

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проект

**здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 010. 000 ДП**

**Керуса Максима
Віталійовича**

м. Одеса - 2023 р.

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

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 04. 010. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря
експериментальної лабораторії громадського харчування
ВСП «ОТФК ОНТУ»

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

Дипломник _____ (Керус М.В.)

Керівник проекту _____ (Беркань Ір.В.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

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

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

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

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

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

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

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

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: Керус Максим Віталійович
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту:

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

Вихідні дані для проекту: Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря експериментальної лабораторії громадського харчування ВСП «ОТФК ОНТУ»

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту: 32 °С, 56%

Вступ

1. Загальна частина

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

2. Технологічна частина

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря

3. Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Розрахункові дані проекту
- 3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 3.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 3.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 3.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 3.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 3.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 3.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

4. Організаційна частина

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

5. Економічна частина

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7. Використана література

Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання або холодопостачання

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

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

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедрую _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Беркань Ір.В.)

ВСТУП

Органолептичний аналіз являє собою дослідження якості продукції за допомогою органів чуття - зору, нюху, смаку, дотику (сенсорний аналіз). На підприємствах громадського харчування, або в лабораторіях навчальних закладів органолептичний метод контролю якості блюд і кулінарних виробів використовується при систематичній перевірці їх якості. При проведенні органолептичного аналізу якості продукції громадського харчування необхідно дотримувати певні вимоги, в тому числі:

- до приміщення;
- приладів і матеріалів;
- фахівців.

Вимоги до приміщення:

У лабораторних умовах органолептичний аналіз потрібно провести в спеціально обладнаному приміщенні, яке повинно забезпечити оптимальні умови для аналізу, в тому числі: середня площа приміщення повинна становити 13-20 м² (в залежності від кількості одночасно працюючих оцінювачів); мати постійну температуру +18 ÷ 20 °С і відносну вологість повітря – 70 ÷ 75%, оскільки вразливість органів смаку знижується при температурі вище за 36 ° відносно кислого і гіркого смаків і при температурі нижче за 15 °С відносно солоного смаку; бути ізольованим від сторонніх запахів, які можуть проникнути з сусідніх приміщень і зовні, а також від шуму і інших чинників, відволікаючого увагу оцінювача при проведенні органолептичного аналізу.

Основними показниками кулінарної продукції є: зовнішній вигляд, колір, запах, консистенція, смак.

Зовнішній вигляд - комплексний показник, який характеризує загальне зорове враження від блюда (вироби), включає ряд таких одиничних показників, як форма, стан поверхні, однорідність по розміру, якість оформлення і т. д.

Колір (забарвлення) - показник зовнішнього вигляду, що характеризує враження, викликане відображеними світловими променями видимого кольору.

Запах - показник якості, визначуваний за допомогою органів нюху. Запах є відчуттям, виникаючим при збудженні рецепторів нюху, розташованих у верхній частині носових порожнин. Інтенсивність запаху

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

залежить від кількості летучих речовин, що виділяються з продуктів, і їх хімічної природи.

Консистенція - показник якості блюд і кулінарних виробів, який характеризує суму властивостей продукту, що відтворюються зорово, дотиково, аналізаторами пальців рук, шкірою і чутливими мускулами рота. При оцінці "консистенції" визначають агрегатний стан продукту (рідке, тверде і т. д.), міра його однорідності (однорідна, хлопьевидная, творожистая), механічні властивості (крихкість, в'язкість, пружність, пластичність). Консистенція різних груп блюд і виробів характеризується звичайно декількома словесними визначеннями. Наприклад, консистенція картопляного пюре - однорідна, пишна, рихла; пісочного пирожного - розсипчаста, крошливая і т. д.

Смак - найважливіший показник якості кулінарної продукції, що впливає вирішальний чином на оцінку її якості. Смак обумовлюється відчуттями, виникаючими при збудженні смакових рецепторів, розташованих у смакових сосочках слизової оболонки мови. Смак викликають речовини, розчинні у воді або слині. На смакові відчуття впливають консистенція і запах блюд і виробів. Комплексне враження власне смаку, а також запаху і дотику при розподілі продукту в порожнині рота характеризує його вкрасність. При оцінці смаку характеризують його якісні ознаки (гіркий, кислий, солодкий, солоний смак) і інтенсивність. Крім перерахованих основних показників якості кулінарної продукції, для деяких груп виробів вводять додаткові показники: прозорість (бульйон, желе, чай), вигляд на розрізі (блюда з рибної котлетной маси, блюда з рубаного м'яса, фаршировані вироби, пирожные, кекси і інш.), забарвлення кірки і стан мякиша (борошняні кондитерські і булочні вироби) і інш.



Мал. 1

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Вентиляція та кондиціонування – це комплекс систем, що призначені для організації повітрообміну у будівлі та забезпечення комфортних параметрів повітряного середовища.

Вентиляція та кондиціонування, як будь-які інші інженерні системи, вимагають розробки проектної документації. Монтаж систем вентиляції та кондиціонування без попереднього проекту може призвести до таких негативних наслідків як протяг, шум та високе енергоспоживання.

Кондиціонування – система, що створює та регулює в приміщеннях мікроклімат для забезпечення сприятливих для самопочуття людей умов або ведення технологічного процесу.

Системи кондиціонування розподіляють за такими основними ознаками:

- за призначенням: комфортні і технологічні
- залежно від області застосування: побутові, промислові та напівпромислові
- за способом підготовки і подачі повітря: центральні та місцеві



Мал. 2

Побутові системи кондиціонування призначені для охолодження невеликих приміщень (до 80 кв.м.), промислові – більш потужні та використовуються у великих приміщеннях (понад 100 кв.м.), а також для центрального охолодження будівель. Існує проміжний клас систем кондиціонування – напівпромислові, що зазвичай застосовуються як у побуті (квартири, котеджі), так і на підприємствах.

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Вентиляція – організований повітрообмін, що замінює повітря в приміщеннях зовнішнім, чистим, повітрям, з метою створення сприятливого для здоров'я людей середовища. Вентиляційні системи поділяють:

- за способом, що забезпечує рух повітря: природні та примусові
- за характером дії: припливні, витяжні та змішані
- за місцем обслуговування: загально обмінні та місцеві
- за призначенням: робочі та аварійні

Вентиляція як будь-яка інша інженерна система вимагає розробки проектної документації. Професійно виконаний проект гарантує якість виконання монтажних робіт. Помилки та неточності, допущені при проектуванні вентиляції, можуть не тільки погіршити ефективність роботи системи, а й зробити її неможливою для експлуатації.

В адміністративних та громадських будівлях нині широко застосовуються місцево-центральні системи вентиляції і кондиціонування повітря з утилізацією теплоти вентиляційних викидів. Типова центральна припливно-витяжна установка розміщується, наприклад, в підвалі будівлі. Тип та кількість таких установок розраховується на оброблення нормативної витрати повітря для відповідних приміщень. Зовнішнє повітря через повітрозабірну шахту надходить на припливну установку, послідовно проходить через припливний фільтр, в якому очищується від пилу; рекуператор, в якому попередньо нагрівається за рахунок теплоти вентиляційних викидів в холодний період року. Подальша робота припливної камери залежить від періоду року: – в теплий період повітря охолоджується в повітроохолоджувачі; – в холодний період повітря після рекуператора догрівається в повітронагрівачі. Надалі повітря за допомогою припливного вентилятора через систему припливних повітропроводів подається до приміщення. Витяжне повітря в холодний період року з приміщення спрямовується у витяжну шахту і далі надходить на рекуператор, де охолоджується і викидається в атмосферу. Для компенсації надлишків теплоти та вологи в теплий період року у приміщенні встановлені фанкойли (кондиціонери-доводчики). Охолодження повітря в повітроохолоджувачі центрального кондиціонера і в фанкойлах здійснюється водою, яка охолоджується в холодильній станції (чілері), що розташована, наприклад, на

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

даху будівлі. В холодний період року встановлені у приміщеннях фанкойли можуть бути використані для опалення цих приміщень.



Мал. 3

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вихідні дані

Лабораторія громадського харчування ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 120 м. кв. складається з 4-х приміщень:

Приміщення № 1 призначене для лабораторних досліджень харчових продуктів $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Приміщення № 2 склад – комора зразків харчових продуктів, $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Приміщення № 3 призначене для проведення навчальних занять з $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Приміщення № 4 приміщення ідальні з плитами, пічками, гарячий цех, $t_{\text{повітря}} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В лабораторії одночасно перебувають 15 здобувачів освіти під керівництвом викладача спеціальних дисциплін.



Мал. 1.1

Инь. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инь. № дубл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Для міста Одеси:

розрахункова літня температура	32 °С
розрахункова зимова температура	-18 °С
відносна літня вологість повітря	56%
відносна вологість повітря взимку	86 %
середньорічна температура	9.9 °С
географічна широта	48°

Підготовка повітря у виробничих приміщеннях.

У приміщеннях закладів освіти відносна вологість повітря має бути 40 - 60 %; температура повітря в аудиторіях і лабораторіях не нижче 17° С і не вище 24° С в майстернях 16 - 18° С, в спортивному залі 15 - 17° С, в роздягальнях при спортивному залі 19 - 23° С, в актовому залі 17 - 20° С, в бібліотеці 16 - 18° С, в медичних кабінетах 21 - 23° С, в рекреаціях 16 - 18° С, у вестибюлі, гардеробі 16 - 19° С; в санітарних вузлах 17 - 21° С; в душових не нижче 25° С.

1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту.

Основою систем кондиціонування повітря є секції, в яких здійснюються очищення та термовологісна обробка повітря, що подається в приміщення, що обслуговуються, відповідно до технологічних або санітарно-гігієнічних норм.

До складу СКП входять пристрої, що здійснюють необхідну обробку повітря (фільтрацію, охолодження, підігрів, осушення, зволоження), транспортування його, роздачу в приміщення, що обслуговуються, джерела тепло- і холодопостачання, засоби автоматичного регулювання, контролю та управління, а також допоміжне обладнання.

Основне обладнання для обробки та переміщення повітря, як правило, компонується в одному агрегаті – кондиціонері. У різних СКП, крім того, застосовується допоміжне обладнання: місцеві підігрівачі, ежекційні та вентиляторні кондиціонери-доводчики, глушители аеродинамічного шуму.

Для підтримки заданого температурного режиму в приміщеннях застосовується система кондиціонування з підігрівом повітря і охолодженням його з одночасним осушенням за допомогою охолодженої води, яка готується в кожухотрубному випарнику холодильної хладонової установки одноступеневого стиснення.

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

					Лист
БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

Схема живлення – безнасосна, з нижньою подачею R- 407 у випарник.
 Вибір фреону R- 407 а як холодильного агента обумовлений хорошими термодинамічними властивостями, його високою об'ємною холодопродуктивністю та відносною екологічною безпекою.

Проектом передбачена холодильна машина одноступеневого стиснення. До складу машини входять: компресорний агрегат з конденсатором водяного охолодження, кожухотрубний випарник, ресивер, фільтр-осушувач, регенеративний теплообмінник, щити арматурний та управління, терморегулюючі вентиля. Основне навантаження на холодильну установку складається з суми теплоприпливів через будівельні конструкції, з зовнішнім повітрям, від роботи обладнання, теплоприпливи при експлуатації об'єкта завдання. Вже давно доведено, що в приміщеннях, що кондиціонуються, продуктивність розумової та фізичної праці зростає майже в половину.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

3. РОЗРАХУНКОВО - КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові дані

Розраховуючи теплоприпливи через внутрішні огорожі (стіни та перегородки), що відокремлюють одне приміщення від іншого, температура якого відома, замість температури зовнішнього повітря приймаю температуру даного приміщення.

При розрахунку тепло приток через внутрішні огорожі, що виходять у коридори, вестибюлі, тамбури, температурний напір приймаю як частину розрахункової різниці температур для зовнішніх стін: якщо ці приміщення повідомляються із зовнішнім повітрям і якщо не повідомляються.

