

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КОМПЛЕКСНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**
на тему «Інноваційні технології проєктування енергоефективної
системи кондиціонування реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

Частина II
на тему «Проект системи кондиціонування палат лікарні реабілітаційного
центру при лікарні м. Одеса»

Здобувача Мойсеєва Є. О.

IV курсу групи ЕН-ск141

Керівник доцент Когут В.О.

(посада, прізвище та ініціали)

Консультант доцент Жихарєва Н.В.

(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 31.05.2024 р., протокол № 12

Завідувач кафедри ХУіКП

(назва кафедри)

Михайло ХМЕЛЬНЮК

(підпис)

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА
ЕКОЕНЕРГЕТИКИ

ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра Холодильних установок і кондиціонування повітря

Освітній ступень Бакалавр

Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва)

Освітньо- професійна програма «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри д.т.н., проф.

Хмельнюк М.Г.

01 березня 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) ЗДОБУВАЧУ

Мойсеев Євгеній Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проект системи кондиціонування палат лікарні реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса»

керівник проекту (роботи) к.т.н. доц. Когут Володимир Омелянович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу

№ 602-03 від 19.10.2024

2. Строк подання студентом роботи

01.06.2024 року

3. Вихідні дані до роботи

місто Одеса, реабілітаційний центр при лікарні

Параметри повітря в приміщенні влітку $t = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 50\%$,

Параметри повітря взимку $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 50\%$,

Параметри зовнішнього повітря $t = 28,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h = 62\text{ кДж/кг}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів

кондиціонування повітря, вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок теплопритоків, обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

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

План приміщення, повітроводи, схема холодильно системи і фенкойла ; схема кондиціонера в розрізі, кондиціонер

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Жихарева Н.В.	30.04.2024	28.05.2024

7. Дата видачі завдання: 03.10.2024р

Керівник _____ Когут В.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Мойсеев Є.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз літературних джерел.	27.03-03.04	виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування.	04.04-10.04	виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря.	11.04-18.04	виконано
4.	Обґрунтування вибору і підбір обладнання.	18.04-27.04	виконано
5.	Розрахунок апаратів систем кондиціонування	29.04-07.05	виконано
6.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення.	08.05-16.05	виконано
7.	Охорона праці.	24.05-27.05	виконано
8.	Висновки.	28.05-31.05	виконано

..
Здобувач-дипломник _____ Мойсеев Є. О.

Керівник роботи _____ Когут В. О.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Мойсеев Євгеній Олександрович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра Мойсеєва, тема: “Проект системи кондиціювання палат лікарні реабілітаційного центру при лікарні м. Одеса” складається з: 85 сторінок тексту, 18 рисунків, 21 таблиці, 22 посилань на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто розрахунок і підбір кондиціонеру фірми «Веца» марки КЦКП-25А. Працюють системи на холодильному агенті R407C.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря та підбір холодильного обладнання для збереження виробництва холоду: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціювання повітря. Це основні завдання, які полягли в основу кваліфікаційної праці.

Ключові слова: реабілітаційний центр, лікарня, системи кондиціювання, компресор, конденсатор, випарник, теплоприливи, холодильний агент, теплоутилізатор.

ANNOTATION

Bachelor's thesis of Moiseyev, topic: "Project of the air conditioning system of the hospital wards of the rehabilitation center at the Odesa hospital" consists of: 85 pages of text, 18 figures, 21 tables, 22 references to literary sources.

In this qualification work, the calculation and selection of the air conditioner of the company "Veza" brand KCKP-25A is considered. The systems work on R407C refrigerant.

In the work, the calculation of air conditioning processes and the selection of refrigerating equipment to preserve cold production are carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; justification of the choice and selection of equipment for air conditioning systems. These are the main tasks that formed the basis of qualification work.

Key words: rehabilitation center, hospital, air conditioning systems, compressor, condenser, evaporator, heat surges, refrigerant, heat exchanger.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	4
1. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ТА ХОЛОДНОЇ ПОРИ РОКУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	22
1.1. Характеристика будівельних конструкцій.....	22
1.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря....	24
1.3. Розрахунок теплоприпливів.....	25
1.4. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом.....	25
1.5. Розрахунок надходження теплоти в приміщення.....	25
1.6. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом.....	26
1.6.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження.....	26
1.6.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження.....	28
1.6.3. Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі.....	29
1.7. Тепловиділення від інших джерел.....	31
1.7.1. Розрахунок теплоприпливів від людей.....	31
1.7.2. Розрахунок теплоприпливів від устаткування.....	32
1.7.3. Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення.....	33
2. РОЗРАХУНОК ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ.....	36
2.1. Вологовиділення від людей.....	36
2.2. Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги...37	
2.3. Вологовиділення від інфільтрації.....	38
3. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Мойсєєв Е.О.			Розрахунково- пояснювальна записка		4	
Перевір.								
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								
						ЕНск-14 1гр.		

ПОВІТРЯ.....	43
4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ПЕРІОДУ РОКУ.	46
4.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження.....	46
4.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження.....	47
4.3. Надходження теплоти через засклені поверхні.....	49
4.4. Надходження теплоти за рахунок інфільтрації.....	50
5. ЗАГАЛЬНІ ТЕПЛО- І ВЛАГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ.....	51
6.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	56
7. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	58
7.2. Розрахунок повітряного охолоджувача.....	62
8. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	66
8.1. Пожежна профілактика.....	68
8.2. Електробезпека.....	71
8.3. Освітлення.....	75
8.4. Захист від шуму і вібрації.....	75
9. ВИСНОВОК.....	77
10. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	78

<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Мойсеев Е.О.</i>					4	
<i>Перевір.</i>					<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>	<i>ЕНск-141гр.</i>		
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

ВСТУП

Реабілітація - це процес відновлення фізичного, психологічного та соціального функціонування людини після травми, хвороби або інвалідності. Цей процес включає фізіотерапію, реабілітаційну медицину, професійну реабілітацію та інші види терапії.

Метою реабілітації є повернення людині можливості самостійно функціонувати в повсякденному житті, працювати та насолоджуватися життям на рівні, який відповідає її потребам та можливостям.

Реабілітаційний процес може тривати тривалий час і вимагає співпраці пацієнта зі спеціалістом.

Реабілітаційний центр забезпечує комплекс реабілітаційних, психологічних, педагогічних, професійних і соціально-правових заходів по відновленню автономності, працездатності і здоров'я осіб з обмеженими фізичними можливостями в результаті перенесених або вроджених захворювань, а також в результаті травм за груповими та індивідуальними програмами реабілітації пацієнтів, які мають медичні показання і потребують спеціальних умов для одержання ними комплексу реабілітаційних заходів.

Завдання реабілітаційного центру:

1. Надання кваліфікованої реабілітаційної допомоги пацієнтам при різних захворюваннях та дітям з особливими потребами, військовослужбовцям, переселенцям та їх сім'ям, які постраждали внаслідок бойових дій:

- реалізація головних завдань, визначених Законами України «Про основи соціальної захищеності інвалідів в Україні», «Про реабілітацію інвалідів в Україні», «Про соціальні послуги» щодо забезпечення права на реабілітацію з метою їх подальшої інтеграції в суспільстві.

- створення умов для всебічного розвитку, засвоєння дітьми з особливими потребами знань, умінь і навичок з метою підготовки їх до здобуття дошкільної освіти з подальшим здобуттям дітьми базової та повної загальної середньої освіти, професійно-технічної та вищої освіти;

- підготовка батьків дітей з особливими потребами до продовження реабілітаційного процесу з дітьми з особливими потребами поза межами реабілітаційного центру;

- надання реабілітаційних послуг відповідно до індивідуальних програм реабілітації та залучення до участі в цьому процесі батьків та (або) законних представників.

2. Забезпечення системної, комплексної фізичної реабілітації,

3. Розробка і реалізація індивідуальних та групових програм оздоровлення і реабілітації, що передбачають комплексне застосування немедикаментозних методів, спрямованих на підвищення функціональних резервів здоров'я людини, відновлення його оптимальної працездатності, а при наявності захворювань – скоріше одужання, запобігання рецидивів захворювання та відновлення працездатності,

4. Надання консультативної та інформаційної допомоги людям із інвалідністю з різноманітних питань навчання та життєдіяльності, надання соціально-психологічної, консультативної та корекційної допомоги дітям із соматичними, сенсорними та фізичними порушеннями, їхнім батькам та членам сімей,

5. Розробка та впровадження курсів лікувального масажу для людей,

6. Реабілітація наркозалежних,

7. Реабілітація онкологічних захворювань.

Лікарні відносяться до медичних закладів, в яких пред'являються підвищені вимоги до мікроклімату, температурному режиму, параметрам якості повітря.

Повітря, що подається в усі відділення повинен проходити бактеріологічну очистку спеціальними фільтрами.

При монтажі систем вентиляції необхідно забезпечити, щоб шуми від працюючих систем вентиляції не були чутні в палатах і кабінетах лікарів.

Розроблений проект системи кондиціонування повітря лікарні площею 1000м² в місті Одеса

Вимоги кондиціонування палат

На сьогоднішній день кондиціонери встановлені лише у 12% лікарняних палат в Україні, тому сучасні проекти кондиціонування нових та старих палат являється дуже актуальною.

У закладах охорони здоров'я нормативно встановлені особливі вимоги до мікроклімату приміщень. Це стосується багатьох показників: рівня вологості, температури повітря, кондиціонування тощо. Від цього залежать як стан здоров'я самого пацієнта, так і самопочуття медичних працівників. Минулорічний опалювальний сезон в умовах повномасштабної війни і постійних «блекаутів» показав, наскільки важливо, аби кожна лікарня була оснащена автономними джерелами безперебійного електроживлення.

При підписанні договору із Національною службою здоров'я України (НСЗУ) на 2022 р. однією з вимог до лікарень, які надають спеціалізовану медичну допомогу, була наявність резервного джерела електропостачання. Це дозволило медичній системі витримати багато атак на енергетичну інфраструктуру України, які відбулися під час війни.

Міністерство охорони здоров'я України зобов'язує всі медзаклади встановити кондиціонери у палатах денного стаціонару. Щорічно НСЗУ (Національна служба здоров'я України) укладає або продовжує контракти з медустановами, які надають українцям послуги в рамках програми медичних гарантій. Для підписання договору з НСЗУ установи повинні відповідати низці вимог, які стосуються як наявності ліцензій, рівня підготовки фахівців, так і матеріально-технічного оснащення.

Комфортний мікроклімат у приміщеннях вкрай важливий для здоров'я пацієнтів, які проходять курс лікування або реабілітації. Спеку, задуху і здорові люди погано переносять, а для пацієнтів з хронічними захворюваннями серцево-судинної системи або нирок, гіпертонією, бронхіальною астмою висока температура в приміщенні є зайвим фактором ризику, може спровокувати загострення. Медперсоналу в умовах спеки теж

складно зосередитися на виконанні своїх обов'язків, працездатність знижується, так що вимогу обладнати кондиціонерами ординаторські продиктовано турботою про співробітників.

Перелік критеріїв постійно розширюється, днями прес-служба МОЗ оголосила чергову вимогу: адміністрації лікарень, клінік, медцентрів, які мають намір контракуватися з НСЗУ, доведеться купити кондиціонер у кожную палату стаціонару, а також в ординаторські.

Теплоутилізатори

Для утилізації теплоти в ВКВ застосовують різні способи та схеми. Традиційна схема з рециркуляцією* основної маси повітря дозволяє в об'єктах з переважанням явної теплоти зберегти, як правило, до 90% витраченої енергії на його обробку. Однак ця схема не може бути використана для приміщень з виділенням шкідливостей (лікарні, підприємства хімічної промисловості та ін), а посилення вимог до якості внутрішнього повітря певним чином створює пріоритет прямоточних ВКВ (рис. 1)

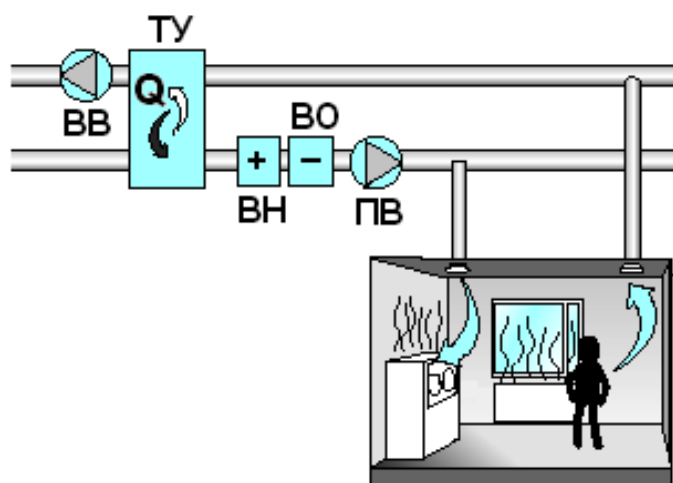


Рис.1. Схема прямоточної ВКВ з теплоутилізацією:

ПВ, ВВ – припливний та втяжний вентилятори;

ВН – повітрянагрівач;

ВО – повітроохолоджувач;

ТУ – теплоутилізатор.

