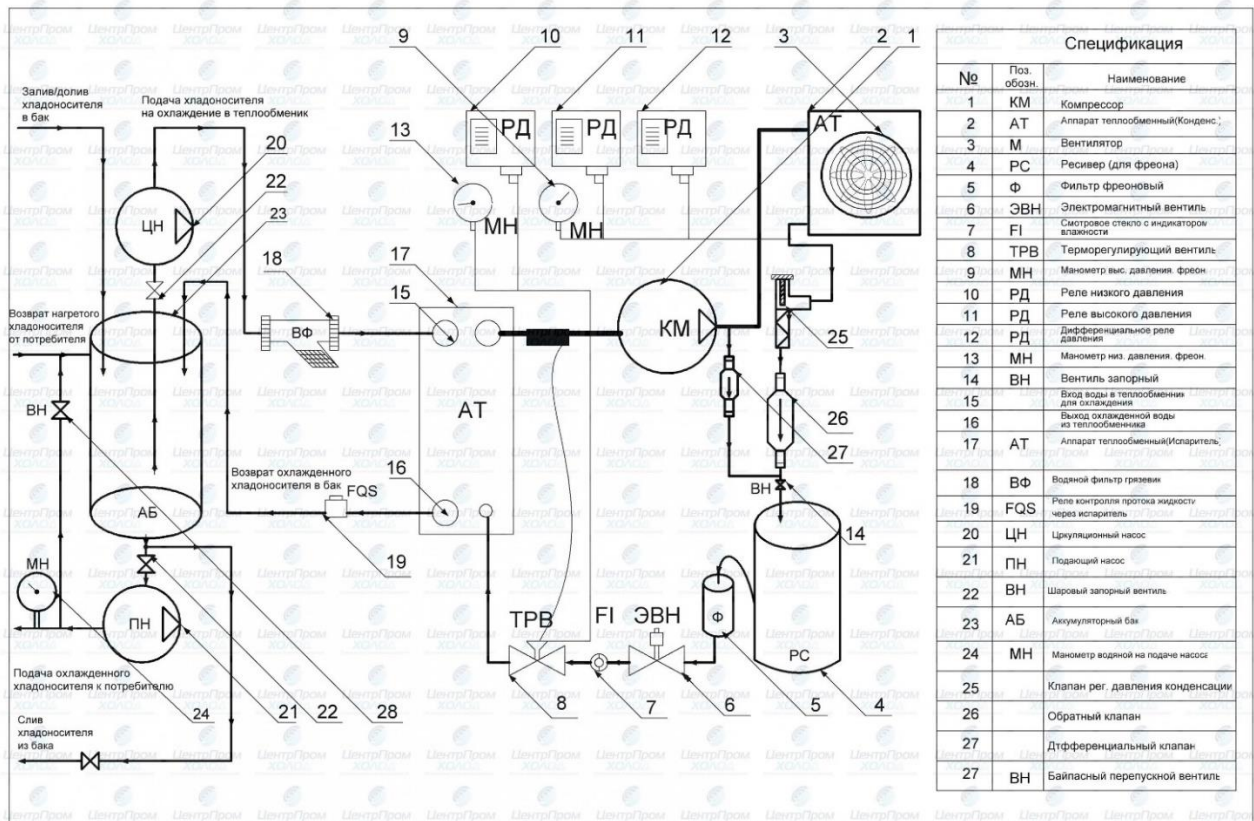


Рис.15.3 Схема чилера з вбудованим гидромодулем

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

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>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</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, °C	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, °C	-42.1	-26.5	-45.8	-40.8	-11.6
Давление при -25 °C, бар (абс.)	2.03	1.07	2.50	2.01	0.58
Плотность жидкости при -25 °C, кг/л	0.56	1.37	1.24	1.36	0.60
Плотность пара при -25/+32 °C, кг/м³	3.6	4.4	10.0	7.0	1.3
Объемная производительность при -25/55/32 °C, кДж/м³	1164	658	1334	1244	373
Теплота парообразования при -25 °C, кДж/кг	406	216	186	223	376
Давление при +20 °C, 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 ° C тиск кипіння пропану

Охорона праці - система законодавчих актів, організаційних, технічних, лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують збереження здоров'я, працездатність і безпеку людини в процесі праці.

Завдання охорони праці - звести до мінімальної ймовірність ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

На даному підприємстві розроблено ряд заходів з охорони праці обслуговуючого персоналу з урахуванням можливих аварій і порушень техніки безпеки.

Нижче розглянуті безпечні умови праці та заходи для їх створення при експлуатації ХМ: характеристика холодоагенту, небезпечні та шкідливі фактори при його використанні, класифікація холодильної машини за ступенем вибухової, вибухопожежної та пожежної безпеки та ін.

Відповідно до стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлені чотири класи безпеки залежно від семи показників токсичного впливу, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК) у повітрі робочої зони. У порівнянні з іншими показниками ГДК найбільш повно представляє токсичні властивості холодоагентів, однак одного цього показника недостатньо для оцінки реальної безпеки роботи з холодоагентом в умовах експлуатації.