Зовнішні стіни виконані зі звичайної силікатної, 250 x 125 x 65 на цементно-піщаному розчині, товщина стін 2,5 цегли (=645 мм, із внутрішньої сторони оброблені штукатуркою на цементно-піщаному розчині (=20 мм і будівельною сумішшю Alinex під фарбування (=10 мм.) Покриття (без дахове) - із залізобетонних пустотних плит (=220 мм), покритих теплоізоляцією TERPLEX 45-500 (=50 мм), гідроізоляція - шар пергаміну (=1 мм), поверх нього бетонна стяжка (=25 мм). Характеристика теплоізоляційного матеріалу TERPLEX 45-500 наведені в довідниках. Підлоги (на ґрунті) - залізобетонна пустотна плита (=220 мм), теплоізоляція - шар пінополістиролу TERPLEX 45-500 (=50 мм), гідроізоляція - шар пергаміну (=1 мм), бетонна стяжка - (=25 мм), бітумна мастика (=2 мм), поверх покладений керамограніт (у залах) або кахель (на кухні). Міждахове перекриття із залізобетонних пустотних плит (=220 мм). Передбачено додаткову стелю для монтажу повітропроводів висотою 50 мм. Внутрішні перегородки виконані із силікатної цегли. Товщина - 1 цегла (=260 мм), штукатурка цементно-піщаним розчином (=20 мм), обробка будівельною сумішшю Alinex під

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

фарбування (=10 мм). Заповнення світлового прорізу - двошарові склопакети в пластмасових плетіннях зі звичайного скла.

Орієнтація головного фасаду - південь

Характер використовуваних приміщень – громадський. майстерні

Розрахункові параметри внутрішнього повітря приймаються відповідно до для даного типу приміщенні. Вони наведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 - Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Приміщення	Температура, °С	Вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
1 поверх			
Приміщення №1 призначене для лабораторних досліджень харчових продуктів	24	50	0,2
Приміщення №2 склад – комора зразків фарчових продуктів	24	50	0,2
Приміщення №3 призначене для проведення навчальних занять	24	50	0,2
Приміщення №4 приміщення ідальні з плитами, пічями, гарячий цех	27	50	0,2

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

3.2 Розрахунок теплопритоків крізь огорожувальні конструкції

Визначимо кількість теплоти, яка входить до приміщень крізь огорожувальні конструкції.

Теплоприпливи через конструкції, що обгороджують, Q_1 визначаємо по формулі:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \quad (3.1)$$

де, Q_{1T} - теплоприпливи через стіни, перегородки, перекриття, підлоги

Q_{1C} - теплоприпливи від сонячної радіації.

Теплоприпливи через огороження розраховуємо по формулі:

$$Q_{1T} = k_D F \theta * 10^{-3} = k_D F * (t_n - t_v) * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.2)$$

де, $k_{од}$ - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження обумовлений при розрахунку товщини ізоляційного шару $\text{Вт/м}^2 * \text{К}$

F - площа поверхонь огороження, м^2

t_n - розрахункова температура повітря із зовнішньої сторони огороження, $^{\circ}\text{C}$

t_v - розрахункова температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, $^{\circ}\text{C}$

Δt - розрахункова різниця температур (температурний напір), $^{\circ}\text{C}$

Теплоприплив від сонячної радіації визначаємо по формулі:

$$Q_{1C} = k_D F \Delta t_c * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.3)$$

де, k_D - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/м К

F - площа поверхні огороження, що опромінює сонцем, м^2

Δt_c - надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, $^{\circ}\text{C}$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

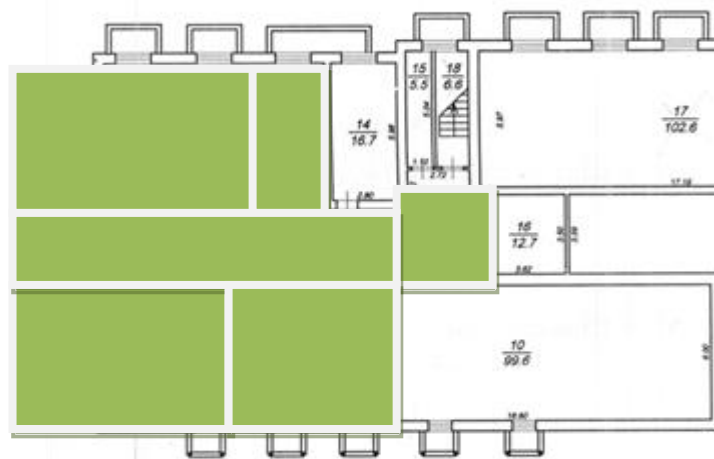
Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі визначаємо по формулі:

$$K^{\partial} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}\right) + \frac{\delta_{из}^{\partial}}{\lambda_{из}}} \quad (3.4)$$

Товщина теплоізоляційного шару огороження камер охолодження визначається за формулою:

$$\delta_{из}^{mp} = \lambda_{из} * \left[\frac{1}{K_{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right] \quad (3.5)$$

- де λ_z - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного шару й будівельних матеріалів, складових конструкцію огороження, Вт/м*К
- $K_{тр}$ - оптимальний коефіцієнт теплопередачі огороження, прийнятий залежно від характеру огороження й температур по обох сторони від нього, Вт/м²К
- α_n - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої або більше теплої сторони огороження, Вт/м²К
- α_B - коефіцієнт тепловіддачі із внутрішньої або більше холодної сторони огороження, Вт/м²К
- δ_i - товщина окремих шарів конструкції огороження, м
- λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, Вт/м К.



Мал. 3.1

Инов. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Приміщення № 1, $t_{\text{повітря}} = 24^{\circ}\text{C}$;

Приміщення № 2, $t_{\text{повітря}} = 24^{\circ}\text{C}$;

Приміщення № 3, $t_{\text{повітря}} = 24^{\circ}\text{C}$;

Приміщення № 4, $t_{\text{max повітря}} = 60^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 3.2- Розрахунок теплопритоків крізь стіни приміщення № 1

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t _н С	t _в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,23	21	25,6	24	1,6	0,041	0	0	0,041
СВСх	1,23	16	25,6	24	1,6	0,031	0	0	0,031
СЗПд	1,23	21	32	24	8	0,207	4,9	0,126567	0,333
СВЗх	1,23	16	32	24	8	0,157	7,2	0,141696	0,299
покриття	0,27	54	25,6	24	1,6	0,023	0	0	0,023
підлога	0,25	54	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									0,728

Теплопритоки крізь огороження $Q_1=0,728$ кВт

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на південній стіні $3*0,300= 0,9$ кВт

$$Q_{1 \text{ прим}} = 0,728 + 0,9 = 1,63 \text{ кВт}$$

Взимку

Таблиця 3.3

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t _н С	t _в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,03	21	25,6	24	1,6	0,035	0	0	0,035
СВСх	1,03	16	25,6	24	1,6	0,026	0	0	0,026
СЗПд	1,03	21	-18	24	-42	-0,908	4,9	0,11	-0,802
СВЗх	1,03	16	-18	24	-42	-0,692	7,2	0,12	-0,574
покриття	0,27	54	25,6	24	1,6	0,023	0	0	0,023
підлога	0,25	54	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									-1,292

Теплопритоки крізь огороження $Q_1=-1,292$ кВт

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на південній стіні $3*0,360= 1,08$ кВт

$$Q_{1 \text{ прим}} = -1,292 + 1,08 = -0,212 \text{ кВт}$$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. ив. №	Подп. и дата
Ив. № дубл.	Подп. и дата
Подп. и дата	

					БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ			Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				

$$Q_{літо}^1 = 1,4 + 1,3 + 1,63 = 4,33 \text{ кВт}$$

$$Q_{зима}^1 = -1,19 - 0,196 - 0,212 = -1,60 \text{ кВт}$$

Таблиця 3.4 Розрахунок теплопритоків крізь стіни напівпідвального приміщення № 2

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t н С	t в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,23	18,5	32	24	8	0,182	0	0	0,182
СВСх	1,23	14,5	24	24	0	0,000	0	0	0,000
СЗПд	1,23	18,5	25,6	24	1,6	0,036	0	0	0,036
СВЗх	1,23	14,5	32	24	8	0,143	7,2	0,13	0,271
покриття	1,47	43	32	24	8	0,506	0	0	0,506
підлога	0,25	43	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									0,995

Теплопритоки крізь огороження $Q_1 = 0,995 \text{ кВт}$

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $4,5 * 0,052 = 0,234 \text{ кВт}$

$$Q_{1\text{прим}} = 0,995 + 0,234 = 1,3 \text{ кВт}$$

Взимку

Таблиця 3.5

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t н С	t в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,03	18,5	-18	24	-42	-0,800	0	0	-0,800
СВСх	1,03	14,5	24	24	0	0,000	0	0	0,000
СЗПд	1,03	18,5	25,6	24	1,6	0,030	0	0	0,030
СВЗх	1,03	14,5	-18	24	-42	-0,627	7,2	0,11	-0,520
покриття	0,27	43	25,6	24	1,6	0,019	0	0	0,019
підлога	0,25	43	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									-1,271

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $4,5 * 0,052 = 0,234 \text{ кВт}$

$$Q_1 \text{ зима} = -1,27 + 0,234 = -1,04 \text{ кВт}$$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Подп. и дата
Ив. № дубл.	Подп. и дата
Подп. и дата	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Розрахунок теплопритоків крізь стіни о приміщення № 3, $t_{\text{повітря}} = 24^{\circ}\text{C}$

Таблиця 3.6

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t _н С	t _в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,23	7,5	32	24	8	0,074	0	0	0,074
СВСх	1,23	15	25,6	24	1,6	0,030	0	0	0,030
СЗПд	1,23	7,5	25,6	24	1,6	0,015	0	0	0,015
СВЗх	1,23	15	24	24	0	0,000	0	0	0,000
покриття	0,25	18	25,6	24	1,6	0,007	0	0	0,007
підлога	0,25	18	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									0,125

Теплопритоки крізь огороження $Q_1=1,25\text{кВт}$

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $1,5 \cdot 0,052 = 0,078\text{кВт}$

$Q_{1\text{прим}} = 1,25 + 0,078 = 1,33\text{кВт}$

Взимку

Таблиця 3.7

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t _н С	t _в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,03	7,5	-18	24	-42	-0,324	0	0	-0,324
СВСх	1,03	15	25,6	24	1,6	0,025	0	0	0,025
СЗПд	1,03	7,5	25,6	24	1,6	0,012	0	0	0,012
СВЗх	1,03	15	24	24	0	0,000	0	0	0,000
покриття	0,25	18	25,6	24	1,6	0,007	0	0	0,007
підлога	0,25	18	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									-0,280

Теплопритоки крізь огороження $Q_1 = -0,28\text{кВт}$

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $1,5 \cdot 0,052 = 0,078\text{кВт}$

$Q_{1\text{прим}} = -0,280 + 0,078 = -0,202\text{кВт}$

Q₂ Теплопритоки від вентиляції

визначаємо за формулою:

$$Q_3 = M_{\text{вз}} \cdot (i_n - i_e) \quad (3.6)$$

де: M - витрата повітря вентиляції, м³/ч.

Підп. и дата	
Инь. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инь. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

Δt - різницю питомих ентальпій повітря відповідних початкової та кінцевої температури кДж/кг.

$$Q_2 = 16 * 25 * 1,23 * (75 - 52) / 3600 = 3,14 \text{ кВт}$$

Q₄ Експлуатаційні теплопритоки

Експлуатаційні теплопритоки визначаються як сума теплоприток (кВт) окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 \quad (3.7)$$

q₁ теплоприплив від освітлення (кВт) розраховуємо за формулою:

$$q_1 = F * A / 1000 \quad (3.8)$$

де, A - теплоти. виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м² площі підлоги, Вт/м ;

F - площа камери, м²

$A = 20$ Вт/м.

$$q_1 = 130 * 20 / 1000 = 2.6 \text{ кВт}$$

q₂ теплоприплив від персоналу (кВт)

$$q_2 = 0,168 * n \quad (3.9)$$

$$q_2 = 0,168 * 16 = 2.7 \text{ кВт}$$

де, 0,068 - тепловиділення однієї людини, кВт;

n - кількість здобувачів освіти з викладачами, - 16 человек.

q₃-теплоприплив від працюючих електроприладів (кВт) при розташуванні електроприладів в приміщенні, що охолоджується, визначаємо за формулою:

$$q_3 = N_e * 0.1 \quad (3.10)$$

де, N_e - сумарна потужність електроприладів, кВт

у попередніх розрахунках можна орієнтовно приймати $0,1 * N_e$ кВт

Чотири аудиторії оснащені турбіна 2 кВт, сварочник 2 кВт, дрель 1,5 кВт .

$$q_3 = 0.1 * 5,5 = 0,55 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = 0,55 + 2,7 + 2,6 = 5,85 \text{ кВт}$$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Подп. и дата
Ив. № дубл.	Подп. и дата
Подп. и дата	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

3.3 Розраховуємо кількість вологопотоків

$$W=19.4*n=19.4*16*10^{-6}=0.0031 \text{ кг/с}$$

$$W_2=16*25*1,23*(15,6-8,9)/3600=0,0009 \text{ кг/с}$$

3.4 Визначення сумарної кількості тепло- і волоприпливів

об'єкту завдання

$$\Sigma Q^{\text{літо}}_{\text{загалом}}=4,26 + 3,14 + 5,85 =13,25 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q^{\text{зима}}_{\text{загалом}}= -1,66 + 5,85= 4,19 \text{ кВт}$$

$$\Sigma W^{\text{літо}}_{\text{загал}}=0.0031+0,0009=0,004 \text{ кг/с}$$

$$\Sigma W^{\text{зима}}_{\text{загал}}=0.0031 \text{ кг/с}$$

3.5 Визначення витрати повітря припливної установки

В даному проєкті застосовуємо систему кондиціонування повітря з двома рециркуляціями.