Основні способи енергозбереження в ВКВ:

- Twinvent – Twin coil system (Run-a-round) – з проміжним теплоносієм. телем та двома теплообмінниками батарейного типу (рис.2);
- Directvent – Plate type heat exchanger – з пластинчастим рекуперативним теплообмінником (рис.3);
- Heatvent – Heat-pipe exchanger – із застосуванням теплових труб (термосифонів та гнітових труб) (рис.4);
- Rotorvent - Rotating heat wheel - з ротором-регенератором, що обертається.

Ефективність утилізації тепла при використанні роторів 80-90%, установок з тепловими трубами 55-75%, з пластинчастими повітряними перехресноточними теплообмінниками-рекуператорами 40-60% і з теплообмінниками батарейного типу 40-45%.

Розглянемо дані методи порядку зростання їх ефективності, в короткому викладі, приділивши основну увагу роторної схемою.

при цьому обов'язковою вимогою є забезпечення необхідної кількості зовнішнього повітря, що нормується відповідно до фізіологічних потреб людини. Єдиної норми для країн світу не існує, у зв'язку з різною екологічною обстановкою, рівнем життя та ін, проте основними є рекомендації за стандартом ASHRAE 62-2001 (у СНД працює СНіП 2.04.05-91).

Twinvent

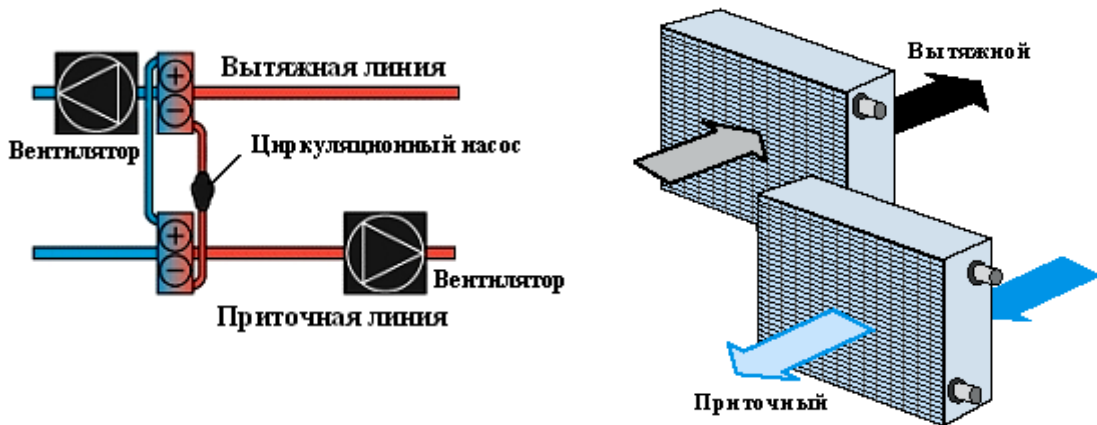


Рис.2. Схема теплоутилізації з проміжним теплоносієм та двома теплообмінниками.

Як проміжний теплоносій зазвичай застосовується водний розчин етиленгліколю, оскільки робоча рідина повинна задовольняти вимогу незамерзання при температурах зовнішнього повітря нижче 0 0С, і мати невисоку корозійну активність.

Перевага даної схеми полягає в тому, що утилізація теплоти можлива в установці з роз'єднаними (віддаленими один від одного) потоками припливного та витяжного повітря.

Невисока ефективність способу пояснюється додатковим термічним опором робочої рідини сумарному опорі системи.

Directvent

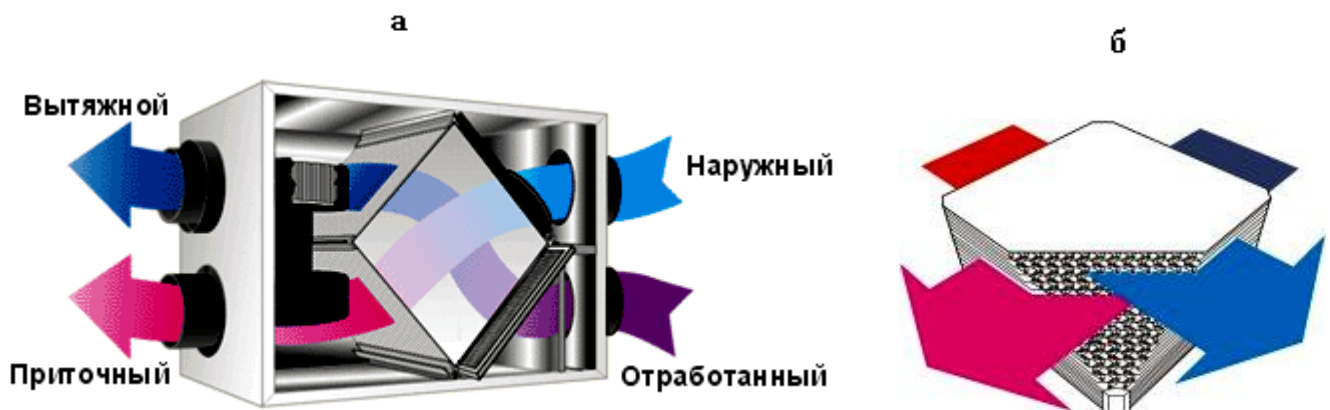
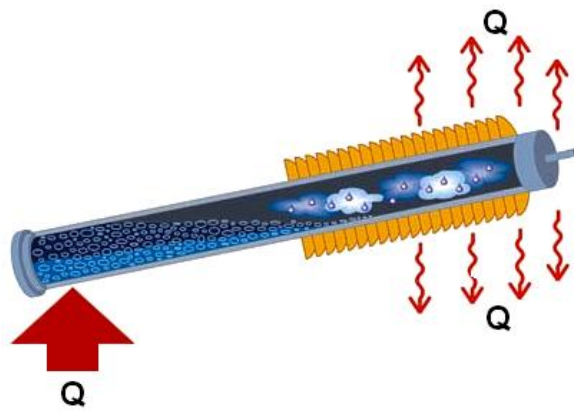


Рис.3. Схема теплоутилізації «повітря-повітря» (а) з пластинчастим теплообмінником (б).

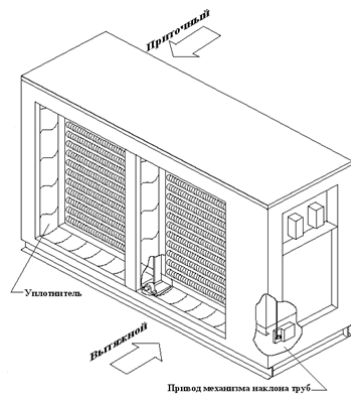
У рекуперативних перехресно-точних теплообмінниках передача теплоти відбувається через стінки каналів, що розділяють повітряні потоки. Канали утворюються, як правило, чергуванням плоских та гофрованих пластин алюмінієвої фольги. Виготовлення пластин є нескладною, добре відпрацьованою технологією.

Heatvent

Теплоутилізатори на базі теплових труб (Heat Pipe), як і Twinvent, є рекуперативними теплообмінниками з проміжним теплоносієм, але з об'єднаними повітряними потоками. Основний елемент - тепла труба - являє собою герметичний посуд, заправлений певною кількістю робочої рідини, що легко випаровується (для температурного діапазону установок кондиціонування використовуються фреони). Робоча рідина в трубці, сприймаючи теплоту від повітря (зовнішнього - влітку, витяжного - взимку), випаровується, і пара за рахунок перепаду тисків переміщається до протилежного кінця трубки, розташованого в потоці холодного повітря, де він конденсується. Конденсат повертається до теплого кінця гравітаційним шляхом (у разі термосифонів) або за допомогою капілярних сил (гнітливі теплові труби) (рис.4). Таким чином, відбувається утилізація теплоти в процесі теплопередачі від повітряного потоку з більшим потенціалом потоку з меншим потенціалом при фазових перетвореннях робочої рідини. Потужні теплові потоки всередині трубки, обумовлені величинами прихованої теплоти випаровування та конденсації, визначають високу ефективність пристрою.



а



б

Рис.4. Схема работы тепловых труб термосифонного (а) та гніту типу (б).

Гніті теплові труби розміщуються в теплообміннику під кутом $6 \dots 10^\circ$, роз'єднуються по повітряних потоках перегородкою і ущільнюються по периметру секції (рис.6).

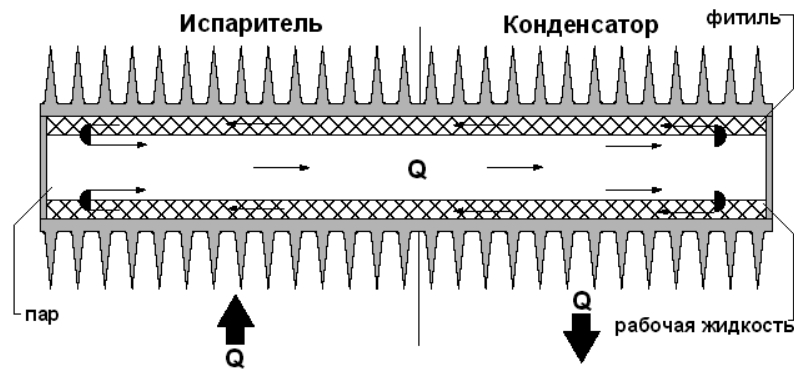


Рис.6. Теплоутилизатор з тепловими трубами

Теплові труби використовуються підвищення ефективності процесів механічного осушення повітря (рис.7), соціальної та роторно-сорбентних схемах (рис.8).

На рис.7 показаний принцип “precooling-reheating” попереднього охолодження (до охолоджувача повітря) з подальшим нагріванням повітря (після охолоджувача повітря) за рахунок обхвату поверхневого теплообмінника тепловою трубою.

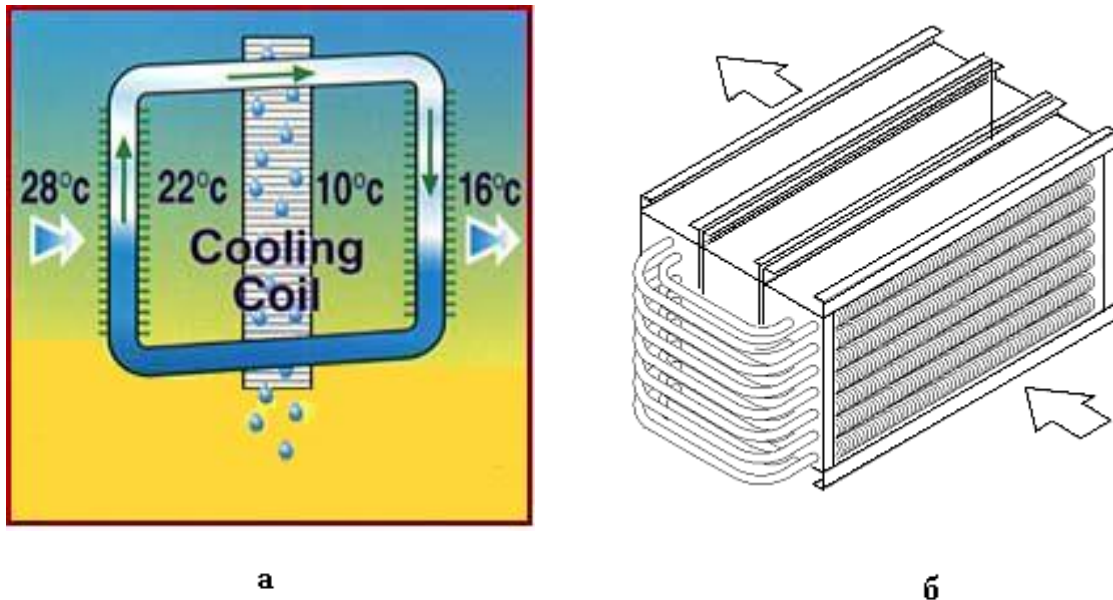


Рис.7. Принцип “precooling-reheating” (а) та секція кондиціонера (б).

В установках роторно-сорбентної технології (див. М+Т № 2, 2004) мінімізація енерговитрат на регенерацію адсорбенту призвела до використання теплових труб у сучасних схемах "E-SAVE", як один із варіантів, а також газових пальників, що працюють на природному газі (Рис.8).