Основний вид впливу холодоагенту на організм людини – інгаляційний вплив його пару. У разі розгерметизації обладнання масова частка холодоагенту в повітрі, при інших рівних умовах, пропорційна тиску і щільності його пару, тобто при однакових ГДК і однієї і тієї ж температури холодоагент з більш високим тиском насиченої пари і щільністю потрапляє в повітря робочої зони швидше і становить велику небезпеку, ніж холодоагент з низьким тиском насиченої пари і щільністю. Реальну небезпеку холодоагенту в умовах експлуатації доцільно характеризувати коефіцієнтом токсичної безпеки $K_{т.о.}$

					БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

Коефіцієнт являє собою безрозмірну величину, яка визначається відношенням щільності сухого насиченого пару холодоагенту при 20°C до ГДК, встановленої для повітря робочої зони. Чим вище значення $K_{т.о}$, тим більше строгими повинні бути запобіжні заходи.

16.5 Характеристика холодоагенту

Класифікація виробництва за ступенем вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки

Згідно з нормами технологічного проектування з вибухопожежної та пожежної небезпеки приміщення і будівлі підрозділяють на категорії А, Б, В, Г і Д. Приміщення машинного відділення фреонових холодильних установок відносять до категорії Д. Ступінь вогнестійкості будівлі холодильника І.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає такі вимоги: приміщення холодильників повинні бути забезпечені засобами пожежогасіння, все ізольовані трубопроводи в місцях проходів через стіни і перекриття повинні мати вставки з вогнетривкого ізоляційного матеріалу, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу та інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні та ремонтні роботи із застосуванням відкритого полум'я та електрозварювання в холодильних камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися за наявності письмової допуску і при дотриманні протипожежних заходів.

Об'ємно-планувальні рішення

Холодильне устаткування і трубопроводи розташовані в такому машинному відділенні, в якому можна виконати їх монтаж із забезпеченням висоти для проходів 2,2 м, – від відмітки підлоги до виступаючих частин устаткування (трубопроводів, арматури та ін.).

Забороняється розташовувати в одному приміщенні з холодильною установкою пристрої з відкритим полум'ям або з температурою поверхонь більше 300°C, а також вибухонебезпечне устаткування.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

Забороняється розташовувати холодильні установки на сходових майданчиках, під сходами, в коридорах.

Двері машинних відділень, а також охолоджуваних приміщень (холодильних камер) відкриваються у бік виходу.

Ширина проходів в машинному відділенні:
головний прохід і прохід від електрощита до виступаючих частин машини (у там числі до обгороджувальних і фундаменту колон) - становить 1,5 м;
між виступаючими частинами машин - 1 м;
між гладкою стіною і машиною - 0,8м.

Допускається встановлювати холодильне устаткування стороною, що не вимагає обслуговування, в стінах без наявності проходів.

Розміщення холодильного устаткування забезпечує зручність і безпеку обслуговування. Одиначна, рідко використовується арматура, розташована на висоті не більше 3 м., обслуговується з переносних сходів і драбин.

Майданчики, переходи і сходи, що вмонтовані в машинному відділенні, захищені поручнями заввишки 1 м, забезпеченими знизу суцільним металевим зашиванням заввишки 15см.

Рівні і майданчики сходів виготовлені з рифленої листової або круглої сталі. Ширина сходів 60 см, відстань між рівнями по висоті - 20 см, ширина рівнів - 12см.

16.6 Забезпечення вибухобезпечної експлуатації обладнання

Всі рухомі частини машини, а також машини, апарати і трубопроводи в місцях, де вони можуть піддаватися ударам, захищені.

Фундаменти під компресори (агрегати) відокремлені від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення. При установці агрегатів на перекриттях передбачені заходи, що знижують можливість передачі вібрації на будівельні конструкції відповідно до нормативних документів, що діють.

У схемі трубопроводів передбачена можливість відсмоктування холодоагенту з будь-яких апаратів, судин, повітроохолоджувачів і батарей.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		88

Щоб уникнути пошкодження вантажами або підйомно-транспортними засобами труб з хладоном, їх прокладка в холодильних камерах зроблена уздовж стін, перегородок і проходів без пересічення вантажного об'єму камер. Технологічні трубопроводи, що проходять через приміщення машинного відділення і не пов'язані з роботою холодильної установки, не мають в межах цього приміщення роз'ємних з'єднань (фланців, замкової арматури і т.д.). Трубопроводи неагрегованих фреонових установок мають наступне пізнавальне забарвлення:

всмоктуючи - синю;

нагнітальні - червону;

рідинні - сріблясту;

водяні - зелену.

Напрямок руху хладону, вказується стрілками, нанесеними чорною фарбою.

При постійному обслуговуванні холодильної установки персоналом наявність природного освітлення в машинному відділенні обов'язково.

У машинних відділеннях передбачене робоче і аварійне (від незалежного джерела) освітлення. Аварійне освітлення автоматично включається при відключенні основного джерела освітлення. Для освітлення при огляді, ремонті, чищенню і тому подібне застосовуються переносні ручні світильники з мірою захисту IP 54 із запобіжною сіткою напругою не більше 42 В. Для приміщень з періодично обслуговуваними автоматизованими фреоновими установками аварійне освітлення не обов'язкове.

Машинне відділення забезпечене опалюванням і вентиляцією відповідно до вимог СН 245-71 і Сніп II-33-75*. Температура в машинних і апаратних відділеннях підтримується на рівні не нижче 16°C при непрацюючому устаткуванні.

Припливна і витяжна (вона ж аварійна) вентиляція в машинних відділеннях примусові з кратністю повітрообміну:

припливна - 3,

витяжна (аварійна) - 4 в годину.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

Видалення повітря здійснюється поблизу холодильних агрегатів з нижньої зони приміщення згідно СНІП II-33-75*, при цьому 2/3 загального об'єму повітря видаляється з нижньої частини зони і 1/3 - з верхньої зони.