Система кондиціонування повітря з двома рециркуляціями відноситься до спеціальних схем, і її застосування має бути обґрунтовано. Така система забезпечує ще більшу економію тепла та холоду, ніж система з однією рециркуляцією. У більшості випадків відпадає необхідність у підігріві повітря в повітронагрівачі другого підігріву в теплий період року. Разом з тим потрібно більш глибоке охолодження повітря в камері зрошення, що не завжди можливо. Така схема не застосовується, коли продовження лінії, що з'єднує точки з параметрами рециркуляційного та параметрами припливного повітря, що не перетинається з кривою $\phi = 95\%$ або перетинає її в області негативних значень температур.

У холодний період суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря нагрівається в повітронагрівачі першого підігріву, обробляється в камері зрошення. Після камери зрошення додається ще частина рециркуляційного повітря (друга рециркуляція). Все повітря проходить через повітронагрівач другого підігріву і вентилятором подається в приміщення, що обслуговується. У теплий період суміш зовнішнього повітря та повітря, що подається на першу рециркуляцію, обробляється в камері зрошення. Після обробки підмішується

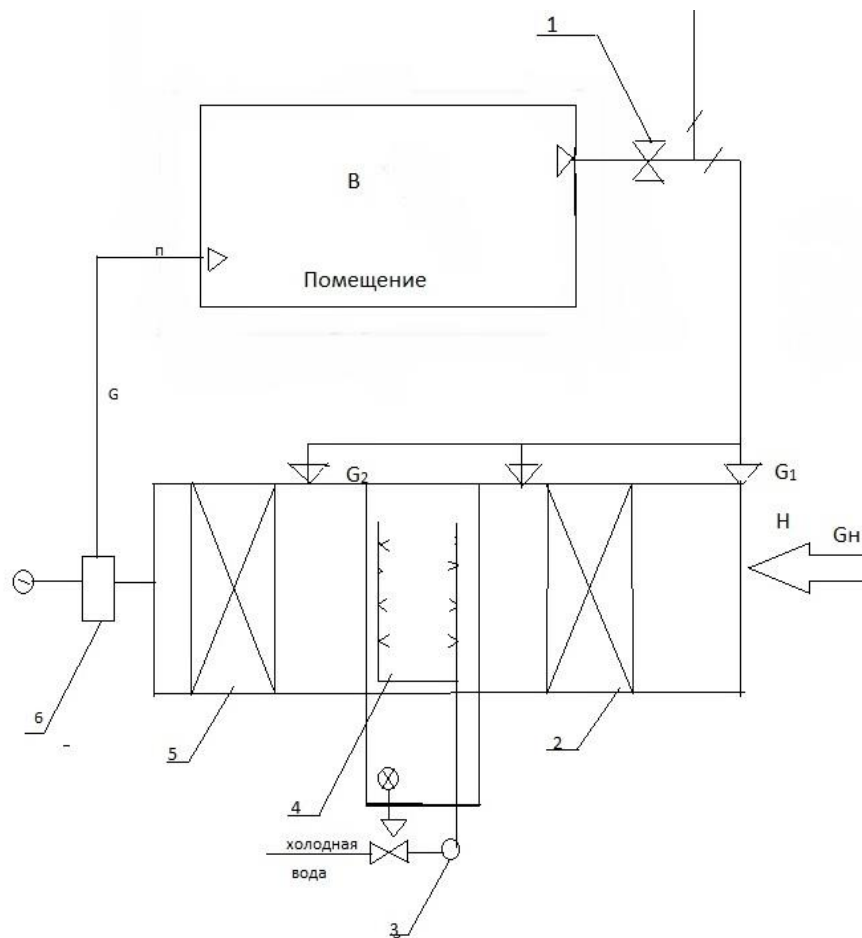
Поп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Поп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

повітря другої рециркуляції з таким розрахунком, щоб відпадала необхідність у роботі повітрянагрівача другого підігріву.



Мал. 3.2

Схема системи кондиціонування повітря із застосуванням першої та другої рециркуляції: 1 - рециркуляційний вентилятор; 2 - повітрянагрівач 1-го підігріву; 3 – насос; 4 – камера зрошення; 5 - повітрянагрівач 2-го підігріву; 6 - вентиляційний агрегат кондиціонера

За величиною тепло- та вологонадлишків визначаємо за формулою кутовий коефіцієнт променя процесу ε у приміщенні:

$$\varepsilon = \Sigma Q / \Sigma W + (2500 - 2,38 * t_{\text{прит}}), \text{ кДж/кг} \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = (13,25 / 0.004) + (2500 - 2,38 * 24) = 5756 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаємо загальної витрату повітря за формулою:

$$G_{\text{пов}} = \Sigma Q / (c_p * (t_{\text{рец}} - t_{\text{прит}})) = 13,25 / (1,012 * (27 - 24)) = 4,36 \text{ кг/с}$$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

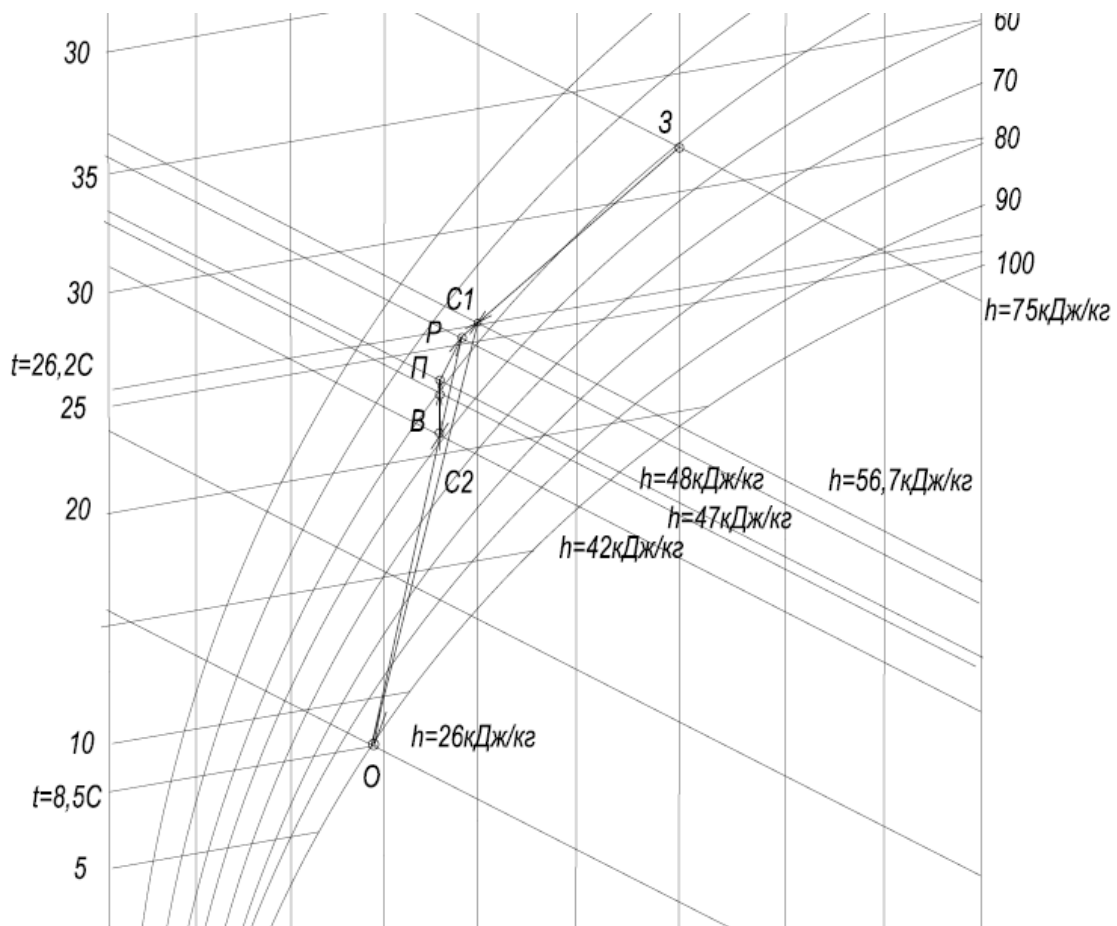
БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

3.6 Побудова на d,h –діаграмі процесів обробки повітря

Побудувати на d,h -діаграмі процес кондиціонування повітря для теплого періоду року при схемі його обробки з першою та другою рециркуляціями. Треба визначити витрати припливного та рециркуляційного повітря та витрату холоду для охолодження та осушення повітря.

Будуємо на d,h-діаграмі процес кондиціонування повітря для теплого періоду року для приміщення майстерні з ремонту компресорів побутових холодильників при схемі обробки повітря з першою і другою рециркуляціями. Визначаємо витрати, кг/год, припливного повітря G_3 першої рециркуляції G_1 і другої рециркуляції G_2 , витрату холоду Q Вт, при наступних вихідних даних: $t_H = 32^\circ\text{C}$; $h_H = 75$ кДж/кг; $t_{\text{пр}} = 24^\circ\text{C}$; $\phi_{\text{пр}} = 50\%$; $Q_{\text{пр}} = 13250$ Вт; $M_{\text{пр}} = 0.004$ кг/с; $t_{\text{вих}} = 27^\circ\text{C}$, $t_{\text{води}} = 8,5^\circ\text{C}$.



Мал. 3.3

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Подп. и дата
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

1. На d, h -діаграму наносимо точки Z і B , що відповідають параметрам зовнішнього та внутрішнього повітря, кутовий коефіцієнт променя процесу ε у приміщенні дорівнює $\varepsilon = 5910$ кДж/кг

2. Знаходимо положення точки O . Визначаємо параметри повітря, що пройшло обробку в зрошувальній камері, проводячи від точки C_1 пряму до перетину з кривою $\varphi = 100\%$ у точці O , що відповідає температурі води $t_b = 8,5$ °С.

В результаті побудови маємо такі параметри основних точок процесу:

Z : $t_z = 32$ °С, $\varphi_z = 56\%$, $h_z = 75$ кДж/кг, $d_z = 16,5$ г/кг;

P : $t_{вих} = 27$ °С, $\varphi_{вих} = 49\%$, $h_{вих} = 55$ кДж/кг, $d_{вих} = 11$ г/кг.

$П'$: $t'_{пр} = 24$ °С, $\varphi_{пр} = 50\%$, $h_{пр} = 48$ кДж/кг $d_{пр} = 9$ г/кг;

B : $t_b = 23$ °С, $\varphi_b = 53\%$, $h_b = 47$ кДж/кг, $d_b = 9$. г/кг;

O : $t_o = 8,5$ °С, $\varphi_o = 100\%$, $h_o = 26$ кДж/кг, $d_o = 7$ г/кг;

3. Визначаємо витрату припливного повітря за формулою:

$$G_{загал} = 13,25 / (55 - 46,5) = 1,56 \text{ кг/с.}$$

4. Знаходимо за формулою витрати зовнішнього повітря:

$$G_H = 1,56 * 25 * 1,23 / 3600 = 0,133 \text{ кг/с.}$$

5. Визначаємо витрату повітря першої рециркуляції за формулою:

$$G_1 = 1,56 - 0,133 = 1,427 \text{ кг/с.}$$

6. За формулою визначаємо питому ентальпію суміші зовнішнього повітря та повітря першої рециркуляції:

$$h_c = (1,427 * 55 + 0,133 * 75) / 1,56 = 56,7 \text{ кДж / кг.}$$

$$t_c = 27,6$$
°С, $\varphi_c = 50\%$, $h_c = 56,7$ кДж/кг, $d_c = 11,5$ г/кг;

7. Відкладаємо на діаграмі стан води якою зрошується повітря та з'єднуємо точку змішування з точкою холодної води. З точки $П$ спускаємо пряму лінію $d_{п} = const$ до перетину з прямою C_1-O . В місці перетину ставимо точку суміші другої рециркуляції C_2 .