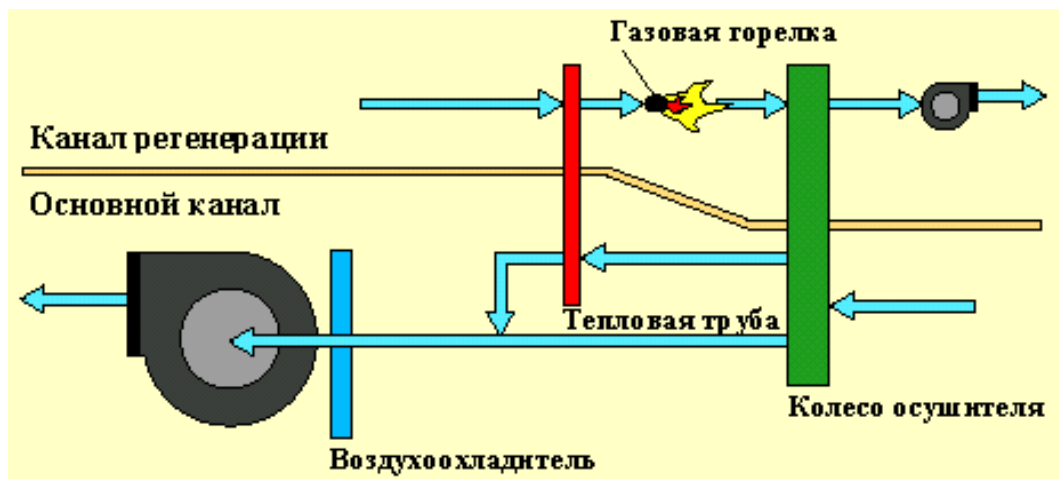


Рис.8. Адсорбер "E-SAVE" із тепловою трубою.

Rotorvent

- Найефективніша технологія теплоутилізації в ВКВ за рахунок величезної контактної поверхні та протиточної схеми руху повітряних потоків.

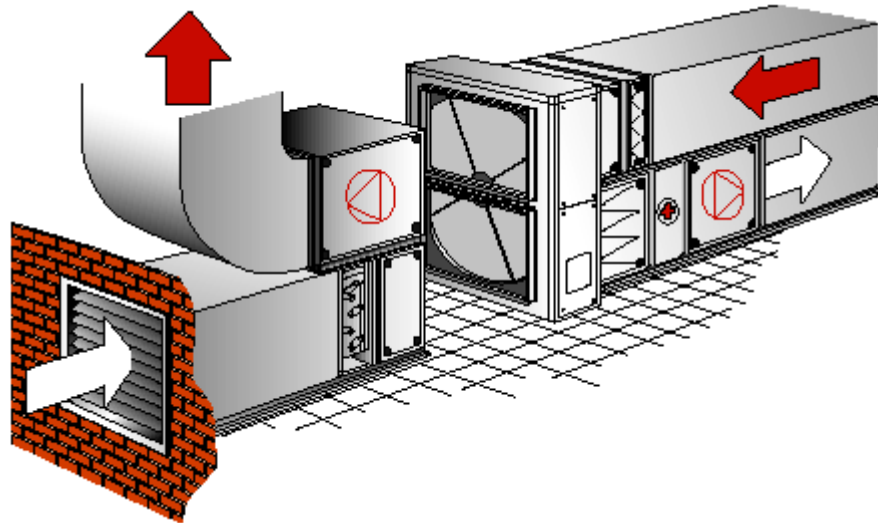


Рис.9. Схема розміщення роторного теплоутилізатора у центральній ВКВ.

Конструкція ротора-теплоутилізатора наведена на рис.10...12.

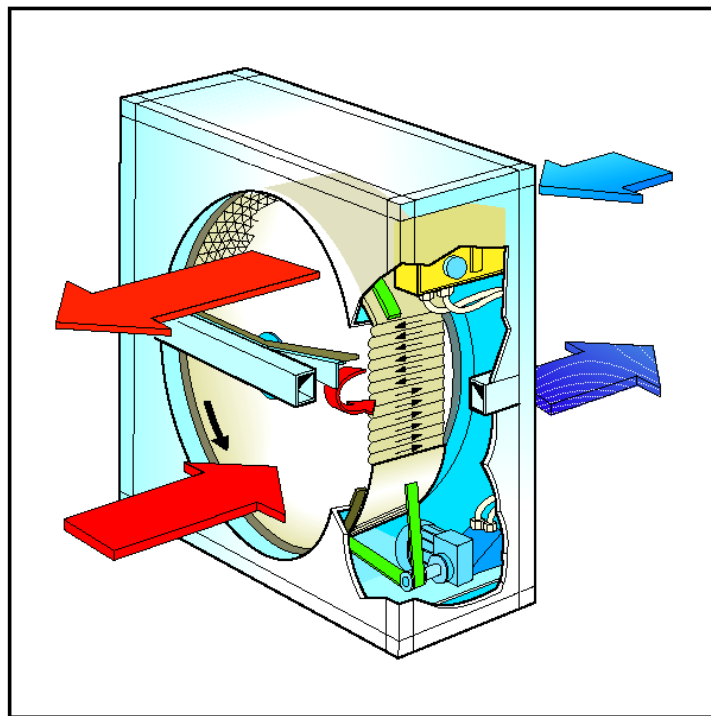


Рис.10. Ротор-теплоутилізатор (устройство со схемой работы): 1 – свежий воздух, 2 – отработанный воздух.

Ротор-теплоутилізатор набирається * сегментами або суцільною стрічкою гофрованих і плоских листів, що чергуються, алюмінієвої фольги (sensible wheel) (рис.11). Товщина фольги 70 чи 100 мкм. Існує варіант покриття цих листів тонким шаром десиканта (enthalpy wheel). Ротор-теплоутилізатор має широкий типорозмірний ряд 20 одиниць (у разі двороторної схеми уніфіковано з ротором-осушувачем). Товщина ротора 250(200) мм. Швидкість обертання вище за швидкість колеса осушувача і, як правило, становить 0,75...12 об/хв (до 25 об/хв – вироби компанії АЕХ).

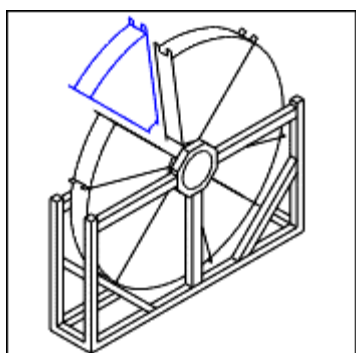


Рис.11. Компонування ротора: а – сегментами; б – стрічкою.

*Фіксація листів у насадковому шарі здійснюється за допомогою клею (АЕХ Inc., рис.11а), шпильок (Enventus AB, рис.11б) або замковим способом, розробленим компанією РМ-Luft AB: виступ, виконаний у вигляді каблучка, на вершині гофра входить у відповідну западину на плоскому аркуші.

За певних умов, пов'язаних з величиною перепаду тисків P у припливній лінії (P_1) і витяжної (P_3), можливі перетічки відпрацьованого повітря в потік свіжого припливного повітря, що небажано. Для усунення перетікань у роторних пристроях передбачено спеціальну накладну секцію чищення “Purge section” (рис.12). Ця секція за рахунок частини, що розширюється, забезпечує шлюзування відпрацьованого повітря в каналах ротора на лінії розділу двох потоків повітря. Чим меншим $\Delta P = P_1 - P_3$, тим більше має бути кут α захоплення площі ротора за рахунок відхилення кута секції ($\Delta P=1200$ Па – $\alpha =20$, $\Delta P=95$ Па – $\alpha =100$).

Слід витримувати таку умову: $P_1 > P_4$, $P_2 > P_3$.

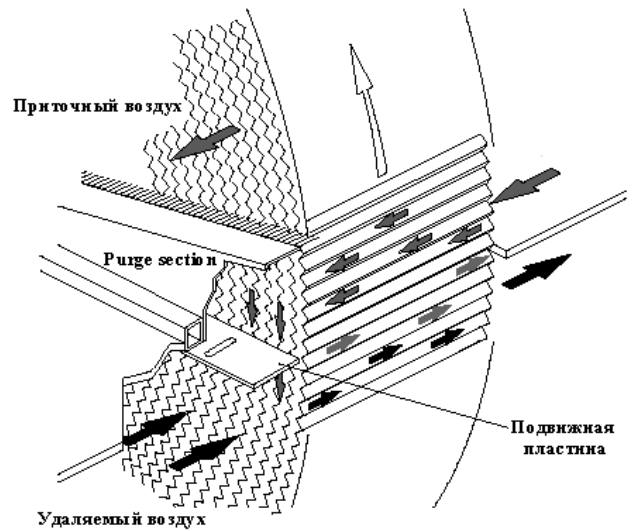
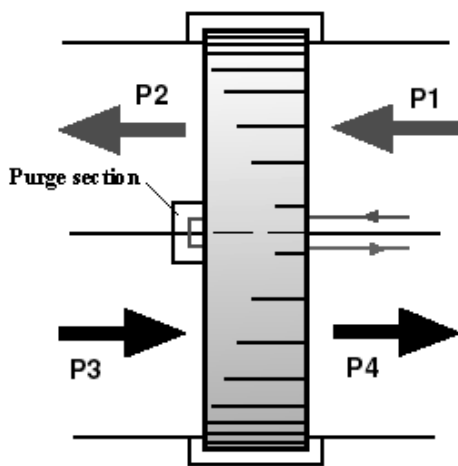


Рис.12. Секція чищення.

Секція чищення після налаштування за умовами експлуатації повинна обмежувати перетікання за величиною об'ємної витрати відпрацьованого повітря не більше 0,04 %.

Ентальпійні ротори (enthalpy wheel), по суті є контактними апаратами і здійснюють перенесення теплоти явним і прихованим чином. Вони характеризуються трьома коефіцієнтами ефективності (ентальпійним E_h , температурним E_t , перенесення вологи E_d), за якими власне і проводиться розрахунок процесу теплоутилізації та підбір роторів. Фірми-виробники зазвичай пропонують номограмний метод підбору.

$E_h = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3)$	- total
$E_t = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_3)$	- sensible
$E_d = (d_1 - d_2)/(d_1 - d_3)$	- latent

Ентальпійні гігроскопічні ротори забезпечують процес теплоутилізації з більшою ефективністю щодо роторів явної теплоти (sensible wheel). Їхня перевага особливо помітна в умовах

вологого клімату, або коли явне теплове навантаження приміщення становить менше 80% повного навантаження. Як приклад, наведені нижче побудови в d,h-діаграмі для умов літнього режиму. Як видно з рис.13, при однаковій температурній ефективності роторів обох типів - $E_t = 0,25$,

ентальпійний (тобто повний) коефіцієнт ефективності суттєво вищий для гігроскопічного ротора і становить $E_h = 0,75$.

Максимальне значення коефіцієнта ефективності E_h сучасних роторів-теплоутилізаторів досягає величини 0,9.

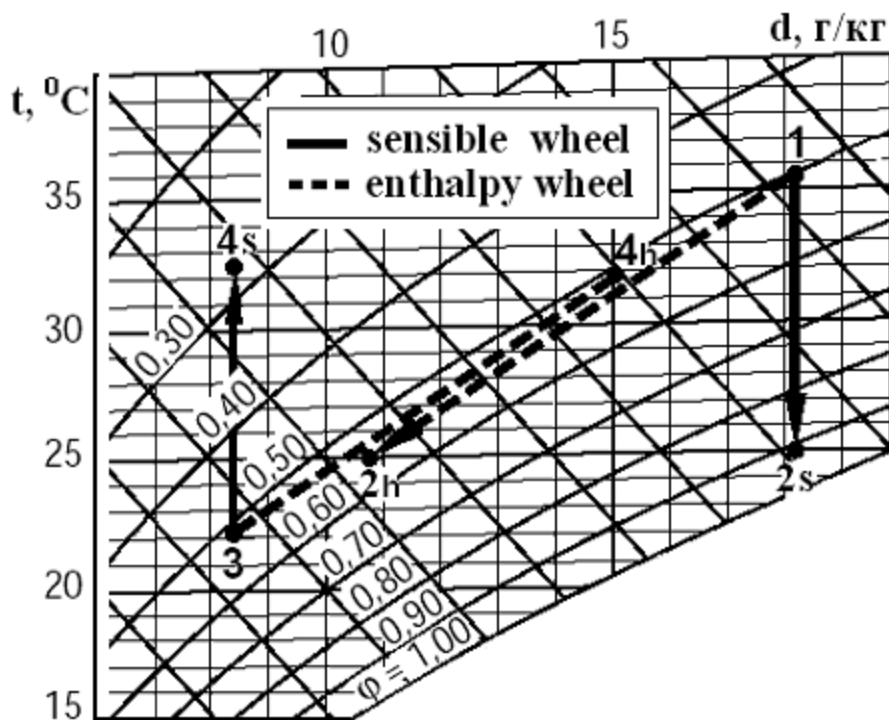


Рис.13. Процеси теплоутилізації в d,h-діаграмі, в регенераторах роторного типу (Нумерація точок відповідає рис.12).

Ентальпійний ротор забезпечує в літньому режимі охолодження та одночасне осушення повітря при температурах вище за точку роси, що неможливо для звичайного негігроскопічного ротора з алюмінієвою фольгою. У зимовий час здійснюється одночасне нагрівання та зволоження повітря.

Легко помітити (рис.13), що процес тепломасообміну в даному пристрої йде по променю, що приблизно збігається з лінією змішування двох потоків. Це означає, що гігроскопічний ротор забезпечує короткий шлях приведення параметрів зовнішнього повітря до параметрів припливного повітря, практично виключаючи змішання.