Так як в нас використовується повітряний конденсатор (при установці його в приміщенні) він забезпечений обдуванням зовнішнім повітрям в кількості, що забезпечує робочий режим машини.

Забороняється об'єднувати між собою фреонові трубопроводи агрегованих холодильних установок заводського постачання (за винятком трубопроводів, що сполучають машини з дренажним ресивером, і аварійного викиду хладону).

Технічний огляд апаратів (посудин) фреонових установок, що підлягають дії "Правил пристрою і безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском", але не реєстрованих в органах Держміськтехнагляду, повинен проводитися підприємством - власником посудин до пуску в роботу, періодично в процесі експлуатації і достроково. Випробування апаратів (посудин) тиском може бути або гідравлічним (із заповненням судини для фреонових холодильних машин маслом), або пневматичним на такий же пробний тиск сухим інертним газом (азотом або вуглекислотою) або сухим повітрям з точкою роси не більш мінус 40°C (випробування водою забороняється)

П р и м і т к а. Допускається випробування на міцність проводити холодоагентом в апаратах, де можливе створення необхідного тиску агенту шляхом наприклад, прокачування підігрітої води або іншого теплоносія через випробовуваний апарат.

При технічному огляді до пуску в роботу випробування знов встановленого апарату (посудини) дозволяється не проводити, якщо з моменту проведення такого випробування на заводі - виробнику пройшло менше 12 міс, посудина не отримала пошкоджень при транспортуванні до місця установки і монтаж його вироблявся без вживання зварки або паяння елементів, що працюють під тиском.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

Якщо термін консервації, встановлений заводом-виробником, більше 12 міс, то в холодильних агрегатах, що поставляються заповненими маслом і газом-консервантом і що зберегли надлишковий тиск до пуску в роботу, при технічному огляді (в межах терміну складської консервації до трьох років) вирішується випробування на міцність апаратів не проводити. Їх слід піддати зовнішньому і в доступних місцях внутрішньому огляду з подальшим випробуванням на щільність разом з системою змонтованих трубопроводів.

Апарати (посудини) піддаються достроковому технічному огляду: після реконструкції і ремонту із застосуванням зварки і паяння частин, що працюють під тиском;

після бездіяльності в не законсервованому стані (без надлишкового тиску хладону або азоту) більш одного року;

якщо такий огляд необхідний по розсуду особи, що здійснює нагляд або відповідального за їх справний стан і безпечну дію.

Результати технічного огляду апарату (посудини), дозвіл на пуск в роботу з вказівкою терміну наступного технічного огляду записуються в книгу обліку і огляду посудин, а також в паспорт посудини особою, що проводила даний технічний огляд.

Тиск при випробуванні слід піднімати поступово з оглядом апаратів (посудин) досягши 0,3 і 0,6 пробного тиску з припиненням підйому тиску на час огляду. Після цього тиск піднімається до пробного і під цим тиском апарат (посудина) повинен знаходитися протягом 5 хв, після чого тиск поступово знижується до розрахункового, при якому оглядається апарати (посудини) з контролем щільності його швів і роз'ємних з'єднань.

Апарат (посудина) визнається таким, що витримав випробування, якщо: у нім не виявиться ознак розриву;

не будуть відмічена теча і потіння в зварних швах, а при пневматичному випробуванні-пропуск газу;

не будуть відмічені видимі залишкові деформації після випробувань.

Система трубопроводів після монтажу має бути ретельно продута і

										Лист
										91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ					

випробувана на міцність і щільність пробним тиском сухого повітря або інертного газу з точкою роси не більш мінус 40°C окремо по сторонах високого і низького тиску. Випробування проводяться при відключених компресорах, приладах контролю і автоматики, а також апаратах, якщо випробування апаратів на міцність не входить в об'єм технічного огляду, до пуску в роботу. Під пробним тиском система трубопроводів (або окремі її ділянки) повинна знаходитися не менше 5 хв.

Після випробувань на міцність система трубопроводів і апаратів (посудин) випробовується на щільність (герметичність) тиском сухого повітря або інертного газу окремо по сторонах високого і низького тиску і витримкою під тиском протягом 18 год. із записом тиску через кожну годину

Протягом перших 6 год. тиск може мінятися унаслідок вирівнювання температур внутрішнього і оточуючого середовищ. Протягом подальших 12 год. тиск не повинен мінятися за умови постійності температури навколишнього повітря, інакше має бути вироблений перерахунок. Випробування на щільність повинне проводитися до ізоляції трубопроводів і апаратів.

Пневматичне випробування апаратів (посудин) і системи трубопроводів пробним тиском проводиться з дотриманням наступних заходів безпеки:

вентиль на наповнювальному трубопроводі від джерела тиску і манометри мають бути виведені за межі охоронної зони. Знаходиться кому-небудь в цій зоні в період нагнітання повітря або інертного газу і при витримці пробного тиску забороняється;

на випробовуваному апараті (посудині) або системі трубопроводів є не менше одного запобіжного клапана, відрегульованого на відкриття при тиску, що перевищує відповідний пробний тиск не більш, ніж на 0,1 Мпа (1 кгс/см²).