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

З побудови знаходимо параметри стану повітря $t_{c2} = 18,6^{\circ}\text{C}$,

$$\varphi_c=70\%, \quad h_c= 42 \text{ кДж/кг}, \quad d_c= 9 \text{ г/кг}$$

8. За формулою знаходимо витрату повітря, що пройшло через зрошувальну камеру:

$$G_o = 1,56 - 0,038 = 1,52 \text{ кг/с} = 5480 \text{ кг/год} = 4566 \text{ м}^3/\text{год}$$

Підбираю центральний кондиціонер фірми **Ventus N-TYPE** продуктивність по повітряю **5 000 м³/год**

9. Визначаємо за формулою витрата холоду Q_x , Вт, для охолодження $Q_x = 1,56 * (56,7 - 26) = 47800$ Вт та осушення повітря:



Мал. 3.4 Приточно-витяжна установка VentusN-TYP

3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки

Розрахунок параметрів повітря та води політропічної осушувальної камери

Знаходимо питому ентальпію, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, при температурі води початкової $t_{н.в.} =$

8,5°C по формулі:

$$h_{\text{нас}} = 9,42 + 1,97 * t_{н.в.}$$

$$h_{\text{нас}} = 9,42 + 1,97 * 8,5 = 26,16 \text{ кДж/кг}$$

где: $t_{н.в.} =$ температура води, яка подається в зрошувальну камеру, °C

Обчислюємо параметр **a**, що характеризує конструктивні і гідродинамічні особливості камери за формулою:

$$a = \frac{h_n - h_k}{(h_n - h_{\text{нас}})(1 + 0,000716(h_n - h_{\text{нас}}) + 0,00351(54 - h_{\text{нас}}))} \quad (3.11)$$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

$$a = \frac{57 - 33}{(57 - 26,16)(1 + 0,000716(56 - 26,16) + 0,00351(54 - 26,16))} = 0,72$$

Коефіцієнт зрошення, $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$, знаходимо по формулі:

$$\mu = 0,294 \exp(2,99a) \quad (3.12)$$

$$\mu = 0,294 \exp(2,99 \times 0,72) = 2,42 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт ефективності зрошувальної камери обчислюємо по формулі:

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19\mu^2) \quad (3.13)$$

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19 \times 2,42^2) = 0,9994$$

Масовий виток води в ЗК, $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$, знаходимо по формулі:

$$G_B = G_{\text{повітря}} \times \mu \quad (3.14)$$

де: L - виток повітря, $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$;

ρ - густина насиченого повітря, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$$G_B = 1,56 \times 2,42 = 3,77 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$g = G_B / n = 3,77 / 54 = 0,070 \text{ кг/с}$$

$$p = 0,73 \times 10^3 \times g^2$$

$$p = 0,73 \times 1000 \times 0,070^2 = 3,58 \text{ кПа}$$

Температуру нагрітої води, °C, знаходимо по формулі:

$$t_{\text{к.в.}} = t_{\text{н.в.}} \pm \frac{h_{\text{н.}} - h_{\text{к.}}}{4,19\mu} \quad (3.15)$$

$$t_{\text{к.в.}} = 8,5 + (59,5 - 35) / 4,19 / 2,42 = 10,91 \text{ °C}$$

Витрата холода (теплове навантаження на компресор), кВт, знаходимо по формулі:

$$Q_x = G_B \times 4,19 \times (t_{\text{к.в.}} - t_{\text{н.в.}}) \quad (3.16)$$

$$Q_x = 3,58 \times (10,91 - 8,5) \times 4,19 = 36 \text{ кВт}$$

Кількість тепла відведеного від повітря співпадає з кількістю тепла відведеного від води в зрошувальній камері.

Підп. и дата	
Индв. № дубл.	
Индв. инв. №	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Индв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

Визначення навантаження на компресор та випарник
Розрахункова холодопродуктивність для підбору компресора:

$$Q_o = \frac{\Sigma Q_{км} * k}{b}, кВт \quad (3.17)$$

$$Q_o = \frac{36 \cdot 1,12}{0,80} = 50,4 кВт$$

Розрахунок температурних режимів роботи холодильної установки

Робочий режим холодильної установки характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження, всмоктування. Значення цих параметрів вибираю з урахуванням, що установка, що проектується, - хладонова.

Температура кипіння

$$t_o = t_{вод хол} - (2 - 4) ^\circ C \quad (3.18)$$

$$t_{o1} = 8 - 4 = 4 ^\circ C$$

Температура конденсації

$$t_k = t_v + 10 ^\circ C \quad (3.19)$$

$$t_k = 32 + 10 = 42 ^\circ C$$

Температура всмоктування

$$t_{вс} = t_o + (15 - 20) ^\circ C \quad (3.20)$$

$$t_{вс1} = 4 + 20 = 24 ^\circ C$$

Температура переохолодження холодоагента знаходимо з рівняння теплового балансу РТО

$$t_{o1} = 4 ^\circ C$$

$$i_3 = i_{3'} - (i_1 - i_{1'}) = 260 - (418 - 407) = 249 \frac{кДж}{кг}$$

$$t_3 = 29 ^\circ C$$

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

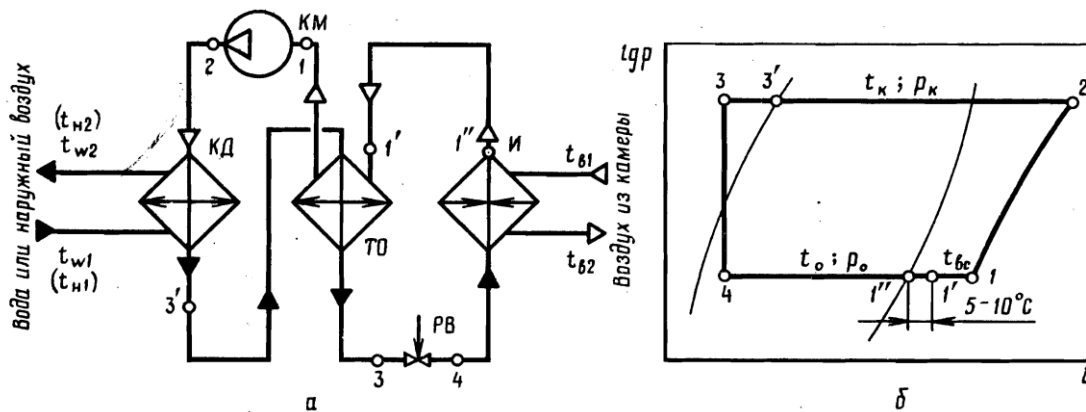
Лист

Побудова циклу холодильної машини, зняття параметрів вузлових точок

Таблиця 3.8

Режим	P_0	P_k	P_k	Вибір
	МПа	МПа	P_0	схеми
$t = 4\text{ C}$	0,563	1,7125	3,04	одноступеневе стиснення

Зображення схеми і циклу одноступеневого тиску в діаграмі $p - h$



Мал. 3.5

Таблиця 3.9

Параметри вузлових точок циклу хладонової холодильної машини

№ точки	Температура $^{\circ}\text{C}$	Тиск МПа	Ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм $\text{м}^3/\text{кг}$
1//	4	0,563	402	
1'	9	0,563	407	
1	24	0,563	418	0,044

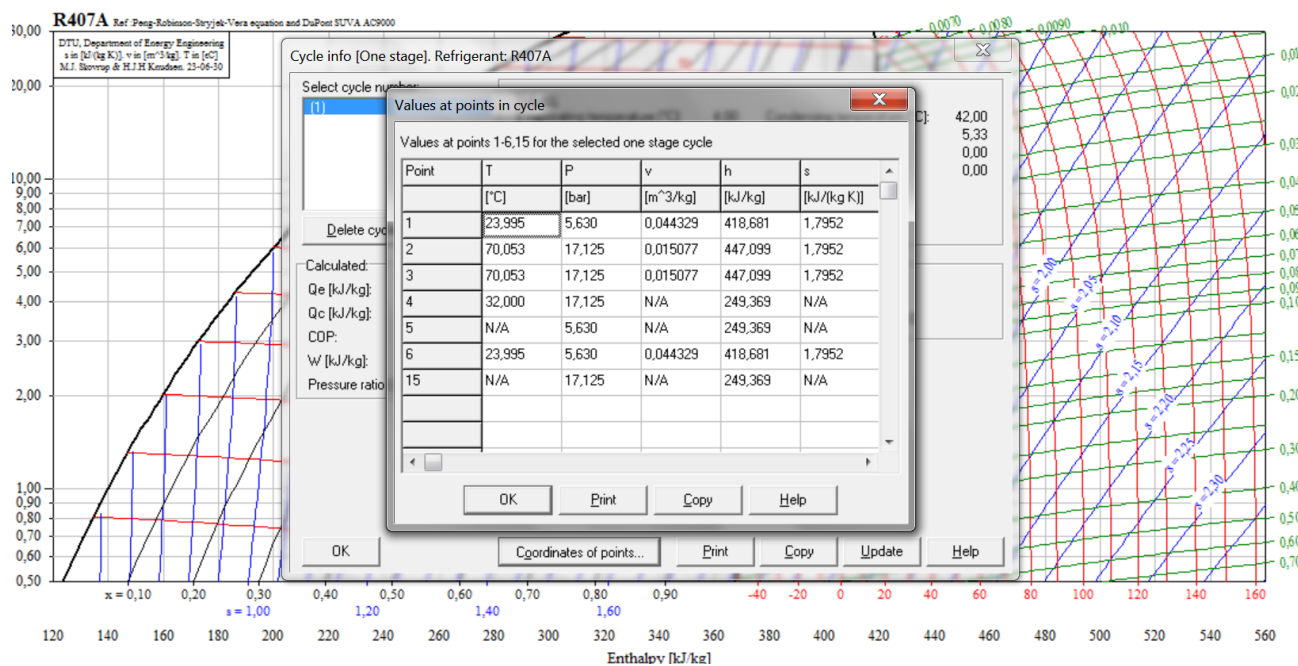
Ив. № подл.	
Подп. и дата	
Взам. инв. №	
Инв. № дубл.	
Подп. и дата	
Подп. и дата	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

2	70	1,7125	447	
3'	42	1,7125	260	
3	29	1,7125	249	
4	4	0,3376	249	



Мал. 3.6

Тепловий розрахунок і вибір одноступеневого компресору

Знаходимо холодопродуктивність q (в кДж) 1 кг холодоагенту

$$q_o = i_{1''} - i_4 \quad (2.21)$$

Розраховуємо масову витрату пари - масову продуктивність компресору

(в кг/с)
$$M_{mp} = \frac{Q_o}{q_o}, \text{ кг/с} \quad (2.22)$$

Знаходимо об'ємну подачу компресору (в м³/с)

$$Vq = M_{mp} v_1 \quad (2.23)$$

где: v_1 - питомий об'єм всмоктуємої пари, м³/кг

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взаим. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресору
(в м³/с)

$$V = \frac{Vq}{\lambda} \quad (2.24)$$

где: λ - коефіцієнт подачі компресору з розрахунку відношення тисків P_k / P_o

$$\lambda = \lambda_i * \lambda_{\omega'} \quad (2.25)$$

$$\lambda_i = \frac{p_o - \Delta p_{вс}}{p_o} - c * \left(\frac{p_k + \Delta p_n}{p_o} - \frac{p_o - \Delta p_{вс}}{p_o} \right) \quad (2.26)$$

$$\lambda_{\omega'} = \frac{T_o}{T_k} \quad (2.27)$$

Підбираємо два компресора марки **Bitzer 4DES-7Y-40P**

Дійсна масова витрата х/а компресору

$$\Sigma M_{км} = \frac{\lambda * \Sigma V_{км}}{\nu_1} \quad (2.28)$$

Сумарна холодопродуктивність

$$\Sigma Q_o = \Sigma M * q_o \quad (2.29)$$

Знаходимо дійсну (адіабатну) потужність компресору (в кВт)

$$N_T = \Sigma M_{МК} * (i_2 - i_1) \quad (2.30)$$

Знаходимо індикаторну потужність, затрачену на стиск пари, (в кВт)