Рис.14 демонструє скорочення витрат теплоти і води на зволоження в зимовому режимі у разі застосування ентальпійного ротора прямооточної ВКВ. Для досягнення параметрів повітря в точці П без ротора необхідно забезпечити нагрівання повітря в процесі ПН' та зволоження - Н'П

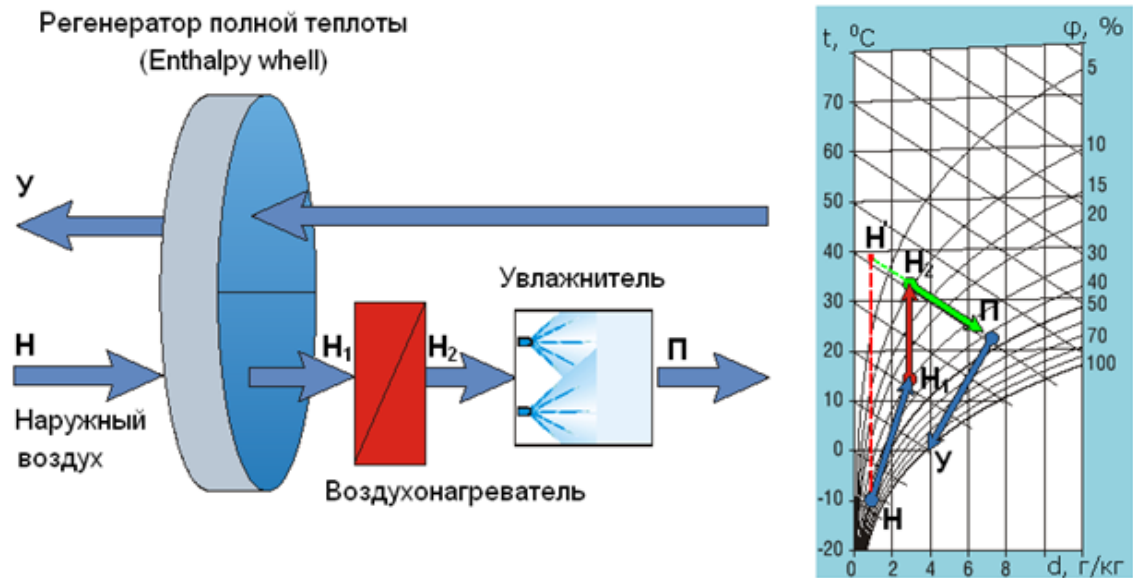


Рис.14. Схема прямооточної ВКВ для холодного періоду року та інтерпретація процесів обробки повітря в d,h-діаграмі.

Підвищити ефективність процесу охолодження припливного повітря у негіроскопічному роторі можна за рахунок пристрою прямого випарного охолодження викидного потоку застосуванням секції адиабатного зволоження (рис.15). На рис.15, у полі діаграми вологого повітря, червоним кольором показані лінії процесу для варіанта роботи одного пристрою – негіроскопічного ротора, синім – з додаванням секції зволоження. Комбінація регенератора явної теплоти з зволожувачем – це прийом опосередковано-випарного охолодження повітря.

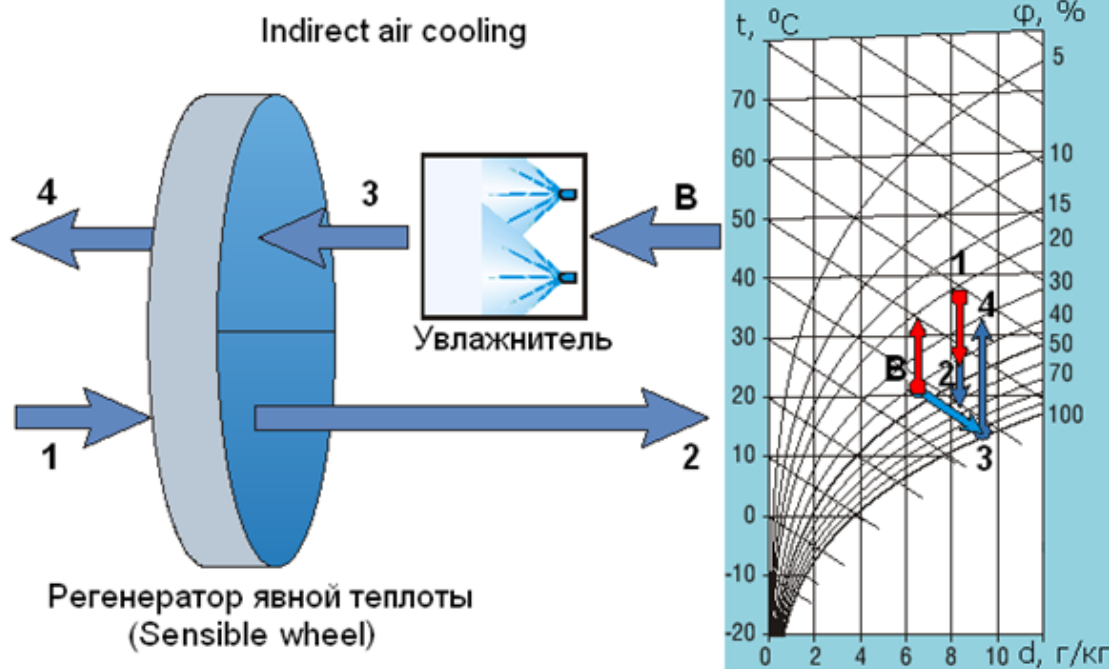


Рис.15. Блок косвенно-испарительного охлаждения воздуха и процессы в d,h-диаграмме.

Так же, как и тепловые трубы (либо другие рекуператоры), роторы-теплоутилизаторы применяются в энергосберегающих схемах "E-SAVE"- так называемые двухроторные установки СКВ (рис.16, 17). При этом в них используются описанные выше блоки косвенно-испарительного охлаждения. Энтальпийный ротор работает в режиме осушения (скорость вращения – 20 об/ч). Число оборотов ротора явной теплоты в секции косвенно-испарительного охлаждения воздуха – 20 об/мин.

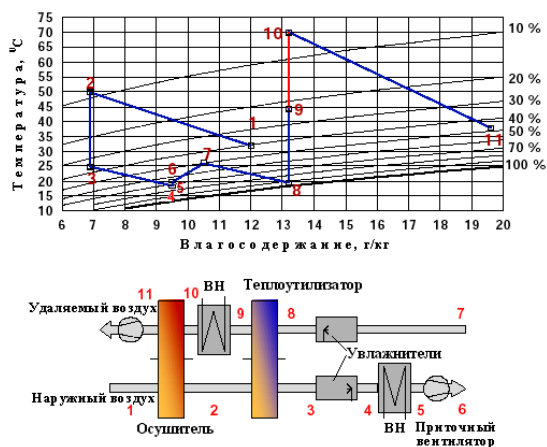


Рис.16. Зображення в d,h-діаграмі процесів обробки повітря у двороторній установці (теплоутилізатор – sensible wheel) та її схема для помірного клімату.

Такі схеми за умов помірного клімату можуть ефективно працювати практично без використання холодильних машин. Побудови, виконані в d,h-діаграмі на рис.16, відповідають кліматичним умовам м. Миколаєва, і характерні для населених пунктів півдня України і не тільки...

Розглядається схема обробки повітря також працездатна і в кліматичних зонах зі спекотним і вологим кліматом. Однак, оскільки опосередковано-випарювального ефекту охолодження повітря тут недостатньо, то в схему додатково включені блоки-повітроохолоджувачі на вході повітря в ротор-осушувач і після блоку опосередковано-випарювального охолодження (рис.17).

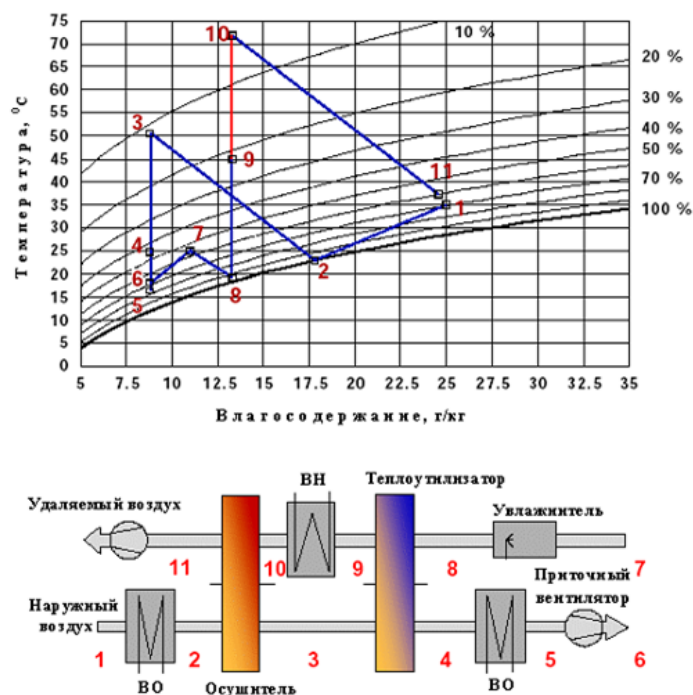


Рис.17. Зображення в d,h-діаграмі процесів обробки повітря у двороторній установці (теплоутилізатор – sensible wheel) та її схема для вологого та теплого клімату.

Якщо осушення повітря використовуються ротори з шаром силікагелю, то його регенерації достатня температура 700С. Для цього цілком підходить сонячна енергія. На рис.18 показана двороторна установка ВКВ з використанням сонячної енергії для регенерації осушувача та роботи абсорбційної холодильної машини.

1. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ТА ХОЛОДНОЇ ПОРИ РОКУ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

1.1. Характеристика будівельних конструкцій

Місцезнаходження об'єкту - місто Одеса.

Найменування об'єкту - Реабілітаційний центр площею 1000 м²

Географічна широта - 48°.

Стіни виготовлені з пінобетону, вкритого з двох сторін цементною штукатуркою, утеплювача ПСБС.

Коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх стін дорівнює:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.1)$$

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,5}{0,88} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,02}{0,041} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,39 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де, $\alpha_{вн} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря у приміщенні;

δ_i та λ_i - товщина та теплопровідність i -го шару огороження;

$\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні стіни.

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішніх стін дорівнює:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{2}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.2)$$

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{2}{8} + \frac{0,5}{0,88} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} \right)^{-1} = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де, $\alpha_{вн} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря у приміщенні;

δ_i та λ_i - товщина та теплопровідність i -го шару огороження;

$\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні стіни.

Обираємо коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу S на межі розподілу з [2]. Потім розраховую опір R , теплову інерцію шару огороження D , теплову інерцію огороження ΣD за формулами наведеними нижче.

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (1.3)$$

де, δ - товщина шара

λ - теплопровідність матеріалу шару

$$D = R \cdot S \quad (1.4)$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. - Теплова інерція матеріалів

Конструкція та матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплосасвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна металопластикові					0,6	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,025	0,9	9,7	0,0295	0,277
пінополісти рол	80	0,02	0,05	0,7	2,4	1,68
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813
цегла	1400	0.3	0.88	10.12	0.35	3.54
штукатурка	1600	0.02	0.7	9.7	0.029	0.2813

Висновок: В цьому розділі я розраховував коефіцієнт теплопередачі стіни і перекриття з врахуванням всіх їхніх шарів.

1.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

барометричний тиск - $P = 970$ мм. рт. стовпа;

В теплий період року:

ентальпія зовнішнього повітря - $h = 62,0$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - $t = 28,6,0$ °С;

розрахункова швидкість руху повітря - $3,3$ м/с.

В холодний період року:

ентальпія зовнішнього повітря - $h = -18,3$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - $t = -18$ °С;

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні.

Розрахункові параметри повітря у приміщенні:

температура повітря у приміщенні влітку - $t_{п} = 23$ °С;

температура повітря у приміщенні взимку - $t_{п} = 20$ °С;

відносна вологість повітря у приміщенні влітку - $\varphi_{п} = 50\%$;

відносна вологість повітря у приміщенні взимку - $\varphi_{п} = 50\%$;

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 12,5$ °С.

1.3. Розрахунок теплоприпливів

У лікарні підтримується постійна температура повітря 23°C Відносна вологість $\phi=50\%$, і швидкість повітря в робочій зоні не більше 0,2 м / с.

1.4. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

Усі розрахунки проведемо для приміщення №1 Для інших приміщень рахую за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

1.5 Розрахунок надходження теплоти в приміщення

Теплове навантаження приміщення складається з надходження теплоти через огороження $Q_{огр}$, з інфільтрацією $Q_{інф}$ і витрати теплоти на технологічні потреби Q_t .

$$Q = Q_{огр} + Q_{інф} + Q_t, \text{ Вт}, \quad (1.5)$$

Теплота в приміщення може надходити через: зовнішні непрозорі огороження $Q_{огр}$, внутрішні огороження Q_v , світлові прорізи, за рахунок сонячної радіації Q_p , від виробничого устаткування і технологічних процесів Q_t , з інфільтраційним повітрям $Q_{інф}$, від штучного освітлення $Q_{ос}$, людей.

Надходження тепла через зовнішні непрозорі огороження в дипломній роботі визначається за спрощеним інженерним методом [11].

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

$$Q_{огр} = Q_{н.ст} + Q_v + Q_{ост}, \text{ Вт}, \quad (1.6)$$

$$Q_{огр} = 22,13 + 580,72 + 137,16 = 749 \text{ Вт}$$

де, $Q_{н.ст}$ - кількість теплоти, що надходить крізь зовнішні конструкції, Вт;

Q_v - кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

$Q_{ост}$ - кількість теплоти, що надходить крізь засклені поверхні (вікна),

Вт.