При проведенні випробувань системи трубопроводів і апаратів (посудин) на щільність з визначенням падіння тиску на час випробування охоронну зону не встановлюють.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

При пневматичному випробуванні для створення тиску в системі забороняється використовувати фреоновий компресор.

Після закінчення пневматичного випробування проводиться вакуумування системи трубопроводів і апаратів (посудин) з метою їх осушення при температурі навколишнього повітря не менше 15°C. Після досягнення залишкового тиску від 0,6 до 1,0 кПа (від 5 до 8 мм рт. ст.) рекомендується продовжити вакуумування протягом 18 год., після чого випробувати систему на вакуум. При випробуванні система повинна залишатися під вакуумом протягом 18 год. із записом тиску через кожен годину.

Протягом перших 6 год. допускається підвищення тиску не більш, ніж на 0,5 кПа (4 мм рт. ст.). У останній час тиск може змінюватися лише на величину, відповідну зміні температури навколишнього повітря.

Після заповнення установки хладоном проводиться додаткова перевірка щільності всіх з'єднань системи за допомогою втечешукача.

На кожному апараті (посудині) є нанесений фарбою на видному місці або на спеціальній табличці:

реєстраційний номер;

дозволений тиск;

дата (місяць і рік) проведеного і наступного технічного випробування.

16.7 Методи визначення місць витоку фреону

Фреони володіють високою текучістю. Вони здатні проникати через щонайменші нещільності навіть крізь дрібні пори металу. Обслуговуючий персонал не може виявити витік фреону безпосередньо за допомогою органів чуття (як для аміаку), оскільки фреони, при атмосферному тиску є безбарвним газом з дуже слабким запахом, який починає відчуватися лише при вмісті фреону в повітрі більше 20-30% за об'ємом.

Витік фреону приводить до порушення технологічного режиму споживачів холоду, неблагоприємно позначається на температурному режимі

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

роботи холодильної машини, викликає перегрів обмотки електродвигуна герметичного компресора і вихід його з ладу.

Розглянемо методи визначення витoku фреонів.

1. Обмилення місць з'єднань елементів холодильної установки. В разі витoku фреону з'являються зростаючі міхури. Щоб піна довше не висихала, в мильний розчин додають гліцерин.

2. Визначення великого витoku агента по масляному витoku в місці розгерметизації (у установках, що використовують фреони і масла з хорошою взаємною розчинністю).

3. Визначення витoku за допомогою галоїдних ламп (найпоширеніший метод). Принцип дії галоїдних ламп заснований на тому, що продукти розкладання фреону у присутності розжареної міді забарвлюють безбарвне полум'я пальника і збільшують висоту факела. Висока чутливість галоїдних ламп реалізується повною мірою, якщо витік визначається в добре провітреному приміщенні. Залежно від вживаного палива існує декілька типів галоїдних ламп: спиртні, пропанові, бензинові, ацетиленові, найбільш чутливі при роботі на пропан-бутан

16.8 Контрольно-вимірювальні прилади

Судини, ресивери повинні мати справні візуальні покажчики рівня рідини, які повинні застосовуватися плоске (рефлекторне) скло. Показники рівня мають бути обладнані замковими пристосуваннями для їх відключення в разі поломки скла.

Манометри (мановакууметри) комплектовані заводським постачанням є встановлені на кожному компресорі для спостереження за робочим тиском всмоктування, нагнітання, в системі мастила і в картері. Манометри (мановакууметри) встановлені на апаратах, судинах, технологічному устаткуванні з безпосереднім охолодженням, фреонових насосах, а також на розподільних пристроях (рідинних, всмоктуючих, відтаюванні), сполучених трубопроводами з устаткуванням холодильних камер, і на загальних

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

всмоктуючих і нагнітальних трубопроводах, до яких паралельно приєднано декілька компресорів.

Манометр вибирається з такою шкалою, щоб межа виміру робочого тиску знаходилася в другій третині шкали. Між манометром і апаратом (посудиною) встановлений трьохходовий кран або штуцер із замковим органом для під'єднування другого манометра. За наявності можливості перевірити манометр у встановлені терміни, знявши його з посудини, установка трьохходового крану або замінюючого його пристрою не обов'язкова.

Манометри мають клас не нижче 2,5 (ГОСТ 8625-77) і встановлюються так, щоб їх свідчення були виразно видні. Циферблат розташований у вертикальній площині або з нахилом вперед до 30 градусів. Манометр має червону межу по діленню, відповідному дозволеному робочому тиску в судині.

Всі встановлені манометри опломбовані або мають клеймо перевірки. Перевірка манометрів проводиться щорік, а також кожного разу після проведеного ремонту манометра.

Не рідше за один раз в 6 міс. підприємством виробляється додаткова перевірка робочих манометрів контрольним манометром із записом результатів в журнал контрольних перевірок. За відсутності контрольного манометра допускається виробляти додаткову перевірку перевіреним робочим манометром.

Манометр не допускається до застосування у випадках, коли відсутня пломба або клеймо, прострочений термін перевірки, стрілка манометра при його виключенні не повертається на нульову відмітку шкали, розбито скло або є інші пошкодження, які можуть відбитися на правильності його свідчень.

Посудини що містять рідкий холодоагент, апарати і технологічне устаткування з безпосереднім охолодженням мають справні пружинні запобіжні клапани або плавкі пробки.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

16.9 Основні правила безпечного обслуговування холодильної установки

До обслуговування холодильних систем допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд і що мають документ про закінчення спеціального учбового закладу або курсів. До самостійного обслуговування холодильних систем допущені працівники лише після проходження під керівництвом досвідного наставника стажування протягом одного місяця і відповідної перевірки знань.