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} \quad (2.31)$$

где: η_i - індикаторний КПД,

Знаходимо ефективну потужність на валу компресору (кВт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} \quad (2.32)$$

где: $\eta_{мех}$ - механічний КПД компресора

Розраховуємо електричну потужність електродвигуна компресору

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

$$N_{эл} = \frac{N_e}{\eta_{эл}} \quad (2.33)$$

где: η - КПД электродвигуна компрессору

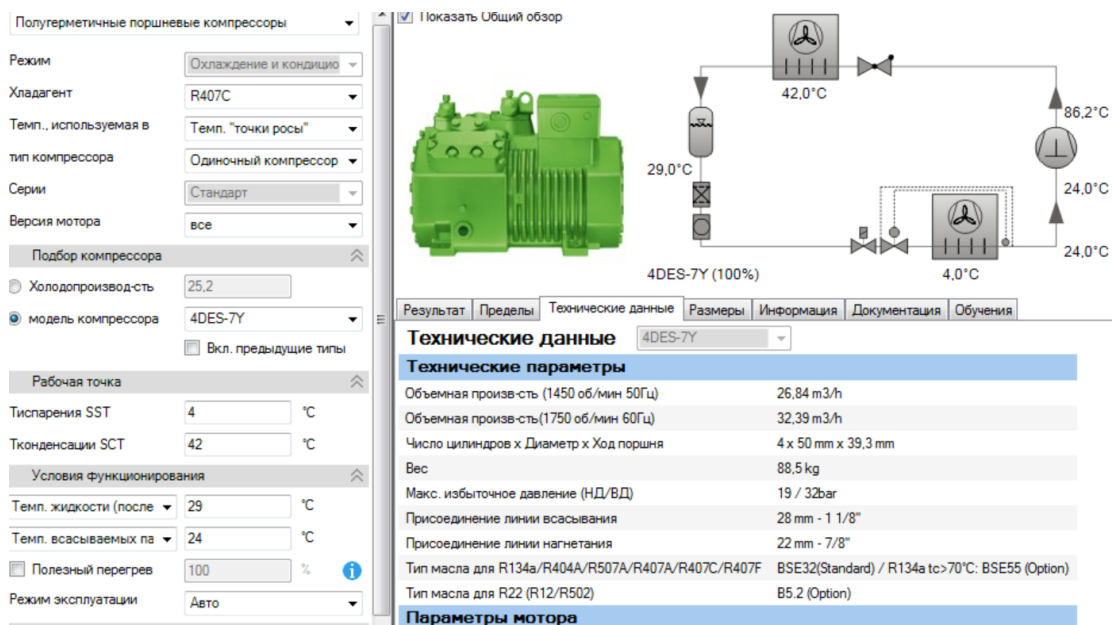
Розраховуємо тепловий потік Q (в кВт) в конденсаторі :

$$Q = Q_o + N_i \quad (2.34)$$

Усі розрахунки заносимо у таблицю

Таблиця 3.10- Розрахунок компресорів

режим t =	q_o кДж/кг	Q_o кВт	M_T кг/с	V_D м/с	V_T м/с	λ	Марка КМ	кол шт.	$\Sigma V_{км}$	$\Sigma M_{км}$	$\Sigma Q_{км}$	N т кВт	N i кВт	N e кВт	N эл кВт	Q кд кВт
4	169	50,4	0,298	0,013	0,015	0,87	4DES	2	0,015	0,293	49,5	8,49	11,32	13,81	16,24	60,8
							7Y-40P									



Мал. 3.7

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Изм.	Лист
№ докум.	Подп.
Дата	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

$$\theta_m = \frac{42 - 32}{2,31g \frac{42 - 32}{42 - 39}} = 8,3C$$

$Q_{кД}$	k	θ	F
60,8	0,045	8,3	162,78

Стандартная
 Нестандартная

Термические данные:
 Мощность: 60,80 kW
 Температура воздуха: 32,0 °C
 Темп. конденсации: 42,0 °C
 Разность температур: 10,0 °C
 Расх. воздуха: Высокий

Тип и серия устройства:
 ALFAGREEN
 ACS

Уровень двл. звука: dB(A)
 Дистанция: 10,0 m
 Высота: 0 m

Результаты:

Кол. устр-в	Модель	Мощность kW	Запас %	дБ(A)	Разл. дБ(A)	Расх. воздуха м3/ч
1	ACS632B	57,67	-5,1	62,0	+0,0	31715
1	ACS632C	66,48	+9,3	62,0	+0,0	30653
1	ACS904B	64,11	+5,4	57,0	+0,0	27509
1	ACS633A	68,50	+12,7	64,0	+0,0	49260
1	ACS802A	58,87	-3,2	54,0	+0,0	44123

Мал. 3.10

Инь. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инь. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Тип оборудования	ALFAGREEN	
Модель	1 x ACS504B - T	
Требуемая мощность	60,80	kW
Запас	5,4	%
Рассчитанная нагрузка	64,11	kW
Высота(над уровн. моря)	0	m
Электродвигатель	2v-3Ph	
Длина	3842	mm
Высота	830 (V) / 950 (H)	mm
Глубина	530 (V) / 870 (H)	mm
Стандартный вес	204	kg
Тип расчета	Расчет / СТАНДАРТНЫЙ	
Переохладитель	Нет	
Линия	1	
NC	20	
Тепловые данные		
Хладагент	R407C	
Температура воздуха Вх/Вых	32,0 / 39,4	°C
Температура конденсации	42,0	°C
Разность температур	10,0	°C
Данные вентилятора (для 1 шт.)		
Расх. воздуха: Высокий	27509	m ³ /h
Кол-во вентиляторов	4	-
Диаметр вентилятора	500	mm
Скорость вращения	1326	1/min
Общий шум (10,0 m)	57,0	dB(A)
Потребление энергии	2856	W
Напряжение	400(D)	V
Ток	5,16	A
Данные теплообменника		
Материал трубы	Cu	
Материал ламели	Al	
Расстояние м-ду ламелями	2,1	mm
Поверхность	168,7	m ²
Внутр. объем	26	dm ³
Патрубки (Вх - Вых)	48 mm - 42 mm	

Мал. 3.11

Тепловий розрахунок та вибір випарювача

Розраховуємо площу теплопередаючої поверхні:

$$F = \frac{Q_0}{k \cdot \Theta_m}; \quad (2.36)$$

где Q_0 – теплове навантаження на випарювач, кВт

$$Q_0 = 50,4 \text{ кВт}$$

k – коефіцієнт теплопередачі випарювача, Вт/м²К;

Θ_m – середнєарифметичний температурний напор, °C

Среднєарифметичний температурний напор, (°C) знаходимо по формуле :

$$\Theta_m = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} - t_o; \quad (2.37)$$

где t_{s1}, t_{s2} -- температури розсолу на вході та на виході з випарювачі, °C;

t_o -- температура кипіння, °C.

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

t_{s1}	t_{s2}	t_0	θ_M
7,5	9,5	4	4,5

Приймаємо в якості холодоносія-воду

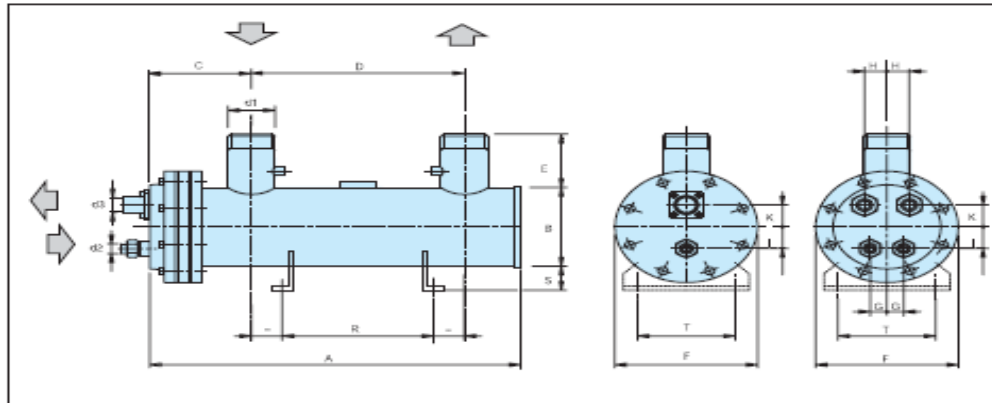
Площадь теплопередающей поверхности випарювача знаходимо

Q_0	k	θ	F
50,4	0,6	4,5	18,67

Підбираємо випарювач DRYPLUS DXS 56

56-95 кВт

Номинальные условия	Модель	DXS56 DXD56	DXS65 DXD65	DXS80 DXD80	DXS95 DXD95
Хладагент: R407C T_e расхола = 12°C T_m расхола = 7°C T_c = 45,25°C T_m = 2,75°C $\Delta T_{переход} = 3K, \Delta T_{перегр} = 5K$ Смазочное масло ISO68	Q_0 [кВт]	56	65	80	95
	W_{10} [м³/ч]	9,6	11,4	13,8	16,4
	W_{10} [м³/ч]	12	14,5	18	21
	Δp_{11} [бар]	0,35	0,39	0,42	0,46



Модель		DXS 56	DXD 56	DXS 65	DXD 65	DXS 80	DXD 80	DXS 95	DXD 95	
Размеры	A	1281	1281	1431	1431	1631	1631	1781	1781	
	B	168	168	168	168	168	168	168	168	
	C	161	161	161	161	161	161	161	161	
	D	1000	1000	1180	1180	1380	1380	1500	1500	
	E	130	130	130	130	130	130	130	130	
	F	245	245	245	245	245	245	245	245	
	G	-	35	-	35	-	35	-	35	
	H	-	40	-	40	-	40	-	40	
	K	37	30	37	30	37	30	37	30	
	I	45	35	45	35	45	35	45	35	
	L	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	M	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	O	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Опоры	R	800	800	950	950	1100	1100	1200	1200	
	S	60	60	60	60	60	60	60	60	
	T	160	160	160	160	160	160	160	160	
Соединения	d1	-	T2-1	T2-1	T2-1	T2-1	T2-1	T2-1	T2-1	
	cb	-	RB-22	RB-22	RB-22	RB-22	RB-22	RB-22	RB-22	
	cb	-	FB-54	RC-35	FB-54	RC-35	FB-54	RC-35	RC-35	
Объемы - Вод	V _в	дм³	7,3	7,3	8,2	8,2	9,3	9,3	10,2	
	V _г	дм³	15,3	15,3	17,2	17,2	19,8	19,8	21,7	
	F	к°	67	67	72	72	77	77	81	
Категория PED*		II	I	II	I	II	I	II	I	

* Категория PED согласно директиве Евросоюза 97/23/EC

Категории относятся к использованию жидкостной группы 2 при стандартном значении температуры.

Q_0 - номинальная мощность охлаждения
 W_{10} - номинальная скорость потока воды
 W_{max} - максимальная скорость потока воды

Δp_{11} - номинальный перепад давлений (со стороны воды)
 $\Delta T_{переход}$ - переохлаждение
 $\Delta T_{перегр}$ - перегрев

Мал. 3.12

Подп. и дата	
Изм. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Изм. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Розрахунок і вибір допоміжного обладнання.

Лінійний ресивер

$$V_{лр} = \frac{0.6 * V_{исп}}{0.5} * 1,2 = 1,44 * V_{исп} \quad (2.38)$$

где: $V_{исп}$ - об'єм випарної системи, м³

1,44 - коефіцієнт норми заповнення лінійного ресиверу при нижній подаче х/а для $t_0 = 4$ °С

$\Sigma V_{в/о}$	$V_{лр}$
0,0073	0,01

Підбираємо лінійний ресивер ємністю 10 дм³,

Теплообмінники

Теплообмінники підбираються по площі теплообмінної поверхні змієвика

(2.39)

$$F_{m.o.} = \frac{Q_{m.o.}}{k \cdot \theta}$$

$$\theta = t_{ср.ж} - t_{ср.п} = (42+29)/2 - (24+9)/2 = 19 \text{ °С}$$

Теплове навантаження на теплообмінника, кВт

$$Q_{T.O.} = m \cdot (h_3 - h_{3'}) = m \cdot (h_{1'} - h_1) \quad (2.40)$$

$$Q_{T.O.}_{t_0=-10} = 0,293 * (258 - 249) = 0,293 * (418 - 407) = 3.22 \text{ кВт}$$

$$F_{m.o.} = \frac{3.22 \times 10^3}{290 \cdot 19} = 0,585 \text{ м}^2$$

Підбираємо теплообмінник марки SLHE-5

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Таблиця 3.11 Технічна характеристика теплообмінників

Модель	Номінальна продуктивність, кВт	Діаметр патрубків, (рідина), дюйм	Діаметр патрубку (газ)	Діаметр трубок, дюйм	Кількість Трубок, шт	Сумарний Прохідний перетин Газовий трубок, см ²	Об'єм рідини, л	Максимальний робочий тиск, бар
SLHE-5	3,68	5/8	1 3/8	5/8	5	3,9	0,28	27,8

3.9 Проектування та розрахунок вентиляційної мережі

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Розрахунок зводимо до визначення перетинів повітроводів і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

1) Вибір діаметрів для круглих повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;

2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення виконуємо наступні умови:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуємих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1 де П1 - лінія приточної магістралі в торгову залу,

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = G \cdot 3600 / \rho, \quad (3.42)$$

де $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря.