Таблиця 1.2 – теплоприливи в приміщеннях

№ Приміщення	$Q_{огр}$, Вт
--------------	----------------

1	749
2	311,2
3	325,9
4	318,4
5	296
6	303,4
7	515,7
8	538,5
9	529,5
10	480,6
11	513,2
12	505
13	521,3
14	541,7
15	1258,1
16	525,4
17	374,2

1.6 Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

1.6.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{ст} = k_{ст} \cdot a \cdot (F_c + 0,5 \cdot F_3) \cdot \theta_{ст}, \text{ Вт}, \quad (1.7)$$

$$Q_{ст1} = 0,37 \cdot 0,7(0 + 0,5 \cdot 27) \cdot 6 = 22,113 \text{ Вт}$$

де, $k_{ст} = 0,39$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$;

$a = 0,7 \dots 0,9$ – коефіцієнт, що враховує затінення верхнього поверху стіни виступаючою покрівлею;

F_c – площа зовнішніх стін, освітлюваних сонцем, крім північної, $[\text{м}^2]$;

F_3 – площа затінених стін, включаючи північну, $[\text{м}^2]$;

$\theta_{ст} = 6$ - умовний температурний напір через стіну між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні. $\theta_{ст} = f(t_n, t_n - t_b, \Delta t_c, \text{м.огр.}, \text{колір.стін.})$;

Таблиця 1.3 – теплоприви через зовнішні огороження

№ Приміщення	F_c	F_3	$Q_{ст}, \text{Вт}$
1	0	27	22,113
2	0	11,4	9,337
3	0	12,6	10,32
4	0	11,8	9,664
5	0	9,4	7,699
6	0	10,2	8,354
7	0	42,6	34,889
8	11,4	16	31,778
9	11,8	0	19,328
10	7	0	11,466
11	10,2	0	16,708
12	9,4	0	15,397

13	11	0	18,018
14	13	0	21,294
15	29,8	0	48,812
16	11,4	0	18,673
17	23,4	0	38,239

1.6.2 Надходження теплоти через внутрішні огородження

Теплоприпливи через внутрішні перегородки і міжповерхові перекриття, що відокремлюють приміщення, які кондиціонують, від приміщень, які не кондиціонують, визначають за формулою:

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{в.ст}} \cdot F_{\text{пер}} \cdot (t_{\text{см.п}} - t_{\text{п}}), \text{ Вт}, \quad (1.8)$$

$$Q_{\text{пер1}} = 3,05 \cdot 68 \cdot (25,8 - 23) = 580,72 \text{ Вт}$$

де, $k = 3,05$ -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів;

$F_{\text{пер}}$ – площа перегородки, м^2 ;

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

- а) $t_{\text{см.п}} = 0,5 \cdot (t_{\text{н}} + t_{\text{в}})$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;
 - б) $t_{\text{см.п}} \approx t_{\text{н}}$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за малих явних теплоприпливів;
 - в) $t_{\text{см.п}} = t_{\text{н}} + \Delta t$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за великих явних теплоприпливів;
- Δt – приймають від 3 до 10°C .

Таблиця 1.4 – Теплоприпливи через внутрішні перегородки

№ Приміщення	$F_{\text{пер}}, \text{ м}^2$	$Q_{\text{пер}}, \text{ Вт}$
1	68	580,72
2	30	256,2
3	31,6	269,864

4	30,8	263,032
5	28,4	242,536
6	29,2	249,368
7	45,6	389,424
8	30,4	259,616
9	30,8	263,032
10	26	222,04
11	29,2	249,368
12	28,4	242,536
13	30	256,2
14	32	273,28
15	54,8	467,992
16	30,4	259,616
17	10,4	88,816

Теплоприпливи через підлогу, що лежить на ґрунті або розташована над прохолодним підвалом, приймають рівними нулеві.

1.6.3 Надходження теплоти через заклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі

Теплоприпливи від сонячної радіації розраховують при температурі зовнішнього повітря більше 10 °С.

Теплоприпливи залежать від географічної широти, орієнтації будинку, часу року, розрахункової години. Теплоприпливи від сонячної радіації через заклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{cp} = F \cdot [q_c \cdot k_{п} \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_3 - t_b)], \text{ Вт}, \quad (1.9)$$

$$Q_{cp1} = 9 \cdot [0,72 \cdot 0,75 \cdot 0,55 \cdot 40 + 0,6 \cdot (28,6 - 23)] = 137,16 \text{ Вт}$$

де, q_c - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, $[\text{Вт}/\text{м}^2]$, визначається по таблиці 3.

F – площа заскленої поверхні, що піддається прямій радіації, $[\text{м}^2]$;

$k_{п}$, $k_{заб}$, $k_{зат}$ – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні [16], можливість забруднення,

$k_{заб} = 0,75$, затінення шторами, маркізами і т.д.

Таблиця 1.5 – Теплоприпливи від сонячної радіації

№ Приміщення	F, м ²	Q _{cp} , Вт
1	9	137,6
2	3	45,72
3	3	45,72
4	3	45,72
5	3	45,72
6	3	45,72
7	6	91,44
8	3	247,086
9	3	247,086
10	3	247,086
11	3	247,086
12	3	247,086
13	3	247,086

14	3	247,086
15	9	741,258
16	3	247,086
17	3	247,086

1.7. Тепловиділення від інших джерел

1.7.1. Розрахунок теплоприпливів від людей.

Кількість теплоти, що виділяє людина, залежить:

- 1) від категорії роботи;
- 2) від температури усередині приміщення.

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні $Q_{\text{явн}}$, скриті $Q_{\text{скр}}$ та повні $Q_{\text{пол}}$ теплоприпливи:

$$Q_{\text{л}}^{\text{я}} = n \cdot q_{\text{я}}, \text{Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{п}} = n \cdot q_{\text{п}}, \text{Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{ск}} = n \cdot q_{\text{ск}}, \text{Вт} \quad (1.10)$$

$$Q_{\text{люд1}} = (5 + 5 \cdot 0,85) \cdot 147 = 1359,75 \text{ Вт}$$

де, $q_{\text{я}}$, $q_{\text{п}}$, $q_{\text{ск}}$ – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однієї людиною, Вт/чол;

n - кількість людей.

Враховуючи роботу в приміщеннях легкої тяжесті кількість теплоти, що виділяє одна людина $q_{\text{я}}=147$ Вт

Таблиця 1.6 – Теплоприпливи від людей

№ приміщення	п, чол.	п, жінок	$Q_{\text{люд}}$, Вт
1	5	5	1359,75
2	3	3	815,85
3	3	3	815,85
4	4	4	1078,8

5	3	3	815,85
6	3	3	815,85
7	5	5	1359,75
8	3	3	815,85
9	3	3	815,85
10	1	1	271,95
11	3	3	815,85
12	3	3	815,85
13	3	3	815,85
14	2	2	543,9
15	6	6	1631,7
16	3	3	815,85
17	2	1	418,95

1.7.2. Розрахунок теплоприпливів від устаткування

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{об} = k_{од} \cdot k_{загр} \cdot \xi \sum_{i=1}^n N_y, \text{ Вт} \quad (1.11)$$

$$Q_{об1} = 0,8 \cdot 2,4 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,85 = 1360 \text{ Вт}$$

де, $k_{од} = 0,8$ – коефіцієнт одночасності;

$k_{загр} = 0,85$ – коефіцієнт навантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

$\Sigma N_y = 1200$ – номінальна потужність, [Вт];

$\xi = 0,8$ – витрачена частина потужності і теплоти;

Таблиця 1.7 – Теплоприпливи від обладнання

№ приміщення	Q _{об} , Вт
1	1360
2	571,2
3	571,2
4	652,8
5	1071
6	652,8
7	1142,4
8	571,2
9	571,2
10	612
11	571,2
12	595,68
13	636,48
14	612
15	1459,3
16	595,68
17	652,8

1.7.3. Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв}} = \beta \cdot \Sigma \cdot N_{\text{осв.пр.}}, \text{ Вт} \quad (1.12)$$

$$Q_{\text{осв1}} = 0,5 \cdot 5 \cdot 72 = 180 \text{ Вт}$$

де, $N_{\text{осв.пр.}} = 72$ – потужність лампи, Вт;

Σ – сума освітлювальних приладів;

β – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

- 1) для люстр $\beta = 1$;
- 2) для світильників, розташованих на стелі, $\beta = 0,5$

Таблиця 1.8 – Теплоприпливи від штучного освітлення

№ приміщення	Σ , шт	$Q_{\text{осв}}$, Вт
1	5	180
2	3	108
3	3	108
4	3	108
5	3	108
6	3	108
7	5	180
8	3	108
9	3	108

10	2	72
11	3	108
12	3	108
13	3	108
14	3	108
15	6	216
16	3	108
17	3	108

2. РОЗРАХУНОК ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ

Розрахунок вологовиділень проводимо для приміщення №2. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

2.1. Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{л} = n \cdot w_{п}, \text{ кг/с}, \quad (2.1)$$

$$W_{л1} = 10 \cdot 4,39 \cdot 10^{-5} = 4,39 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

де, $w_{п} = 4,39 \cdot 10^{-5}$ – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення, [кг/с];

n - кількість людей.

Таблиця 2.1 – Вологовиділення від людей

№ приміщення	n, шт.	$W_{л}$, кг/с
1	10	$4,39 \cdot 10^{-4}$
2	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
3	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
4	8	$3,51 \cdot 10^{-4}$
5	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
6	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
7	10	$4,39 \cdot 10^{-4}$
8	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
9	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$

10	2	$8,78 \cdot 10^{-5}$
11	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
12	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
13	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
14	4	$1,76 \cdot 10^{-4}$
15	12	$5,27 \cdot 10^{-4}$
16	6	$2,63 \cdot 10^{-4}$
17	3	$1,32 \cdot 10^{-4}$

2.2. Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги визначають за рівнянням:

$$W_{\text{підл}} = \sigma \cdot F_{\text{підл}} \cdot (d''_{\text{в}} - d_{\text{в}}), \text{ кг/с} \quad (2.2)$$

$$W_{\text{підл}} = 0,0078 \cdot 3,6 \cdot (1,67 \cdot 10^{-2} - 8,20 \cdot 10^{-3}) = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

де, $\sigma = \alpha_y / C_p = 0,007 / 1,023 = 0,0078$ - співвідношення Л'юїса;

$C_p = C_c + C_n d_{\text{ср}} = 1,006 + 1,86 \cdot 0,009 = 1031$ [Дж/(кгК)] - теплоємність вологого повітря,

$F_{\text{підл}}$ - площа відкритої поверхні води, [м²];

$d''_y = 1,67 \cdot 10^{-2}$ - вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];

$d_{\text{в}} = 8,20 \cdot 10^{-3}$ - вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг];

Таблиця 2.2 – Вологовиділення з поверхні відкритої води

№ приміщення	$F_{\text{підл}}, \text{ м}^2$	$W_{\text{підл}}, \text{ кг/с}$
--------------	--------------------------------	---------------------------------

1	3,6	$2,37 \cdot 10^{-4}$
2	1,4	$9,5 \cdot 10^{-5}$
3	1,56	$10,3 \cdot 10^{-5}$
4	1,48	$9,8 \cdot 10^{-5}$
5	1,24	$8,18 \cdot 10^{-5}$
6	1,32	$8,7 \cdot 10^{-5}$
7	2,96	$20 \cdot 10^{-5}$
8	1,44	$9,5 \cdot 10^{-5}$
9	1,48	$9,8 \cdot 10^{-5}$
10	1	$6,6 \cdot 10^{-5}$
11	1,32	$8,7 \cdot 10^{-5}$
12	1,24	$8,2 \cdot 10^{-5}$
13	1,4	$9,2 \cdot 10^{-5}$
14	1,6	$11 \cdot 10^{-5}$
15	3,88	$26 \cdot 10^{-5}$
16	1,44	$9,5 \cdot 10^{-5}$
17	1,04	$6,9 \cdot 10^{-5}$

2.3. Вологовиділення від інфільтрації

Вологовиділеннями від інфільтрації можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм

повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

Таблиця 2.3 – зведена таблиця теплоприливів

приміщення	Q _с , Вт	Q _{ср} , Вт	Q _{пер} , Вт	Q _{об} , Вт	Q _{осв} , Вт	Q _{люд} , Вт	Q _і , Вт	ΣQ, Вт
1	22,1	137,6	580,7	1360	180	1359,8	0	3639,7
2	9,3	45,72	256,2	571,2	108	815,9	0	1806,3
3	10,3	45,72	269,9	571,2	108	815,9	0	1821
4	9,7	45,72	263	652,8	108	1078,8	0	2167
5	7,7	45,72	242,5	1071	108	815,9	0	2290,8
6	8,4	45,72	249,3	652,8	108	815,9	0	1880
7	34,9	91,44	389,4	1142,4	180	1359,8	0	3197,9
8	31,8	247	259,6	571,2	108	815,9	0	2033,5
9	19,3	247	263	571,2	108	815,9	0	2024,5
10	11,5	247	222	612	72	272	0	1436,5
11	16,7	247	249,4	571,2	108	815,9	0	2008,2
12	15,4	247	242,5	595,7	108	815,9	0	2023,6
13	18	247	256,2	636,5	108	815,9	0	2081,6
14	21,3	247	273,3	612	108	543,9	0	1805,6
15	48,8	741,3	467,9	1459,3	216	1631,7	0	4565,6
16	18,7	247	259,6	595,68	108	815,9	0	2044,9