Виконання робіт в машинних і апаратних відділеннях, а також в холодильних камерах і інших приміщеннях, де є холодильне устаткування, працівниками, не пов'язаними з обслуговуванням холодильної системи і експлуатацією холодильних камер (ремонт, теплоізоляція, фарбування, устаткування і труб і ін.), виробляється після відповідного інструктажу і під спостереженням працівника, відповідального за експлуатацію холодильної системи.

Особи, допущені до технічного обслуговування конкретної системи, окрім загальнотеоретичних знань і вимог Правил безпечної експлуатації холодильної установки, повинні знати:

- пристрій, правила обслуговування і принцип роботи холодильної системи, включаючи систему трубопроводів;
- порядок виконання робіт по пуску, зупинці холодильної системи і її елементів, регулюванню режиму їх роботи (відповідно до інструкцій організації виробника по обслуговуванню встановленого устаткування);
- нормальний режим роботи холодильної системи;
- правила заповнення хладагентом, маслом і холодоносієм;
- порядок ведення експлуатаційного журналу холодильної системи;
- правила користування засобами індивідуального захисту;
- правила охорони праці і надання долікарської допомоги, у тому числі при ураженні електрострумом.

Періодична перевірка знань обслуговуючого персоналу правил, нормативних документів по технічному обслуговуванню холодильної системи

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

і охорони праці, а також практичних дій проводиться не рідше за 1 раз в рік комісією, що складається з фахівців з холодильної техніки і охорони праці. Склад комісії затверджується працедавцем.

У входів в охолоджувані приміщення (коридор, естакада) вивішені інструкції по охороні праці при проведенні робіт в цих приміщеннях і захисті пристроїв, що охолоджують, і трубопроводів від пошкоджень. Проходи поблизу холодильного устаткування завжди вільні, а підлоги проходів - в справному стані.

Куріння в машинних відділеннях, а також в інших приміщеннях, де встановлено холодильне устаткування, забороняється. Зварка і паяння при ремонті машин, агрегатів, апаратів, трубопроводів холодильних систем, що діють, застосовуються під спостереженням старшого технічного персоналу і за наявності письмового дозволу працівника, відповідального в організації за справний стан, правильну і безпечну експлуатацію холодильних систем.

Холодильні системи є забезпечені первинними засобами пожежогасінні відповідно до норм, що діють. Розміщення і зберігання в приміщеннях холодильних установок сторонніх предметів не допускається.

Перед початком роботи з устаткуванням в закритих приміщеннях переконуються в тому, що розвантажувальні колектори запобіжних клапанів і спускові вентилі виведені за межі приміщення і відключені від всіх повітрязбірників, сполучених з будівлею. Перевіряють, чи добре вентилюється приміщення. При необхідності для розсіювання пари хладагентів можна скористатися допоміжними вентиляційними системами (наприклад, повітродувками або вентиляторами). Перш ніж увійти до закритих приміщень, перевіряють його на наявність кисню.

Для випробування на наявність кисню не можна користуватися монітором наявності витоків, оскільки з його допомогою не можна встановити, чи досить в приміщенні кисню для життєдіяльності. Для контролю за наявністю кисню у виробничих приміщеннях мають бути передбачені спеціальні прилади.

					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		97

Первинну заправку або дозаправку холодильної системи хладагентом (хладоном) в умовах експлуатації рекомендується виконувати по рідкій фазі хладагента, якщо інше не передбачене організацією-изготовителем. При дозаправці використовують капілярну трубку або інший пристрій, що забезпечує дроселювання рідини, для запобігання можливості попадання рідкого холодоагенту у всмоктуючу порожнину компресора.

Перед заповненням холодильної системи агентом слід упевнитися в тому, що в балоні міститься відповідний холодильний агент. Перевірка проводиться по величині тиску пари хладагента при температурі балона, рівній температурі навколишнього повітря. Перед перевіркою балон повинен знаходитися в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску хладагента від температури навколишнього повітря перевіряється по таблиці насиченої пари.