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = 1,56 \cdot 3600 / 1,23 = 4566 \text{ м}^3/\text{год}, \quad \text{літо}$$

$$L_1 = 1,56 \cdot 3600 / 1,4 = 4011 \text{ м}^3/\text{год}, \quad \text{зима}$$

так як мережа повітроводів в аудиторії ділиться на дві рівні та паралельні гілки. Поеднуємо між собою аудиторії таким чином щоб загальний об'єм повітря був приблизно однаковим. Це надасть можливість по магістралям утримувати однакову швидкість повітря.

І ділянка – 11 площа $53,6 \text{ м}^2$

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

$$L_1^n = 1.05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3.43)$$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

$$L_1^n = 1.05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$L^{\text{літо}} = 1,05 \cdot 4566 = 4794 \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$L^{\text{зима}} = 1,05 \cdot 4011 = 4212 \text{ м}^3 / \text{год},$$

Для ділянки №І повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{ЧАСТОК 1}} = L/2 = 4794/2 = 2397 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3.44)$$

Потім цю витрату ділимо на шість повітророзподілювачів по ділянках.

$$L_{\text{отвору}} = L_{\text{ділянки}}/6 = 2397/6 = 400 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.45)$$

$$d = (400 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,168 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,175 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F = (\pi d^2) / 4 \quad (3.46)$$

$$F = (3,14 \cdot 0,175^2) / 4 = 0,024 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (F \cdot 3600) \quad (3.47)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 400 / (0,024 \cdot 3600) = 4,63 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} =$$

$$(4,63 \cdot 0,175) / 0,0000156 = 51935 \quad (3.48)$$

$$\text{де } d_{\text{екв}} = d,$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 51935^{0,25} = 0,021 \quad (3.49)$$

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Инд. № подл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Динамічний натиск розраховуємо по формулі:

$$\Delta p_{дин.} = \frac{\rho \cdot v_{в.факт.}^2}{2} = (1,2 \cdot 4,63^2) / 2 = 12,86 \quad (3.50)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{экв.}} \cdot \Delta p_{дин.} = (0,0194 / 0,35) \cdot 12,86 = 0,71 \quad (3.51)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,71 \cdot 6 \cdot 1,2 = 5,13 \quad (3.52)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки} = 13,2 \quad (3.53)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;
- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 5,13 + 13,2 = 18,3 \quad (3.54)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії "Арктос,,,

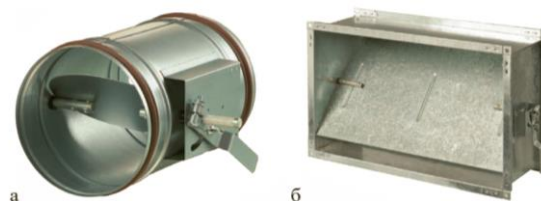


Рис. 58. Дросель-клапан ВЕНТС КР:
а – круглого перерізу; б – прямокутного перерізу

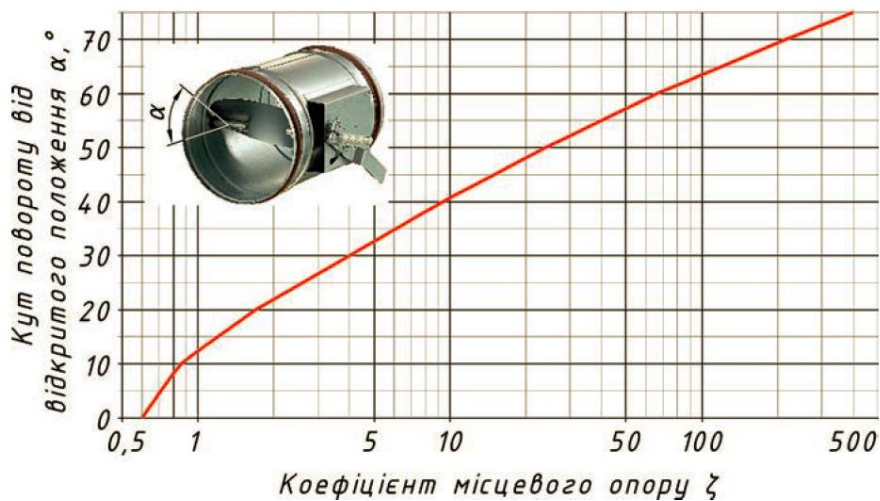
Мал. 3.13

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

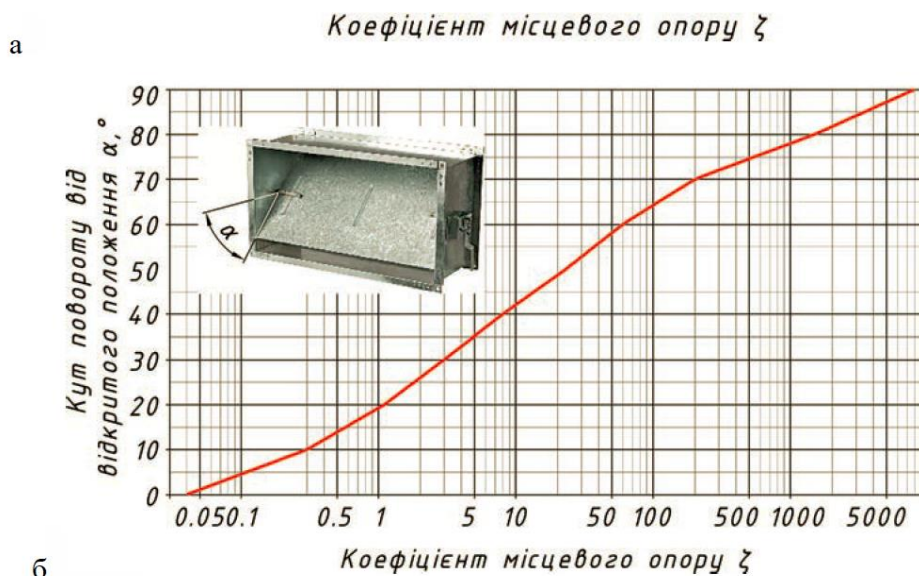
БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист



Мал. 3.14

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки **1ДКФ**, розміром $d=0,2$, у якого площа живого січення дорівнює $f=0,1256 \text{ м}^2$. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 25 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4,8-11,9 \text{ м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v від $0,5-0,2$ відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p = 16,2 \text{ Па}$.



Мал. 3.14

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Вибір пилевих фільтрів

В зв'язку з великою витратою повітря та задля упрощення заміни фільтрів підбираємо фільтри на кожну окрему гілку повітроводів з витратою повітря у повітроводі 6141 м³/год

Необхідну поверхню фільтру знаходимо, м² :

$$F_{\phi} = L / q_{\phi} \quad F_{\phi} = 4566 / 6000 = 0,76 \text{ м}^2$$

q_{ϕ} - питома навантаження фільтруючої поверхні, м³/(м²·год);

L - часовий расход воздуха, м³/ч.

Підбираємо чотири фільтри ячеюкові сітчаті Е.В. Река моделі М

попереднє утримання пилу - до 5 мг/м³;

норма питомої навантаження - 6000 м³/(м²·год);

ступінь очистки за вісом - 70-97%;

опір фільтру - 8 кгс/м².

Вибір вентиляторів

Вибір вентиляторів відбувається по витраті і тиску які відтворює вентилятор.

1. Вибір вентилятора для притокової схеми і системи витяжки

$$L_{\text{вент}} = K_{\text{подс}} * L_{\text{сист}}$$

$K_{\text{подс}}$ - коефіцієнт, враховуючий підсос та виток повітря з системи.

$$\text{Витяжка } L_{\text{вент}} = K_{\text{подс}} * L_{\text{сист}} = 4566 * 1,15 = 5251 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$\text{Подача } L_{\text{вент}} = K_{\text{подс}} * L_{\text{сист}} = 4566 * 1,1 = 5023 \text{ м}^3/\text{год}$$

2. Тиск вентилятора

$$\Delta P_{\text{вент}} = 1,1 * \Delta P_h$$

1,1 - коефіцієнт, враховуючий 10% запасу тиску на невраховані збитки

ΔP_h - загальні витрати тиску у системі, Па

$$\Delta P_h = \Delta P_{\text{сист}} + \Delta P_{\text{конд}} + \Delta P_{\text{фільтр}}$$

$\Delta P_{\text{сист}}$ - витрата тиску в системі повітроводів, Па

$$\text{Подача: } \Delta P_{\text{сист}} = 327,42 \text{ Па}$$

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Витяжка: $\Delta P_{\text{сист}}=122,11 \text{ Па}$

$\Delta P_{\text{конд}}$ - витрата тиску в центральному кондиціонері, Па,

$\Delta P_{\text{конд}}=3,8*98=375,4 \text{ Па}$

$\Delta P_{\text{фільтр}}$ - потери давления в фильтрах, Па , $\Delta P_{\text{фільтр}}=8*9,8*2=156,8 \text{ Па}$

Подача: $\Delta P_{\text{н}}=327,42+375,4+156,8=859,62 \text{ Па}$

Витяжка: $\Delta P_{\text{н}}=122,11+156,8=278,98 \text{ Па}$

Подача: $\Delta P_{\text{вент}}=859,62 \text{ Па} = 87,7 \text{ кгс/м}^2$

Витяжка: $\Delta P_{\text{сист}}= 122,11 \text{ кгс/м}^2$

3. Потужність на валу електродвигуна, кВт

$N_e = L_{\text{вент}} * \Delta P_{\text{вент}} / (3600 * \eta_{\text{п}} * \eta_{\text{в}} * \eta_{\text{р.п}})$

$\eta_{\text{п}} = 0,96$ – ККД підшипників;

$\eta_{\text{в}} = 0,78$ - ККД вентилятора;

$\eta_{\text{р.п}} = 0,95$ - ККД реміної передачі.

Подача: $N_e = 5221 * 859,62 / 3600 / 0,96 / 0,78 / 0,95 / 1000 = 1,75 \text{ кВт}$

Витяжка: $N_e = 5023 * 122,11 / 3600 / 0,96 / 0,78 / 0,95 / 1000 = 0,24 \text{ кВт}$

4. Установочная мощность электродвигателя, кВт

$N_y = K * N_e$

$K_3 = 1,1$ - коефіцієнт запаса.

Витяжка: $N_y = 1,1 * 1,75 = 1,93 \text{ кВт}$

Приточка: $N_y = 1,1 * 0,24 = 0,26 \text{ кВт}$

Для вибору вентилятору використовуємо графік

Вентилятор для системи витяжки:

- центробіжний вентилятор
- частота оберту двигунів вентилятора - $n_3 = 950 \text{ об/мин}$;
- потужність електродвигуна - $N_y = 2 \text{ кВт}$;
- частота обертів ЭД - $n_3 = 950 \text{ об/мин}$.

Вентилятор для системы притока:

- схема виконання - б;
- частота обертів валу вентилятора - $n_3 = 494 \text{ об/мин}$;
- потужність електродвигуна - $N_y = 0,5 \text{ кВт}$;
- частота обертів ЭД - $n_3 = 1410 \text{ об/мин}$.