17	38,2	247	88,8	652,8	108	418,9	0	1554
Всього								38381,27

Таблиця 2.4 – Зведена таблиця вологовиділень

№ приміщення	$W_{л}, \text{кг/с}$	$W_{\text{підл}}, \text{кг/с}$	$W_{i}, \text{кг/с}$	$\Sigma W, \text{кг/с}$
1	$4,39 \cdot 10^{-4}$	$2,37 \cdot 10^{-4}$	0	$6,76 \cdot 10^{-4}$
2	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-5}$	0	$3,58 \cdot 10^{-4}$
3	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$10,3 \cdot 10^{-5}$	0	$3,66 \cdot 10^{-4}$
4	$3,51 \cdot 10^{-4}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$	0	$4,49 \cdot 10^{-4}$
5	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,18 \cdot 10^{-5}$	0	$3,45 \cdot 10^{-4}$
6	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,7 \cdot 10^{-5}$	0	$3,5 \cdot 10^{-4}$
7	$4,39 \cdot 10^{-4}$	$20 \cdot 10^{-5}$	0	$6,34 \cdot 10^{-4}$
8	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-5}$	0	$3,58 \cdot 10^{-4}$
9	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$	0	$3,61 \cdot 10^{-4}$
10	$8,78 \cdot 10^{-5}$	$6,6 \cdot 10^{-5}$	0	$1,54 \cdot 10^{-4}$
11	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,7 \cdot 10^{-5}$	0	$3,5 \cdot 10^{-4}$
12	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,2 \cdot 10^{-5}$	0	$3,45 \cdot 10^{-4}$
13	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,2 \cdot 10^{-5}$	0	$3,56 \cdot 10^{-4}$
14	$1,76 \cdot 10^{-4}$	$11 \cdot 10^{-5}$	0	$2,81 \cdot 10^{-4}$
15	$5,27 \cdot 10^{-4}$	$26 \cdot 10^{-5}$	0	$7,83 \cdot 10^{-4}$
16	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-5}$	0	$3,58 \cdot 10^{-4}$

17	$1,32 \cdot 10^{-4}$	$6,9 \cdot 10^{-5}$	0	$1,32 \cdot 10^{-4}$
Всього				$6,73 \cdot 10^{-3}$

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}} \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{явн}} = 38381,27 - 16,6 = 38364,69 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (r_0 - 2,3 \cdot t_w^{\text{п}}) \quad Q_{\text{скр}} = 49,27 \cdot 10^{-5} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 17,5) = 16,6 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (2.4)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{3639,7}{6,73 \cdot 10^{-3}} = 5380 \text{ кДж/кг}$$

Таблиця 2.5 – тепловологісна характеристика

№ приміщення	$Q_{\text{пов}}, \text{ Вт}$	$W_{\text{пов}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг}$
1	3639,7	$6,76 \cdot 10^{-4}$	5380
2	1806,3	$3,58 \cdot 10^{-4}$	5040,3
3	1821	$3,66 \cdot 10^{-4}$	4971,3
4	2167	$4,49 \cdot 10^{-4}$	4828,3
5	2290,8	$3,45 \cdot 10^{-4}$	6636,5
6	1880	$3,5 \cdot 10^{-4}$	5360
7	3197,9	$6,34 \cdot 10^{-4}$	5042

8	2033,5	$3,58 \cdot 10^{-4}$	5670
9	2024,5	$3,61 \cdot 10^{-4}$	5607,8
10	1436,5	$1,54 \cdot 10^{-4}$	9343
11	2008,2	$3,5 \cdot 10^{-4}$	5730
12	2023,6	$3,45 \cdot 10^{-4}$	5865,1
13	2081,6	$3,56 \cdot 10^{-4}$	5851,6
14	1805,6	$2,81 \cdot 10^{-4}$	6422,5
15	4565,6	$7,83 \cdot 10^{-4}$	5832,5
16	2044,9	$3,58 \cdot 10^{-4}$	5710
17	1554	$1,32 \cdot 10^{-4}$	7758,5

$$\epsilon_{\text{сред}} = 5940 \text{ кДж/кг}$$

3. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Для розрахунку продуктивності систем кондиціонування повітря величина G_{Π} приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{об}}{(h_в - h_{\Pi})}, \text{ кг/с} \quad (3.1)$$

$$G_{1.1} = \frac{3639,743}{(48 - 41)} = 0,5199 \text{ кг/с}$$

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{(t_в - t_{\Pi}) \cdot C_{вв}}, \text{ кг/с} \quad (3.2)$$

$$G_{2.1} = \frac{3638,076}{(23 - 18) \cdot 1,006} = 0,723 \text{ кг/с}$$

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{об}}{(d_в - d_{\Pi})}, \text{ кг/с} \quad (3.3)$$

$$G_{3.1} = \frac{0,000676}{(9,8 - 9)} = 0,846 \text{ кг/с}$$

де, $Q_{обш}$, $Q_{явн}$ – повні і явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

$t_в$, $h_в$, $d_в$ – температура, ентальпія і вологовміст у приміщенні, відповідно, $[^{\circ}\text{C}]$, $[\text{кДж/кг}]$, кг/кг ;

t_{Π} , h_{Π} , d_{Π} – те ж припливного повітря;

W – надходження вологи в приміщення, кг/с ;

$G_{вр}$ – розрахункова кількість газових шкідливостей, кг/год ;

$C_{ндк}$ – припустима концентрація шкідливостей у робочій зоні, кг/м^3 ;

$C_н$ – концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі, кг/м^3 ;

$\rho_{вр}$ – щільність шкідливих речовин, кг/м^3 .

Таблиця 3 – Загальна таблиця балансів теплоти і вологи

№ приміщення	G ₁ , кг/с	G ₂ , кг/с	G ₃ , кг/с
1	0,5199	0,723	0,846
2	0,258	0,358	0,448
3	0,26	0,361	0,458
4	0,309	0,43	0,561
5	0,327	0,455	0,431
6	0,269	0,373	0,438
7	0,457	0,635	0,793
8	0,29	0,404	0,448
9	0,289	0,402	0,451
10	0,205	0,285	0,192
11	0,287	0,399	0,438
12	0,289	0,402	0,431
13	0,279	0,414	0,445
14	0,257	0,358	0,351
15	0,652	0,907	0,978
16	0,291	0,406	0,448
17	0,221	0,308	0,250

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

$$L_{к\delta} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.4)$$

$$L_{к\delta} = \frac{3600 \cdot 8,592}{1,185} = 25774 \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність систем кондиціонування повітря обумовлюється необхідною кількістю повітря, яка подається в приміщення для асиміляції шкідливостей і забезпечення заданих параметрів повітря в робочій зоні

$$G = k \cdot \Sigma G_{\max}, \text{ [кг/с]} \quad (3.5)$$

де, G – витрата повітря, [кг/год];

ΣG_{\max} – кількість припливного повітря в окреме приміщення, [кг/год];

k - коефіцієнт запасу.

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{ки} = \frac{\rho_v \cdot L_{к\delta}}{3600}, \text{ кг/с}, \quad (3.6)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИДІЛЕНЬ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ПЕРІОДУ РОКУ

Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприви через зовнішні масивні огороження.

4.1. Розрахунок теплопривів через зовнішні масивні огороження

Усі розрахунки проводимо для приміщення №1. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

Теплоприви через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{z.c} = k_{ct} \cdot F_c \cdot \Delta t, \text{ Вт} \quad (4.1)$$

$$Q_{z.c1} = 0,7 \cdot 27 \cdot (-40) = -756 \text{ Вт}$$

де, $k_{ct} = 0,7$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплого періоду [Вт/(м²·К)];

F_c – площа зовнішніх стін, [м²];

Таблиця 4.1 – Теплоприви через зовнішні огороження

№ приміщення	$F_c, \text{ м}^2$	$Q_{z.c}, \text{ Вт}$
1	27	-756
2	11,4	-319,2
3	12,6	-352,8
4	11,8	-330,4
5	9,4	-263,2

6	10,2	-285,6
7	42,6	-1192,8
8	27,4	-767,2
9	11,8	-330,4
10	7	-196
11	10,2	-285,6
12	9,4	-263,2
13	11	-308
14	13	-364
15	29,8	-834,4
16	11,4	-319,2
17	23,4	-655,2

4.2. Надходження теплоти через внутрішні огороження

Так як різниця температур між кондиційованим приміщенням і коридором менша 5°C , а температуру у суміжних кондиційованих приміщеннях приймаємо однаковою, то теплоприливами $Q_{\text{в}}$ через внутрішні стіни і огороження нехтуємо.

4.3. Надходження теплоти через засклені поверхні

Теплоприливи через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{\text{вікн.}} = F \cdot k_o \cdot \Delta t, \text{ Вт} \quad (4.2)$$

$$Q_{\text{вікн1}} = 3 \cdot 1,2 \cdot 38 = 46,08 \text{ Вт}$$

де, $F = 3 \text{ м}^2$ – площа заклоєної поверхні одного вікна;

$k_0 = 1,2$ - коефіцієнт теплопередачі заклоєних поверхонь, приймається з теплого періоду [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$];

$\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{зов}} = 22 - (-18) = 40^\circ\text{C}$ – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

Таблиця 4.2 – Теплоприпливи через вікна

№ приміщення	F, м ²	Q _{вікн} , Вт
1	9	-432
2	3	-144
3	3	-144
4	3	-144
5	3	-144
6	3	-144
7	6	-288
8	3	-144
9	3	-144
10	3	-144
11	3	-144
12	3	-144
13	3	-144
14	3	-144

15	9	-432
16	3	-144
17	3	-144

4.3. Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Теплотою від інфільтрації $Q_{\text{інф}}$ можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

Таблиця 4.3 – Зведена таблиця теплоприливів

№ приміщення	$Q_{\text{зс}}$, Вт	$Q_{\text{пер}}$, Вт	$Q_{\text{вікн}}$, Вт	$Q_{\text{інф}}$, Вт
1	-756	580,7	-432	0
2	-319,2	256,2	-144	0
3	-352,8	269,9	-144	0
4	-330,4	263	-144	0
5	-263,2	242,5	-144	0
6	-285,6	249,3	-144	0
7	-1192,8	389,4	-288	0
8	-767,2	259,6	-144	0
9	-330,4	263	-144	0
10	-196	222	-144	0

11	-285,6	249,4	-144	0
12	-263,2	242,5	-144	0
13	-308	256,2	-144	0
14	-364	273,3	-144	0
15	-834,4	467,9	-432	0
16	-319,2	259,6	-144	0
17	-655,2	88,8	-144	0

5. ЗАГАЛЬНІ ТЕПЛО- І ВЛАГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯХ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ

Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприливів через зовнішні масивні огороження за рахунок опалення складає 45%.

$$\Sigma Q = 0,45 \cdot Q_{\text{зовн.огор.}} \quad (5.1)$$

$$\Sigma Q_1 = 0,45 \cdot (-756) = -340,2 \text{ Вт}$$

Таблиця 5.1 – Зведена таблиця теплоприливів

№ приміщення	$Q_{\text{зовн.}}$ Вт	$Q_{\text{пер.}}$ Вт	$Q_{\text{об.}}$ Вт	$Q_{\text{осв.}}$ Вт	$Q_{\text{люд.}}$ Вт	$Q_{\text{і.}}$ Вт	ΣQ , Вт
1	-756	580,7	1800	648	735	0	-340,2
2	-319,2	256,2	864	324	441	0	-143,6
3	-352,8	269,9	864	324	441	0	-158,7
4	-330,4	263	864	324	588	0	-148,7
5	-263,2	242,5	1512	216	441	0	-118,4
6	-285,6	249,3	864	324	441	0	-128,5
7	-1192,8	389,4	1728	540	735	0	-536,8
8	-767,2	259,6	864	324	441	0	-345,2
9	-330,4	263	864	324	441	0	-148,7
10	-196	222	864	216	147	0	-88,2

11	-285,6	249,4	864	324	441	0	-128,5	
12	-263,2	242,5	864	216	441	0	-118,4	
13	-308	256,2	864	324	441	0	-138,6	
14	-364	273,3	864	324	294	0	-163,8	
15	-834,4	467,9	2088	756	882	0	-375,5	
16	-319,2	259,6	864	324	441	0	-143,6	
17	-655,2	88,8	864	216	294	0	-294,8	
Всього								

Вологовиділення в приміщенні для холодного періоду року залишаються такими ж.