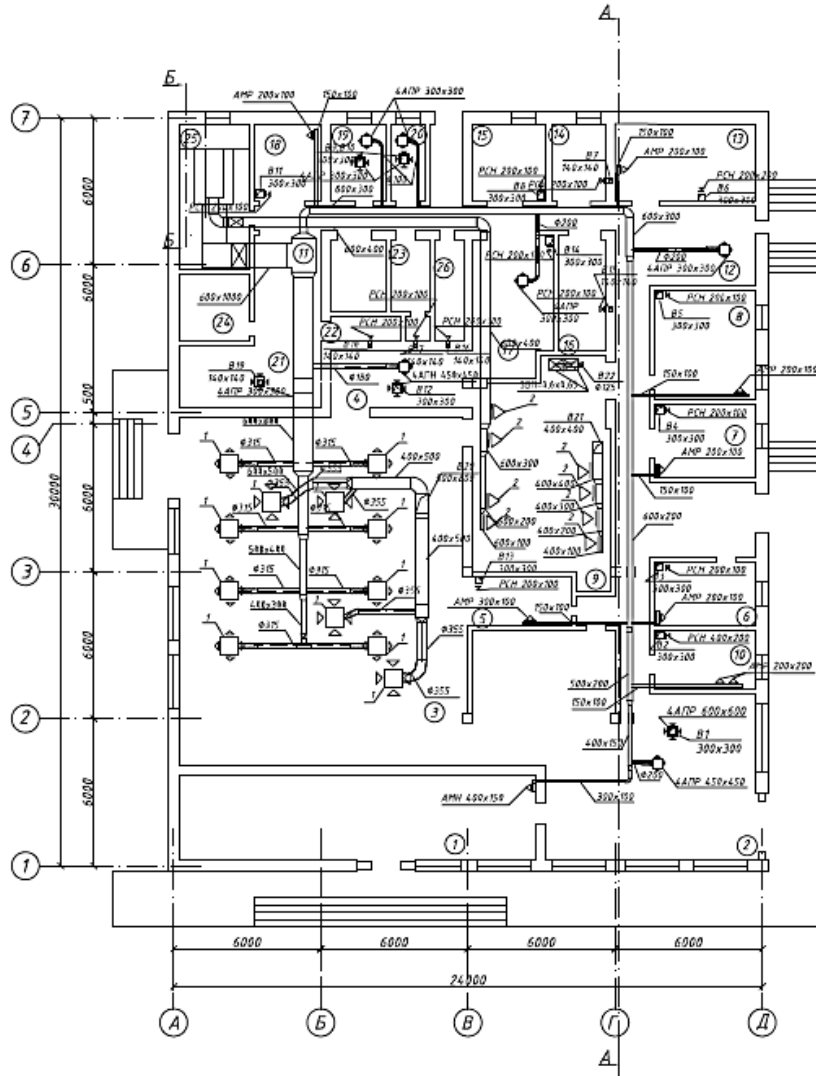
					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		98

Список використаної літератури

1. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянов А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
2. Лагутин А. Е. Аппараты холодильных установок: Том 1, Учебное пособие, ОГАХ, 2003. – 141 с.
3. Мнацаканов Г.К. Основы проектирования холодильников: Учебное пособие, ОГАХ. 2004. – 70 с.
4. Цинман М.М., Янюк В.Я. Холодильники для фруктов. – М.: «Пищевая промышленность», 1969. – 201 с.
5. Чумак И.Г., Кочетов В.П. и др. Транспортировка и хранение тропических плодов: Учебное пособие. – Одесса. Рефпринтинфо, 2004.– 12 с.
6. Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. Е. Я. Юдина, С. В. Белова. – М.: Машиностроение.1983.–432с.
7. Вигуржинская С. Ю. и Туснолобов В. К. Методические указания к дипломному проектированию по экономике. Одесса, 2010.- 24 с.
8. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М., 2004. - 54 с.
9. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование /под ред. Проф. Б.М. Хрусталева – М.: Изд-во АСВ, 2005. – 576 с.
10. СНиП 2.08.02-89*. Общие здания и сооружения. – М.,1991. - 40 с.
11. СНиП 2.09.04-87*. Административные и бытовые здания. – М.,1993. -20 с.
12. МГСН 4.14-98. Предприятия общественного питания.- М., 1998.

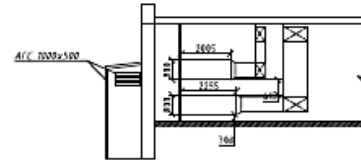
					<i>БКВ 05. 011. 000 ДП ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		99