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Вхідні дані

Таблиця 4.1 - Вхідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об'єкту	Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря експериментальної лабораторії громадського харчування ВСП «ОТФК ОНТУ»
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодоагент	R – 407a
4	Марка масла	BSE
5	Наявність градирні	–
6	Кількість робочих годин на 1 робітника за рік	440
7	Ступінь автоматизації	повна
8	Кількість змін праці	–
9	Витрати масла на 1 компресор, кг	2,0
10	Витрати фреон на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг	0,3
11	Ціна 1 кВт. електроенергії, грн.(виробнича)	4,30
12	Ціна 1 кг холодоагенту, грн.	405,0
13	Ціна 1 кг масла, грн.	1320,0

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика обладнання

№	Перелік обладнання	Марка	Кількість, шт.	Холодопродуктивність, кВт	t ₀ °C	Номінальна потужність електродвигуна, кВт	Ціна, грн.
1	Центральний кондиціонер	Ventus N-TYPE	1			5000 м ³ /год	74534
2	Компресор	4DES-7Y-40P	2	25,2	4	13,8	46543
3	Конденсатор	Alfa Laval ACS 504B	1			4*2,85	28 571
4	Випарник	DRYPL US DXS 56	1				37433
5	Теплообмінник	SLHE-5	1				16646
6	Вентиляторна секція приточна		1			0,5	2366
7	Вентиляторна секція витяжна		1			2	3167
8	Фільтри		4				2900
9	Розподільник повітря	1ДКФ	4				2450

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. ив. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

5.2 Розрахунок капітальних вкладень

Сумарна вартість обладнання по кожному найменуванню розраховується за формулою:

$$C_m = C_n \cdot K_n,$$

(4.1)

де C_n – ціна одиниці обладнання, грн.

K_n – кількість даного найменування обладнання, шт.

$$C_m = 1 \cdot 74534 + 2 \cdot 46543 + 1 \cdot 28571 + 1 \cdot 37433 + 1 \cdot 16646 + 1 \cdot 2366 + 1 \cdot 3167 + 4 \cdot 2900 + 4 \cdot 2450 = 202669$$

грн.

Розрахунки заносимо в таблицю.

Таблиця 4.3 - Загальна вартість обладнання

№	Найменування обладнання	Тип, марка	Кількість, шт.	Ціна за 1 обладнання, грн.	Сумарна вартість, грн.
1	Центральний кондиціонер	Ventus N-TYPE	1	74534	74534
2	Компресор	4DES-7Y-40P	2	46543	93086
3	Конденсатор	Alfa Laval ACS 504B	1	28571	28571
4	Випарник	DRYPLUS DXS 56	1	37433	37433
5	Теплообмінник	SLHE-5	1	16646	16646
6	Вентиляторна секція приточна		1	2366	2366
7	Вентиляторна секція витяжна		1	3167	3167
8	Фільтри		4	2900	11600
9	Розподільник повітря	1ДКФ	4	2450	9800

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

10	Разом сумарна вартість обладнання	—	—	—	202669
11	Вартість іншого обладнання	—	—	—	20267
12	Витрати на монтаж і транспорт	—	—	—	30400
13	Загальна вартість	—	—	—	253336

Загальна вартість капіталовкладень K_B в грн. на будівлю та обладнання компресорного цеху розраховується за формулою:

$$K_B = C_{\text{бд}} + C_{\text{заг}}^{\text{об}},$$

(4.2)

де $C_{\text{заг}}^{\text{об}}$ – загальна вартість обладнання, грн.

$$K_B = 0 + 253336 = 253336 \text{ грн.}$$

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

5.3 Розрахунок цехових витрат

5.3.1 Розрахунок кількості виготовленого холоду (виробнича потужність)

Виготовлення холоду в стандартних умовах $Q_{ст}$ в тис кДж, розраховується за формулою:

$$Q_{ст} = \sum(Q_0 \cdot K_з \cdot 19440),$$

(4.3)

де Q_0 – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

$K_з$ – середньозважений коефіцієнт переводу праці компресора з робочих

умов у стандартні при різних температурах кипіння холодоагенту.

$$Q_{ст} = 25,2 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 19440 = 489888 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Витрати на допоміжні матеріали містять в собі витрати на поповнення системи фреоном та змащуючим мастилом.

Розрахунки проводяться у таблиці 4.4

Таблиця 4.4 – Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Статі витрат	Умовні значення та розрахунок	Сума, грн.
1. Сумарна холодопродуктивність, кВт	$\sum Q_0$	50,4
2. Середня питома норма расходу	q_a	0,3

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

фреону, кг/1кВт		
3.Середній коефіцієнт втрат фреону при ремонтах	K_p	1,05
4. Ціна 1 кг фреону, грн.	$Z_{x.a.}$	405,0
5.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати	$K_{x.a.}$	1,15
6.Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	$C_{x.a.}=\sum Q_0 \cdot q_a \cdot K_p \cdot Z_{x.a.} \cdot K_{x.a.}$	7394,3
7.Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг	m	2
8.Кількість компресорів, шт	n	2
9.Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах	K_b	1,2
10.Кількість разів змін масла за рік	R	—

Продовження таблиці 4.4

11.Середня ціна 1 кг мастила, грн;	Z_M	1320,0
12.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн	K_M	1,14
13. Витрати на поповнення мастила, грн.	$C_M=m \cdot n \cdot K_b \cdot R \cdot Z_M \cdot K_M$	7223
14.Разом:	$C_p = C_{x.a.} + C_M$	14617,3
15.Інші витрати (5%)	$C_i = C_p \cdot 5/100$	731
16.Усього:	$C_{d.m} = C_p + C_i$	15348,3

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергію

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховується у таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка обладнання	Ном.п отужність, кВт	Коеф. використання обладнання	Кількість устаткування	Фонд робочого часу, годин	Загальна потреба електроенергії, кВт.год	Витрати на силову електроенергію в грн
	Вихідні дані		Wh.	Кв.об.	Куст.	Чрік	$W_{заг} = Wh \cdot \frac{Кв.об \cdot Ку \cdot Чрік}{Чрік}$	$C_w = W_{заг} \cdot Ц_e$
1	Компресор	4DES-	13,8	0,85	2	5400	126684	544741,2

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

		7Y-40P						
2	Конденсатор	Alfa Laval ACS 504B	11,4	0,7	1	3000	23940	102942
3	Вентиляторна секція приточна	–	0,5	0,7	1	3000	1050	4515
4	Вентиляторна секція витяжна	–	2	0,7	1	3000	4200	18060
	Всього	–	27,7	–	5	–	–	670258,2

Витрати на силову електроенергію в грн, розраховується по формуле:

$$C_w = W_{\text{зар}} \cdot C_e$$

(4.4)

де C_e – ціна 1кВт електроенергії, грн.

5.3.4 Розрахунок чисельності виробничого персоналу компресорного цеху

З урахуванням повної автоматизації обладнання приймаємо 1 працівника 6 розряду для обслуговування холодильної установки з річним фондом робочого часу - 440 годин.

5.3.5 Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу компресорного цеху

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки першого розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$T_{c1} = \frac{3П}{Г},$$

(4.5)

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

де: ЗП – мінімальна заробітна плата, встановлена державою, грн.;

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{cl} = \frac{6700}{164} = 40,85 \text{ грн.}$$

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.01.2023 дорівнює 6700 грн.

6700 грн – мінімальна місячна заробітна плата, грн.

164 годин – середньомісячна кількість робочих годин ($1987/12 = 164$)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 1987 год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{cl} \cdot TK_6,$$

(4.6)

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки 6 розряду:

$$T_c(6p) = 40,85 \cdot 1,8 = 73,53 \text{ грн.}$$

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K,$$

(4.7)

де T_c – середня годинна тарифна ставка, грн.;

E_ϕ – ефективний фонд робочого часу, годин;

K – кількість працівників компресорного цеху.

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

$$O_\phi = T_\phi + \sum D$$

(4.8) де T_ϕ – тарифний фонд зарплати, грн.;

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

D – сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати):

$$\sum D = T_{\phi} \cdot \frac{25}{100}$$

(4.9)

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D = \frac{T_{\phi} \cdot d}{100}$$

(4.10)

де d – відсоток додаткового фонду (10%);

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi}$$

(4.11)

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_{\phi} \cdot p}{100}$$

(4.12)

де p – відсоток відрахувань від річного фонду (ЄСВ=22%).

Розрахунки заносяться у таблицю 4.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок фонду оплати праці

Назва показника	Формула	Розрахунок
T_c – середня годинна тарифна ставка, грн	T_c	73,53
ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин.	Еф	440
К – кількість працівників компресорного цеху	К	1
T_{ϕ} - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K$, грн	32353,2

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Продовження таблиці 5.6

Д - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати).	$\sum D = T_{\phi} \cdot 25 / 100, \text{ грн}$	8088,3
O_{ϕ} - основний фонд заробітної плати	$O_{\phi} = T_{\phi} + \sum D$	40441,5
D_{ϕ} - додатковий фонд заробітної плати	$D_{\phi} = (T_{\phi} \cdot d) / 100, \text{ грн}$	3235,3
P_{ϕ} - річний фонд	$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi}, \text{ грн.}$	43677
Вс - відрахування від річного фонду заробітної плати	$B_C = (P_{\phi} \cdot p) / 100, \text{ грн}$	9609

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

5.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розрахувати калькулювання цехової собівартості 1000 кДж холоду.

Собівартість одиниці холоду $C_{\text{ст.заг.1000кДж}}$ в грн, розраховується за

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

формулою:

$$C_{\text{ст.заг.1000кДж}} = \frac{C_{\text{ст}}}{Q_{\text{ст}}}$$

(4.13)

де $C_{\text{ст}}$ – цехова собівартість, грн.;

$Q_{\text{ст}}$ – річний виробіток холоду, тис. кДж.

$$C_{\text{ст.заг.1000кДж}} = \frac{772962}{489888} = 1,58 \text{ грн.}$$

Розділив витрати по кожній статті витрат на річну виробку холоду в стандартних умовах, отримаємо собівартість одиниці холоду по кожному виду витрат.

Усі розрахунки заносяться у таблицю.

Таблиця 5.7 – Розрахунок собівартості одиниці (1000 кДж) холоду

№	Статті витрат	Сума витрат, грн.	
		На річний виробіток холоду	На одиницю холоду, грн.
1	Допоміжні матеріали	15348,3	0,03
2	Зарплата виробничих працівників	43677	0,09
3	Відрахування від зарплати	9609	0,02
4	Електроенергія силова	670258,2	1,37
5	Цехові витрати (ЗПвир.прац.*(0,2)	8735,4	0,02
6	Амортизація обладнання(10%)	25333,6	0,05
7	Разом цехова собівартість (Cст)	772962	1,58

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Инд. инв. №	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

5.5. Основні техніко-економічні показники проекту

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 4.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

№	Показники	Кількість
1	Найменування об'єкту	Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря експериментальної лабораторії громадського харчування ВСП «ОТФК ОНТУ»
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодильний агент	R – 407a
4	Марка масла	BSE
5	Ступінь автоматизації	повна
6	Сума капіталовкладень, грн	253336
7	Холодопродуктивність компресорів, кВт	50,4
8	Кількість компресорів, шт.	2
9	Річний виробіток холоду, тис. кДж.	489888
10	Цехова собівартість, грн.	772962
11	Собівартість одиниці холоду, грн..	1,58
12	Чисельність виробничого персоналу, осіб.	1

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність системи вентиляції і кондиціонування повітря для експериментальної лабораторії громадського харчування ВСП «ОТФК ОНТУ» з рівнем собівартості одиницю холоду 1,58 грн. за 1000 кДж, що вказує на високий рівень конкурентоспроможності на ринку холоду у порівнянні з середньогалузевим рівнем.

Собівартість одиниці холоду є результатом науково-обґрунтованого проектування з підбором високопродуктивного та високотехнологічного обладнання з економічними характеристиками.

Отже, проєкт системи вентиляції і кондиціонування повітря для експериментальної лабораторії громадського харчування ВСП «ОТФК ОНТУ» можна вважати доцільним та економічно вигідним.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Одним з резервів підвищення ефективності виробництва є вдосконалення методів забезпечення безпеки праці, тому що травматизм визначає істотну частину непродуктивних втрат робочого часу, а боротьба з травматизмом, крім гуманістичного спрямування, має чітко виражений економічний аспект.

Безпека праці виступає і як один з факторів, які забезпечують високу продуктивність праці. Доведено, що висока продуктивність праці може бути досягнута тільки в умовах, коли забезпечена її безпека. Дипломним проектом передбачена розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря експериментальної лабораторії громадського харчування ВСП «ОТФК ОНТУ».