Таблиця 5.2 – Зведена таблиця вологовиділень

№ приміщення	$W_{л}, \text{кг/с}$	$W_{підл}, \text{кг/с}$	$W_{і}, \text{кг/с}$	$\Sigma W, \text{кг/с}$
1	$4,39 \cdot 10^{-4}$	$2,37 \cdot 10^{-4}$	0	$6,76 \cdot 10^{-4}$
2	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-5}$	0	$3,58 \cdot 10^{-4}$
3	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$10,3 \cdot 10^{-5}$	0	$3,66 \cdot 10^{-4}$
4	$3,51 \cdot 10^{-4}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$	0	$4,49 \cdot 10^{-4}$
5	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,18 \cdot 10^{-5}$	0	$3,45 \cdot 10^{-4}$
6	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,7 \cdot 10^{-5}$	0	$3,5 \cdot 10^{-4}$
7	$4,39 \cdot 10^{-4}$	$20 \cdot 10^{-5}$	0	$6,34 \cdot 10^{-4}$

8	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-5}$	0	$3,58 \cdot 10^{-4}$
9	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$	0	$3,61 \cdot 10^{-4}$
10	$8,78 \cdot 10^{-5}$	$6,6 \cdot 10^{-5}$	0	$1,54 \cdot 10^{-4}$
11	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,7 \cdot 10^{-5}$	0	$3,5 \cdot 10^{-4}$
12	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$8,2 \cdot 10^{-5}$	0	$3,45 \cdot 10^{-4}$
13	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,2 \cdot 10^{-5}$	0	$3,56 \cdot 10^{-4}$
14	$1,76 \cdot 10^{-4}$	$11 \cdot 10^{-5}$	0	$2,81 \cdot 10^{-4}$
15	$5,27 \cdot 10^{-4}$	$26 \cdot 10^{-5}$	0	$7,83 \cdot 10^{-4}$
16	$2,63 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-5}$	0	$3,58 \cdot 10^{-4}$
17	$1,32 \cdot 10^{-4}$	$6,9 \cdot 10^{-5}$	0	$1,32 \cdot 10^{-4}$
Всього				$6,73 \cdot 10^{-3}$

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}} \quad (5.2)$$

$$Q_{\text{явн}} = -340,2 - 58 = 286,2 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (t_0 - 2,3 \cdot t_w) \quad (5.3)$$

$$Q_{\text{скр1}} = 6,76 \cdot 10^{-4} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 13) = 58 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (5.4)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1037,4}{6,8 \cdot 10^{-4}} = 1,53 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$$

Таблиця 5.3 – тепловологісна характеристика

№ приміщення	Q _{пов} , Вт	W _{пов} , кг/с	ε, кДж/кг
1	1037,4	6,8·10 ⁻⁴	1,53·10 ³
2	735,2	3,6·10 ⁻⁴	2,05·10 ³
3	675,7	3,7·10 ⁻⁴	1,84·10 ³
4	858,6	4,5·10 ⁻⁴	1,91·10 ³
5	1359	3,5·10 ⁻⁴	3,94·10 ³
6	783,2	3,5·10 ⁻⁴	2,23·10 ³
7	1185,8	6,3·10 ⁻⁴	1,87·10 ³
8	550,3	3,6·10 ⁻⁴	1,54·10 ³
9	711,6	3,6·10 ⁻⁴	1,97·10 ³
10	524,6	1,5·10 ⁻⁴	3,41·10 ³
11	783,2	3,5·10 ⁻⁴	2,23·10 ³
12	711	3,5·10 ⁻⁴	2,06·10 ³
13	747,4	3,6·10 ⁻⁴	2,1·10 ³
14	510,8	2,8·10 ⁻⁴	1,82·10 ³
15	1685,4	7,8·10 ⁻⁴	2,15·10 ³
16	729,5	3,6·10 ⁻⁴	2,04·10 ³
17	704,9	2·10 ⁻⁴	3,52·10 ³

$$\epsilon_{\text{серед}} = 2,25 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$$

6.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Обґрунтування вибору обладнання СКП

На підставі розрахунку, проведеного вище, отримана потрібна масова кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний об'єм повітря для систем визначається за формулою.

$$L = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho}, \quad (6.1)$$

$$L = \frac{3600 \cdot 8,85}{1,185} = 26886 \text{ м}^3 / \text{г}$$

де, $\rho = 1,185 \text{ кг/ м}^3$ – щільність повітря.

Необхідна площа перетину повітроводів:

$$F = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2 \quad (6.2)$$

$$F = \frac{26886}{3,5 \cdot 3600} = 2,1, \text{ м}^2$$

де, $v = 3,5 \text{ м/с}$ - попередньо задана швидкість повітря в магістралі;

Таблиця 6 – Розміни відгалуження гілок магістралі

№ приміщення	Довжина - l, м	Діаметр - d, м
1	1,321	0,15
2	1,321	0,15
3	1,321	0,15
4	1,427	0,15

5	1,427	0,15
6	1,563	0,15
7	1,673	0,15
8	1,511	0,15
9	1,511	0,13
10	1,511	0,13
11	1,511	0,13
12	1,511	0,13
13	1,511	0,13
14	1,511	0,13
15	1,511	0,15
16	1,511	0,15
17	1,511	0,14

7. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Повітрянагрівачі збирають з базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють з біметалевих труб зі спіралью - накатним оребренням. По трубках повітрянагрівачів проходить гаряча вода, а з боку зовнішньої поверхні рухається повітряний потік, що обумовлюється роботою вентиляторів або ежекторів. Ефективність тепловіддачі з боку потоку гарячої води стінки труби значно вище, ніж тепловіддача від зовнішньої поверхні до потоку повітря. Для інтенсифікації тепловіддачі з боку зовнішньої поверхні труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього оребрення трубок.

Розрахунок повітрянагрівача зводиться до визначення числа рядів труб по ходу повітря і температури теплоносія на вході і виході з апарата.

Приймаємо 2 нагрівача з параметрами:

Вихідні дані:

Перший нагрівач:

- $t_1 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 1,2 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{w2} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на виході.

Другий нагрівач:

- $t_1 = -2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 20,1 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{w2} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на виході.

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_m = G \cdot c_p (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \text{кВт} \quad (7.1)$$

$$Q_{m1} = 2,37 \cdot 1,006(1,2 + 5) = 14,78 \text{ кВт}$$

$$Q_{m2} = 2,37 \cdot 1,006(20,1 + 2,5) = 53,88 \text{ кВт}$$

де, $G = 2,34$ кг/с - витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається;

$c_p = 1,006$ кДж/кг $^{\circ}$ С - теплоємність повітря;

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$ - початкова та кінцева температура повітря яке нагрівається, $^{\circ}$ С.

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})}{c_w \cdot (t_{w\text{вв}} - t_{w\text{вих}})}, \text{кг/с} \quad (7.2)$$

$$G_{w1} = \frac{2,37 \cdot 1,006 \cdot (1,2 + 5)}{4,19 \cdot (110 - 70)} = 0,088 \text{ кг/с}$$

$$G_{w2} = \frac{2,37 \cdot 1,006 \cdot (20,1 + 2,5)}{4,19 \cdot (70 - 40)} = 0,429 \text{ кг/с}$$

де, $c_w = 4,19$ - кДж/кг $^{\circ}$ С - теплоємність води;

$t_{w\text{вх}}, t_{w\text{вих}}$ - початкова та кінцева температура гарячої води на вході та виході з теплообмінника, $^{\circ}$ С.

При виборі режимів нагріву повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використовувати метод термодинамічної ефективності процесів. Відносно до режимів нагріву в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагріву $F_n = \infty$ повітря з початковою температурою $t_{\text{вх}}$ і початковою температурою гарячої води $t_{w\text{вх}}$, максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності c_p визначається виразом:

$$Q_{f\text{max}} = G \cdot c_p \cdot (t_{w\text{вв}} - t_{w\text{вх}}), \text{кВт} \quad (7.3)$$

$$Q_{fmax1} = 2,37 \cdot 1,006(110 + 5) = 274,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{fmax2} = 2,37 \cdot 1,006(70 + 2,5) = 172,86 \text{ кВт}$$

Реальна поверхня теплообмінника F_H завжди менше, а повітря не може бути нагріте до початкової температури гарячої води t_{WBX} . Тому реальний нагрів в повітрянагрівачі визначається виразом:

$$Q_T = G \cdot c_p \cdot (t_{ВИХ} - t_{ВХ}), \text{ кВт} \quad (7.4)$$

$$Q_{T1} = 2,37 \cdot 1,006(1,2 + 5) = 14,78 \text{ кВт}$$

$$Q_{T2} = 2,37 \cdot 1,006(20,1 + 2,5) = 53,88 \text{ кВт}$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається співвідношенням реального процесу підігріву повітря до максимально можливого.

$$\theta_t = \frac{Q_m}{Q_{fmax}} = \frac{(t_{ВИХ} - t_{ВХ})}{(t_{WBВ} - t_{WBХ})} \quad (7.5)$$

$$\theta_{t1} = \frac{1,2 + 5}{110 + 5} = 0,054$$

$$\theta_{t2} = \frac{20,1 + 2,5}{70 + 2,5} = 0,312$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_W \cdot c_W} \quad (7.6)$$

$$W_1 = \frac{2,37 \cdot 1,006}{0,088 \cdot 4,19} = 6,47$$

$$W_2 = \frac{2,37 \cdot 1,006}{0,429 \cdot 4,19} = 1,33$$

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_{t1} = 0,175$, $N_{t2} = 0,48$ [12].

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2 \quad (7.7)$$

$$F_1 = \frac{0,175 \cdot 2,37 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{20,639} = 20,21 \text{ м}^2$$

$$F_2 = \frac{0,48 \cdot 2,37 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{20,639} = 55,45 \text{ м}^2$$

де, K - коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18} \quad (7.8)$$

$$K = 20,94 \cdot (0,79)^{0,37} \cdot 1,5^{0,18} = 20,639$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (7.9)$$

$$\Delta P_{\text{воз}} = 6,044 \cdot (0,79)^{1,66} = 4,087$$

де, B - вільний член, що відображає конструктивні особливості теплообмінника [12];

ν - швидкість руху повітря;

m - показник ступеня [12];

ω - швидкість руху води.

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (7.10)$$

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,8 \cdot 0,202^{1,69} = 0,1167 \text{ кПа}$$

де, $l_{\text{хода}}$ - приведена довжина ходу води в трубках, м.

7.2. Розрахунок повітряного охолоджувача

$$Q_x = G \cdot (h_n - h_k), \text{ кВт}; \quad (7.11)$$

$$Q_x = 2,37 (62 - 37) = 59,25 \text{ кВт};$$

де, G - витрата зовнішнього повітря, кг/с;

h_n, h_k - початкова й кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, кДж/кг.

З рівняння теплового балансу треба, що витрата холодної води по трубках теплообмінника обчислюється з рівняння:

$$G_w = \frac{G \cdot (h_n - h_k)}{c_w \cdot (t_{w.вх.} - t_{w.вх.})}, \text{ кг/с.} \quad (7.12)$$

$$G_w = \frac{2,37 \cdot (62 - 37)}{4,19 \cdot (8 - 3)} = 2,82 \text{ кг/с.}$$

де, $c_w = 4,2$ - кДж/кг $^{\circ}$ С- теплоємність води;

$t_{w.вх.}, t_{w.вх.}$ - початкова й кінцева температура холодної води на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}$ С.

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря K максимального-можливого:

$$\Theta_t = \frac{31 - 9,2}{31 - 3} = 0,78$$

Визначаємо показник відносин теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (7.13)$$

$$W = \frac{2,37 \cdot 1,006}{2,82 \cdot 4,19} = 0,202.$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 2,05$.

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2 \quad (7.14)$$

$$F = \frac{2,05 \cdot 2,37 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{20,639} = 236,82 \text{ м}^2$$

де, K – коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18} \quad (7.15)$$

$$K = 20,94 \cdot (0,79)^{0,37} \cdot 1,5^{0,18} = 20,639$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(v\rho)^m \quad (7.16)$$

$$\Delta P_{\text{воз}} = 6,044 \cdot (0,79)^{1,66} = 4,087$$

де, B - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника;

v - швидкість повітря;

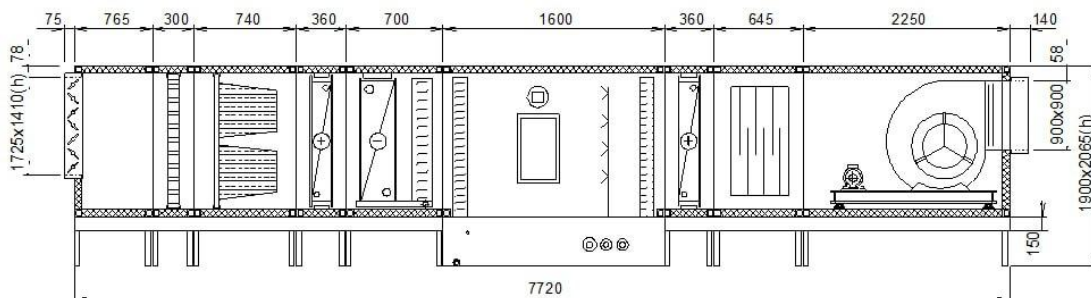
m - показник ступеня, вибирається по таблиці.