План на відмітці 1.500

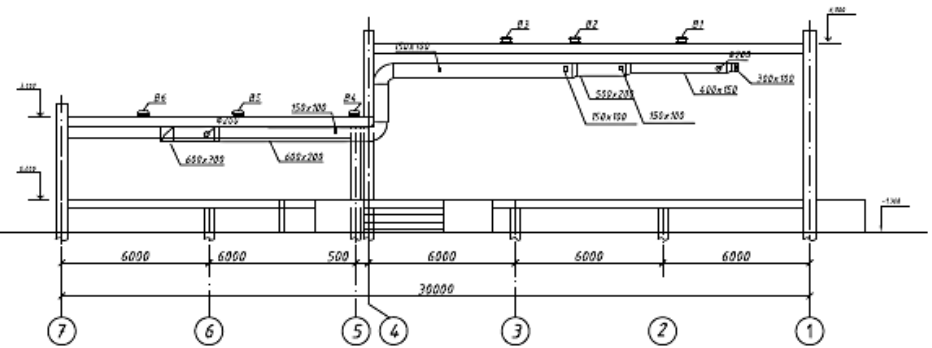


1. 4.ATP 450x450
2. AMP 600x300

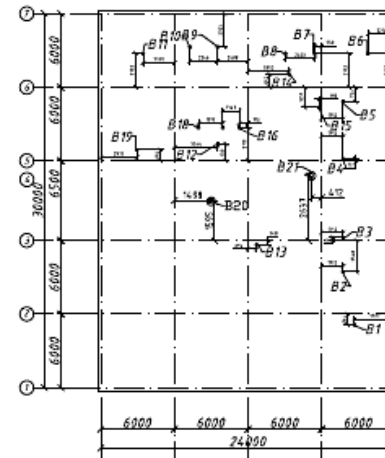
Б-Б



А-А



План-схема

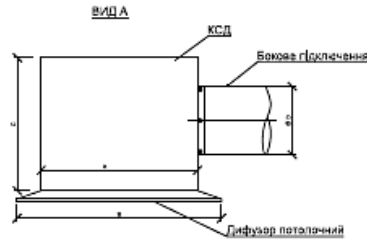
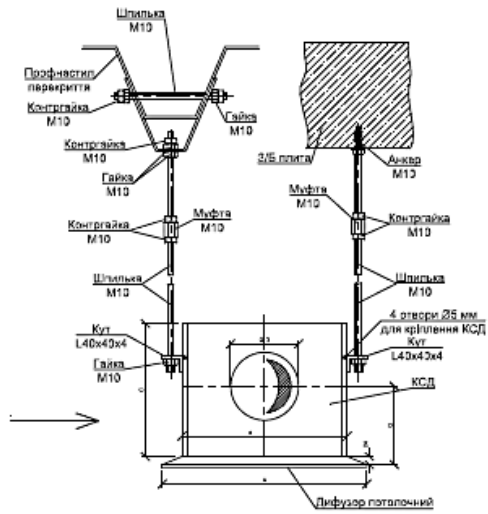


Наименование помещения	Площадь, м ²
1 Вестибаль	4,3,9
2 Зала чайхани	42,0
3 Зала ресторану	170,4
4 Буфет, магазин при ресторані	30,0
5 Холодний цех	13,2
6 Кладова алкоголю	11,2
7 М'ясний, рибний та цех обробки птиці	14,3
8 Цех заготовки овочів	15,5
9 Гарячий цех	52,4
10 Посудомийна	28,2
11 Коридор	64,7
12 Загрузочна	18,0
13 Вентиляційна камера	22,8
14 Кладова овочів та соліни	6,8
15 Кладова сухих продуктів	11,8
16 Кладова посуду	8,3
17 Посудомийна	12,7
18 Кімната для вилізни	6,0
19 Кабінет адміністрації	8,5
20 Приміщення персоналу	5,7
21 Гардероб для персонала	20,4
22 Душева	3,9
23 Відиральні	7,1
24 Кладова інвентаря	6,8
25 Тепловий пункт	25,9
26 Електроштаба	6,2

БКВ 05.011.000

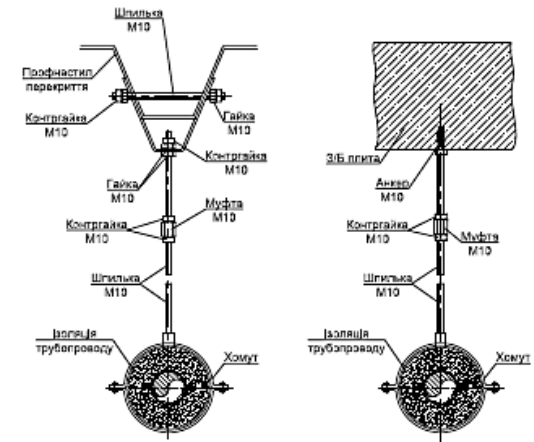
Проект системи кондиціонування повітря	Лист 11	Листів 4
Масштаб: 1:100		
Група: БКВ-05		

Елементи кріплення сталевого дифузора до профнастилу / ЖБ плити

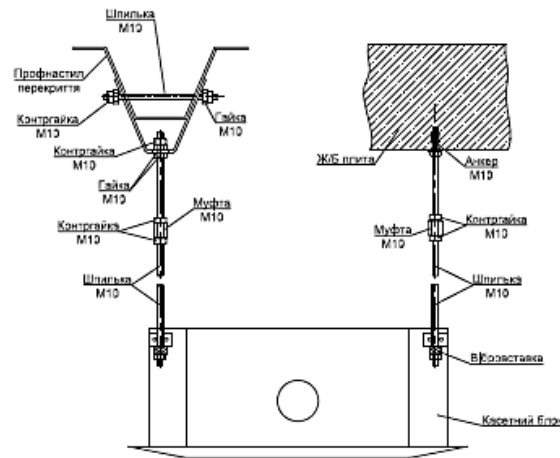


Тип дифузора	ØD, мм	а, мм	б, мм	С, мм	В, мм	А, мм	В, мм
Бокове підключення							
4АГН 300x300	124	185	159	270	150	300	300
4АГН 450x450	159	335	309	350	210	450	450
4АГН 600x600	199	485	309	390	230	600	600

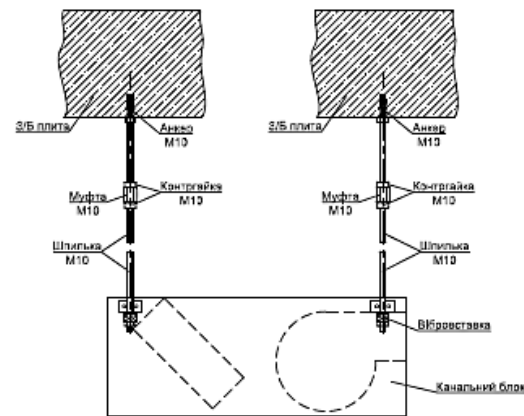
Елементи кріплення трубопроводу до профнастилу / ЖБ плити



Елементи кріплення трубопроводу внутрішнього касетного блоку до профнастилу / ЖБ плити



Елементи кріплення трубопроводу внутрішнього касетного блоку до профнастилу / ЖБ плити



				БКВ 05.011.000			
№ документа	№ рисунка	Дата	Зміст	Проект системи кондиціонування повітря вентиляції застосування на 64 місць у м. Одеса			
Розробив	Виконав	Перевірив	Спеціаліст	Лист	Масштаб	Масштаб	Масштаб
				Лист №	Аркуш №	Аркуш №	Аркуш №
Елементи кріплення дифузоров та трубопроводів				група БКВ-05			

Ім'я користувача:
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:
1016389078

Дата перевірки:
26.06.2024 13:18:37 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
26.06.2024 13:48:57 EEST

ID користувача:
100011688

Назва документа: 2БКВ-05 Лаговський Я

Кількість сторінок: 93 Кількість слів: 16775 Кількість символів: 115844 Розмір файлу: 2.30 MB ID файлу: 10162013

39.3% Схожість

Найбільша схожість: 16.6% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bltstreams/3f59cc17-97f0>).