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

Системи кондиціонування повітря мають серйозно ставити питання безпечності для здоров'я людини .

Ці питання умовно можна розділити на дві групи:

Перша: – небезпека кондиціонерів, пов'язана із їх конструкційними та функціональними особливостями (розподіл повітряного потоку;

- витік холодоагенту; шум; ступінь очищення повітря; утворення та відведення конденсату;
- розповсюдження патогенних мікроорганізмів через центральні системи кондиціонування);

друга – небезпека, пов'язана із людським чинником, тобто із тим наскільки правильно людина експлуатує дану установку (правильне

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

використання режимів роботи, професійний монтаж і обслуговування, вчасне очищення фільтрів і т.д.).

Завдяки установкам для кондиціонування повітря людина отримала можливість працювати в комфортному середовищі. Кондиціоноване повітря допомагає пережити періоди великої жары, що, як здається, в останні роки стають все більш інтенсивними. Поряд із охолодженням повітря, такі установки знижують надмірну вологість повітря, яка головним чином є відповідальною за більшість недомогань людини. Кондиціонер можна використовувати і як обігрівальний прилад у міжсезоння – коли на вулиці досить прохолодно, а центральне опалення ще не ввімкнене.

2 Розробка заходів з охорони праці

У випадку використання кондиціонеру варто пам'ятати, що мікроклімат у приміщенні залежить не тільки від його конструкції, але і дій людини яка ним керує.

Можливі небезпеки:

Різкі перепади температур; Перепади температури є шкідливими для респіраторного апарату людини, тому, що надмірний холод є причиною свого роду блокування системи природного захисту дихальних шляхів, провокуючи зменшення вироблення слизу і паралічу м'язів в'язного епітелію, що вкриває носову порожнину, і функцією якого є видалення мікроорганізмів, що присутні у вдихуваному повітрі.

Потік кондиціонованого повітря не повинен бути занадто холодним. Важливо не налаштувати термостат на температури, які є набагато нижчими за ту, яка є наданий момент у приміщенні, щоб різниця між температурою зовні і всередині приміщення не була занадто великою (температура, яка підтримується кондиціонером не повинна бути нижчою за температуру ззовні більше ніж на 5 – 6°C). Не рекомендується охолоджувати

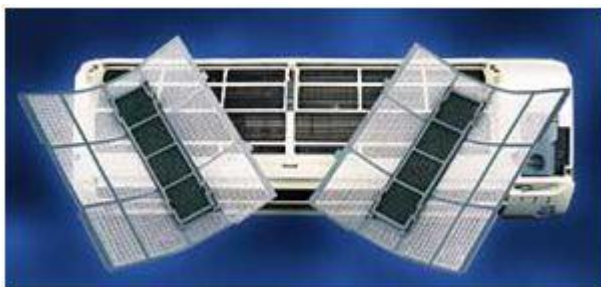
Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ	Лист

приміщення нижче 24°C, так як це може призвести до переохолодження і застуди.

Протяги від кондиціонерів Кондиціонер не допомагає провітрювати приміщення. Він працює тільки з тим повітрям, що вже є всередині приміщення. Щоб повітря в кімнаті не застоювалось, деякі сучасні моделі генерують плавні повітряні потоки, які, не створюючи ніякого протягу, за спеціальними схемами перемішують повітряне середовище. Одне натискання на кнопку пульта дистанційного керування, – і прохолода буде рівномірно розподілятися по кімнаті, без будь-якого протягу.

Шум від працюючого кондиціонера. Будь-які електричні прилади, в тому числі і установки для кондиціонування повітря, в яких здійснюється обертання і рух механізмів, не можуть працювати абсолютно безшумно. Для зниження рівня шуму в конструкції сучасних кондиціонерів реалізована новітня система шумозаглушення. Зовнішні блоки багатьох сучасних систем мають рівень шуму набагато нижчий, ніж це передбачено санітарними нормами.



– Система фільтрів компанії "Daikin" (глибина очищення – 2.23)

Недостатній рівень очищення повітря. У сучасних апаратах встановлена багаторівнева система очищення повітря, що здатна усунути і сигаретний дим, а також затримує пилові частки мікроскопічних розмірів. Наприклад, у кондиціонерах “Дайкін” встановлений фільтр, що вловлює частинки, розмір яких становить соті частки мікрона.

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

Кондиціонер не може забезпечити чистоту повітря. Обов'язково необхідно хоча б один раз на день провітрювати приміщення, насичуючи його киснем. Необхідно також вчасно очищати фільтри кондиціонерів.

Витік холодоагенту (фреону). Нормований витік фреону (приблизно 6 – 8% на рік) відбувається завжди – наслідок з'єднання міжблокового трубопроводу шляхом розвальцьовування. Для компенсації цього витоку кондиціонер необхідно дозаправляти фреоном кожні 1,5 – 2 роки. Якщо дозаправлення не проводити більше двох років, то кількість фреону в системі впаде нижче допустимого рівня, що позначиться на роботі компресора (наступає перегрів) і кондиціонера в цілому.

Першими ознаками зменшення кількості холодоагенту в системі є утворення інею або льоду на штуцерних з'єднаннях зовнішнього блоку і так само недостатнє охолодження повітря в приміщенні.

Всі фреони – є галогенопохідними метану (CH₄) і етану (C₂H₆), які одержують шляхом заміщення атомів Гідрогену атомами Хлору (Cl) і Флуору (F). Від кількості заміщених атомів Гідрогену залежать фізичні властивості фреону: зі зменшенням кількості атомів Гідрогену зростає стабільність речовини і знижується її горючість. Разом з тим, зі збільшенням кількості атомів Хлору зростає токсичність і озоноруйнуюча здатність холодоагенту

У більшості Європейських країн використання озоноруйнуючих фреонів заборонений (в Україні така заборона передбачена з 2014 р.)

Нові моделі працюють тільки на озонобезпечних фреонах R-410A, R-407C. На відміну від традиційних холодоагентів, ці фреони є сумішами різних фреонів, кожний із яких відповідає за забезпечення певних властивостей. Водночас вони є менш зручними в експлуатації. У випадку

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

					БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

розгерметизації холодильного контуру кондиціонер не можна просто дозаправити; залишки холодоагенту необхідно злити і замінити новим.

Для видаленого із кондиціонерів фреону необхідна спеціальна утилізація. У разі її відсутності, фреон потрапить до атмосфери. І хоча для озонового шару він є безпечним, зате належить до одного із сильних “парникових газів”.

Правила установки кондиціонера.

- Лінії живлення до кожного побутового кондиціонера групи необхідно забезпечувати автономним пристроєм електричного захисту незалежно від наявності захисту на загальній лінії, яка живить групу кондиціонерів;
- Перетини електропроводів, які живлять одинично встановлені побутові кондиціонери, повинні відповідати допустимій щільності струму, яка визначається паспортом на виріб;
- Зовнішній простір і стіни будівель навколо кондиціонерів мають бути розчищені від гілок дерев, витких рослин та інших предметів, конструкцій з горючих матеріалів в радіусі не менше 1,5 м;

Вимоги безпеки під час виконання роботи

Під час експлуатації і технічного обслуговування устаткування систем вентиляції і кондиціонування слід виконувати вимоги безпеки, передбачені інструкціями, які розробляються підприємством з урахуванням вимог інструкцій заводів-виготовлювачів, і технічної документації на системи вентиляції.

Під час роботи необхідно користуватися тільки справним ручним інструментом (молотками, напилками, ножівками, шаберами тощо) і виконувати наступні вимоги:

- працювати викрутками, у яких ширина робочої частини (лопатки) відповідає розміру шліца в головці шурупа або гвинта;

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

- при загвинчуванні або відгвинчуванні гайок і болтів слід застосовувати, при необхідності, ключі з довгими рукоятками. Подовжувати рукоятки ключів допускається тільки додатковими важелями типу «Зірочка». Не допускається застосовувати для подовження гайкових ключів додаткових важелів, інших ключів або труб;
- при перевірці співпадання і центрування отворів вузлів, що з'єднуються, і деталей необхідно застосовувати спеціальний інструмент (монтажні лопати, оправки, конусні пробки і ін.);
- запресування і розпресування деталей виконувати за допомогою спеціальних пристосувань. При виконанні цих робіт кувалдою і вибивачем останній необхідно тримати кліщами або затискачем;
- у випадку стопоріння гайок при відгвинчуванні (загвинчуванні) необхідно змазувати різьби гасом або машинним мастилом, не допускається відгвинчування шляхом ударяння молотком чи іншим предметом по плечу гайкового ключа;
- при розрізуванні металу ручними або привідними ножівками необхідно міцно закріплювати полотно ножівки;
- при запресуванні, а також при виконанні роботи з використанням інструменту ударного типу захищати очі від попадання твердих частин захисними окулярами.

При обслуговуванні вентиляційних систем необхідно контролювати:

- стан зовнішніх і внутрішніх поверхонь вентиляторів, електродвигунів і фундаментів;
- роботу підшипників. При їх нагріванні - ліквідувати причину нагрівання, а при їх збиранні - стежити за тим, щоб вони не були сильно затягнені і щоб в них не потрапили ошурки, пил, пісок;

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

- роботу електродвигуна, не допускати перегріву кожуха електродвигуна;
- стан підвісок повітроводів, не допускати їх провисання.

Перед чищенням та ремонтом вентиляційних систем і установок кондиціонування необхідно зупинити їх і зняти напругу за допомогою плавких вставок. Вивісити плаката з попереджувачими написами.



Чищення вентиляторів, циклонів і фільтрів слід проводити одночасно з чищенням повітроводів. При наявності на повітроводах люків допускається проводити чищення через них за допомогою скребоків, йоржів і інших пристосувань в напрямку до місцевих відсмоктувачів.

Під час ремонту вентиляторів не допускається застосування матеріалів іскробезпечність, корозійна стійкість і механічна міцність яких нижча за відповідні показники матеріалів, з яких виготовлені вентилятори.

У випадку виникнення пожежі у вентиляційних камерах або у виробничих приміщеннях, обладнаних вентиляційними системами необхідно:

- ✓ негайно вимкнути систему вентиляції (крім систем подачі повітря в тамбур-шлюзи приміщень категорії А і Б);
- ✓ увімкнути систему протидимової вентиляції;

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

- ✓ відкрити димові клапани в димовій зоні;
- ✓ перекрити всі вогнезатримувальні клапани

Необхідність виконання інших дій повинна визначатися Планом локалізації та ліквідації аварійних ситуацій і аварій (ПЛАС), якщо його наявність передбачена для даного об'єкта.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ

Лист

7. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5.-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування
2. Липа А.И. Основы теории и современные технологии обработки воздуха. –Одесса 2003: ОГАХ, 225 с.
3. Погорелов А.И. Тепломассообмен. – Одесса:Черноморье,1999. – 123 с.
4. Морозюк Т.В. М80 Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия << Негоциант >>, 2006. – 712 с. (с приложением).
5. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. - 223 с.: ил.
6. Голубков Б.Н. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления .М.: Энергоатомиздат, 1988. – 190 с.: ил.
7. М.Г. Хмельнюк, О.Сгф. Подмазко, І.О. Подмазко "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с., 2014.
8. Холодильні установки, (І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інш.), підручник для вищих навчальних закладів, в двох томах, Київ, "Либідь", 1995.
9. Холодильні установки. Проектування: Учбовий посібникк / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю. та ін. – Одеса: Друк, 2008. - том 1 – 3.
10. І.Г.Чумак, В.П.Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інші. "Холодильні установки" Одеса, "Рефпринтінфо" 2003. 531с;
11. Богданов С.Н., Иванов О. П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Изд. 2-е, доп. и переработ. "Машиностроение",1976.
12. Самойлов А.И., Игнатъев В.Г. Охрана труда при обслуживании холодильных установок.- 2-е изд. -М.: Агропромиздат, 1989.
13. Канторович В.И. Гиль И. М. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. – 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Агропромиздат, 1985.
14. Справочник из серии "Холодильная техника" под редакцией А.В. Быкова Применение холода в пищевой промышленности, 1979
15. Журнали "Холодильная техника", "Холод", 2021 - 2022 г

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

					БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

16. Закон України "Про підприємства в Україні" // Відомості Верховної ради України.-1992.-№24.с

Інформаційні ресурси

1. www.wika.ua
2. www.teplostart.com.ua
3. www.danfoss.ua
4. www.siemens.com
5. www.infrost.com.ua

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	БКВ 04. 010. 007 ДП ПЗ					Лист
										Изм.