39.3% Джерела з Інтернету 982

Сторінка 95

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи 524

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

В І Д Г У К

керівника про дипломний проект здобувача освіти

Лаговського Ярослава Сергійовича

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціонування
і вентиляції повітря»

Тема: Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування на 64 місцях у м. Одеса

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

а) Об'єм та якість виконаної роботи (графічного матеріалу та розрахунково-пояснювальної записки)

Дипломний проект Лаговського Ярослава Сергійовича виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на 99 сторінках і графічного матеріалу на чотирьох аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проектом (роботою)

Дипломник Лаговський Ярослав Сергійович над дипломним проектом працював самостійно, графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не порушував.

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента Лаговського Ярослава Сергійовича - добра. При навчанні за освітньою програмою «Системи кондиціонування і вентиляції повітря» показав програмні результати навчання на достатньо високому рівні, зацікавленість проявляв до дисциплін професіонального циклу.

г) Вміння вирішувати виробничі та конструкторські питання на базі останніх досягнень науки і техніки, передових методів виробництва

Студент Лаговський Ярослав Сергійович в період роботи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.
Лаговський Ярослав Сергійович отримав освітній рівень бакалавр з енергетичного машинобудування і кваліфікацію – фахівець з обслуговування систем кондиціонування та вентиляції повітря.

Оцінка розрахункової частини	4 <u>(добре)</u>
Оцінка графічної частини	4 <u>(добре)</u>
Загальна оцінка	4 <u>(добре)</u>

Прізвище, ім'я, по батькові керівника Трандафілов Володимир Володимирович

Місце роботи і посада керівника проекту
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ», викладач
к.т.н., кафедри Енергетичного машинобудування

«20» червня 2024 р.

Підпис 

**ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ»**

РЕЦЕНЗІЯ

на дипломний проект (роботу) студента

Лаговського Ярослава Сергійовича

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема: _____ Проект системи кондиціювання та вентиляції закладу харчування н
64 місьць у м. Одеса

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки _____ сторінок

Обсяг графічної частини проекту _____ сторінок

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

а) Висновок про ступінь відповідності виконаного дипломного проекту (роботи) завданню

Лаговський Ярослав Сергійович отримав освітній рівень бакалавр з енергетично машинобудування і кваліфікацію – фахівець з обслуговування систем кондиціюван та вентиляції повітря.

б) Характеристика виконання кожного розділу проекту: ступеня використання дипломником останніх досягнень науки і техніки передових методів роботи на виробництві

Студент Лаговський Ярослав Сергійович в період роботи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.

в) Оцінка якості виконання графічної частини проекту (роботи) і пояснювальної записки

Дипломний проект Лаговського Ярослава Сергійовича виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на 99 сторінках і графічного матеріалу на чотирьох аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

Дипломник Лаговський Ярослав Сергійович на достатньо хорошому теоретичному рівні виконав необхідні розрахунки для проектування холодильної установки, підібрав сучасне устаткування, провів економічний аналіз рентабельності.

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. Відсутня інформація щодо підбору допоміжного устаткування.
2. Не зрозуміло, чи були враховані термодинамічні втрати при розрахунку параметрів холодильної установки.

Оцінка розрахункової частини	4 (добре)
Оцінка графічної частини	4 (добре)
Загальна оцінка	4 (добре)

Прізвище, ім'я, по батькові: Ольховський Роман Альбертович

Місце роботи і посада рецензента:

ТОВ "Технології комфорту плюс", провідний інженер

« 14 » червня 20 24 р.



Підпис

**ДОЗВІЛ
НА РОЗМІЩЕННЯ
ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
В ЕЛЕКТРОННОМУ РЕПОЗИТАРІЇ ВСП «ОТФК ОНТУ»**

Ми, що нижче підписалися,

Лаговський Ярослав Сергійович,
здобувач освіти гр. 2БКВ-05, та

Трандафілов Володимир Володимирович,
керівник дипломного проекту,


не заперечуємо щодо розміщення електронного варіанту пояснювальної записки до дипломного проекту фахового молодшого бакалавра на тему:

«Проект системи кондиціонування та вентиляції закладу харчування на 64 місць у м. Одеса» (автор роботи – Лаговський Я.С., керівник роботи – Трандафілов В.В.)

виконаного у ВСП «Одеський технічний фаховий коледж Одеського національного технологічного університету» в 2024 році, у повному обсязі в електронному репозитарії ВСП «ОТФК ОНТУ» для вільного доступу через мережу Інтернет.

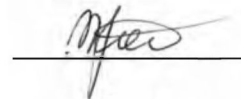
Несемо відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів випускної кваліфікаційної роботи і даємо згоду на обробку персональних даних.

Виконавець



/ Лаговський Я.С. /

Керівник



/ Трандафілов В.В. /

«10» червня 2024 р.