Визначаємо гідравлічний опір у трубках теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (9.17)$$

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,8 \cdot 0,202^{1,69} = 0,1167 \text{ кПа}$$

Підбираємо за розрахованими параметрами кондиціонер фірми «Веза»
 марки КЦКП-25:



Проект:	Заказчик:	Установка:	Типоразмер:
Дата: 21.05.2024	Исполнитель:	мпраоаоа Зона обслуж.: Справа	КЦКП-25 Лв, [м3/ч]: 23571

Проект от 21.05.2024

Заказчик:

Адрес:

Установка: мпраоаоа

Телефон:

Факс:

Типоразмер: КЦКП-25

E-mail:

Сторона обл.: Справа

Для:

Лв, [м3/ч]: 23571

Данные должны быть проверены и могут быть уточнены специалистами ООО "Веза"

Наименование блоков с индексами и характеристиками входящего оборудования

1. Блок приемный (один вертикальный клапан) - 1 шт.

Верт. клапан ВxН=1725x1410 мм; Привод: AM24-S+SA2 (Открыто/Закр. 24В); M=170 кг;

Доп. оборудование: - Приводы клапанов LF24-SR
 - Приводы клапанов NF24-SR
 - Приводы клапанов AF24-SR-S

2. Фильтр ячеиковый - 1 шт.

Класс: G3; Материал: стекловолокно ФСВУ; M=105 кг;

3. Фильтр карманный - 1 шт.

Класс: G4; M=180 кг;

4. Воздухонагреватель жидкостный - 1 шт.

Цир.насос:Установлен; Индекс:ВНВ243.1-163-150-02-2,5-04-2; Двх=56 мм; Двых=56 мм; Fто=98,57 м2; V=19 л; Qт=347 кВт; Lв=23571 м3/ч; tвн=-26 °С; tвк=18 °С; vго=3,2 кг/м2/с; dPв оборуд=31,8 Па; Gж=7436 кг/ч; tжн=99,1 °С; tжк=55,6 °С; w=1,3 м/с; dPж=20,4 кПа; M=69 кг;

5. Воздухоохладитель жидкостный - 1 шт.

Индекс:ВОВ243.1-163-150-06-3,0-06-1; Двх=80 мм; Fто=248,42 м2; V=51 л; Qх=130 кВт; Pб=745 ммртст; Lв=23571 м3/ч; tвн=27,8 °С; iвн=14 ккал/кг; dвн=12 г/кг; fвн=50,2 %; tвк=16 °С; iвк=10,05 ккал/кг; dвк=10,25 г/кг; fвк=88,3 %; vго=3,2 кг/м2/с; dPв оборуд=108,1 Па; Gж=18751 кг/ч; tжн=6 °С; tжк=12 °С; w=1,6 м/с; dPж=50 кПа; M=272 кг;

6. Форсуночная камера орошения - 1 шт.

Qх=106,6 кВт; Ea=90 %; Pб=745 ммртст; Lв=23571 м3/ч; tвн=22 °С; iвн=5,5 ккал/кг; dвн=0,36 г/кг; fвн=2,2 %; tвк=8,5 °С; iвк=5,5 ккал/кг; dвк=5,76 г/кг; fвк=82,1 %; Gж=33499 кг/ч; tжн=7 °С; M=660 кг;

7. Воздухонагреватель жидкостный - 1 шт.

Цир.насос:Установлен; Индекс:ВНВ243.1-163-150-02-2,5-04-2; Двх=56 мм; Двых=56 мм; Fто=98,57 м2; V=19 л; Qт=347 кВт; Lв=23571 м3/ч; tвн=-26 °С; tвк=18 °С; vго=3,2 кг/м2/с; dPв оборуд=31,8 Па; Gж=7436 кг/ч; tжн=99,1 °С; tжк=55,6 °С; w=1,3 м/с; dPж=20,4 кПа; M=69 кг;

8. Шумоглушитель - 1 шт.

L_пластин=500 мм; M=80 кг;

9. Вентилятор - 1 шт.

Индекс:RDN 710 K2; Выхлоп:по оси кондиционера; Выхлоп:900х900 мм; Сеть:В воздуховод; Lв=23571 м3/ч; Rполн=873 Па; Rсеть=250 Па; Vвых=8,08 м/с; n рк=1119 об/мин; Lsum_вх(A)=88,4 дБ(A); Lsum_вых(A)=89,4 дБ(A); Эл.двигатель:АИР160S6; Nu=11 кВт; n дв=970 об/мин; Гибкая вставка:900х900 мм; M=915 кг;

Проект:

Стр.1

КСКР v.1.0.6.290 Пользовательская версия

, , Тел.: , Факс: , E-mail:

Рис.17. Технічні характеристики кондиціонеру КЦКП-25.

8. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці- це зведення законодавчих актів і правил, відповідних їм гігієнічних, організаційних, технічних, і соціально-економічних заходів та норм, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, взривопожарної і пожежної небезпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по взривопожарній і пожежній небезпеці, згідно ОНТП24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

Дане приміщення відноситься до категорії Д, - тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні і апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

При розміщенні проектованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори, відокремлені дверима від інших приміщень і відкриваються у бік виходу.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги включають в себе: скорочення площ приміщень для устаткування систем КП і їх елементів. Естетичну ув'язку елементів систем КП з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування і наладку систем з можливістю по зонного введення їх в експлуатацію. Ув'язку робіт по спорудженню конструкцій будівель з монтажем систем КП. Звуко- і віброізоляцію рухомого устаткування від елементів будівельних конструкцій.

Токсичність робочої речовини

Згідно стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлено чотири класи небезпеки залежно від семи показників токсичної дії, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК). В порівнянні з іншими показниками ГДК якнайповніше представляє токсичні властивості хладагента, проте одного цього параметра недостатньо для оцінки реальної небезпеки роботи з хладагентом в умовах експлуатації.

Як робоча речовина в холодильній установці використовується хладагент R407C - азеотропна суміш R32/R125/R134a (масові долі компонентів відповідно 23/25/52%). Розроблений як основна заміна R22. При звичайній температурі і тиску це - безбарвний газ.

Даний фреон був розроблений як альтернатива хладагенту R22 по холодадаватності і тиску насиченої пари.

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

В порівнянні з R22, хладагент R407C надає значно менш шкідливу дію на довкілля (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407 майже таке ж, як і в R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю).

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині водоохлажвального пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

Фосген - безбарвний газ з неприємним запахом прилого сіна або гнилих яблук. У газоподібному поляганні важче повітря в 3,5 разу.

Температура кипіння $t_{кип} = +8^{\circ}C$, ПДК_{сс} = 0,003 мг/м³, ПДК_{рз} = 0,5 мг/м³. Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження -

солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

Хоча в приміщення подається вже холодна вода, а не хладагент, і самі чиллера знаходяться на вулиці, а не усередині приміщень, то все одно існує можливість поразки цією шкідливою речовиною, тому потрібно передбачити необхідні заходи захисту.

8.1. Пожежна профілактика

Пожежа - горіння поза спеціальним вогнищем, що завдає матеріального збитку і що створює небезпеку для життя людей. Оскільки кількість пожеж з року в рік збільшується то, створюється необхідність створювати на підприємствах умови, при, яких виникнення і поширення пожежі стає мінімальним (підвищувати пожежну безпеку будівлі).

Пожежна безпека - стан об'єкту, при якому зі встановленою вірогідністю унеможливується виникнення і розвиток пожежі (до такої міри, коли контроль вже неможливий) і дії на людей небезпечних чинників пожежі, а також забезпечується захист людей і матеріальних цінностей.

Заходи щодо пожежної профілактики розділяються на організаційні, технічні, режимні і експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний вміст будівель, території, протипожежний інструктаж робітників і службовців, організацію добровільних пожежних дружин.

До технічних заходів відносяться дотримання протипожежних норм і правил при проектуванні будівель, при обладнанні електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення, правильне розміщення устаткування.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановленому місці, виробництво зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасних приміщеннях.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти і випробування технологічного устаткування.

Здатність конструкцій чинить опір дії пожежі в перебігу певного часу при збереженні експлуатаційних функцій називається вогнестійкістю. Залежно від величини межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і меж поширення вогню по цих конструкціях будівлі і споруди по вогнестійкості підрозділяються на вісім мір.

Основні конструкції машинних залів мають бути II мірі вогнестійкості з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості 0,75 ч.

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має

захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

Захист від поширення полум'я в установках вентиляторів досягається за допомогою вогнепреградителів, швидкодіючих заслінок, водяних завіс і тому подібне. Вогнепреградителі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщувач). Принцип його дії заснований на

тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасящими засобами.

Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ІСО N 3941 - 77.

У нашому випадку для гасіння пожежі можна використовувати порошкові вогнегасники. Необхідна кількість цих вогнегасників для гасіння пожежі:

у торгівельному залі ресторану площею 254 - дорівнює 2 болон по 5 л;

у приміщенні де знаходиться припливно-витяжна установка і пульт управління - дорівнює 1 болон на 5 л.

Відстань від можливого вогнища пожежі до місця розміщення вогнегасника не повинна перевищувати: 20 м - для громадських будівель і споруд.

Розрахуємо кількість спінкерних розеток, необхідних для гасіння приміщення торгівельного залу ресторану.

$$n = \frac{S}{S'} \quad (10.10)$$

$$n = \frac{254}{12} = 21, \text{ шт}$$

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (10.11)$$

$$G = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ м}^3/\text{год}$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

8.2. Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечну напругу не

лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

Захист від поразки електричним струмом і спалахів можна здійснити захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напругу дотику і кроку), або зануленням (відключають устаткування і знижують напругу дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

Електробезпека устаткування

Згідно правилам пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги до 1000 В і понад 1000 В. Для комфортного СКП в експлуатації знаходяться установки лише першої групи з напругою до 1000 В

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження електричним струмом діляться на три категорії:

1) приміщення без підвищеної небезпеки - без струмопровідного пилу, без великої кількості сповільнених металевих предметів (адміністративні, учбові приміщення і т. д.);

2) приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\phi > 75\%$, температурою повітря більше 30°C , з підлогою із струмопровідних матеріалів (цегельні, бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металоконструкцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.);

3) особливо небезпечні приміщення - особливо сирі, з наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y, \text{ Ом}\cdot\text{м} \quad (10.1)$$
$$\rho_p = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

де, ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозому дорівнює 30 Ом·м) ;

y - кліматичний коефіцієнт, приймаємо $y=1,5$

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

У якості електродів вибираємо вертикальні сталеві труби діаметром $d=0,045$ м.

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови: $l/l'=2$. Відстань між заземлювачами l' приймаємо рівним 5 м, тоді довжина заземлювача буде рівна

$$L=l'/2, \text{ м} \quad (10.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівною $t_0=0,5$, тоді

$$t = l/2 + t_0 \text{ м} \quad (10.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + 1)/(4 \cdot t - 1))), \quad (10.4)$$

Тоді

$$R_o = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,5) (\ln(2 \cdot 2,5/0,045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1,75 + 2,5)/(4 \cdot 1,75 - 2,5))) =$$

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{тр} \quad (10.5)$$

$$n = 14,6/4 = 3,65$$

де, R_0 – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{тр}$ – необхідний опір заземлення, в електричних установках з напругою до 1000 В $R_{тр} = 4$ Ом.

В результаті отримуємо:

Підбираємо найближче стандартне число заземлювачів $n' = 4$.

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_0 / (n' \cdot h_B) \quad (10.6)$$

$$R_{св} = 14,6 / (4 \cdot 0,83) = 4,4 \text{ Ом}$$

де, R_0 – опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_B – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_B = 0,83$. Тоді

Визначимо опір сполучної смуги (шини). При розміщенні заземлювачів в ряд довжина смуги визначається вираженням:

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (10.7)$$

$$L = (4 - 1) \cdot 5 = 15 \text{ м}$$

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{п} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_o)), \quad (10.8)$$

$$R_{п} = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,89) \cdot \ln(15^2 / (0,045 \cdot 0,5)) = 4,94 \text{ Ом}$$

де, h_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів,

визначуваний $h_r = 0,89$. Тоді

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{п} \cdot R_{св} / (R_{п} + R_{св}), \quad (10.9)$$

$$R_c = 4,94 \cdot 4,4 / (4,94 + 4,4) = 2,33 \text{ Ом}$$

де, $R_{п}$ – опір сполучної смуги

$R_{св}$ – опір системи вертикальних заземлювачів.

Після підстановки числових значень отримуємо

Згідно вимогам, опір захисного заземлення у будь-який час року в установках напругою до 1000 В не повинно перевищувати 4 Ом.

Порівнюючи отримане в результаті розрахунку R_c з $R_{тр}$, бачимо,

що $R_c < R_{тр}$, а значить вимога виконана.

8.3. Освітлення

Освітлення відноситься до одного з основних зовнішніх чинників, що постійно впливають на людину в процесі праці. Позитивний вплив освітлення на продуктивність праці і його якість не викликає сумніву. Так, сонячне освітлення збільшує продуктивність праці в середньому на 10%, а штучне на 13%, при цьому можливість браку знижується на 20-25%.

Ретельний і регулярний догляд за установками природного і штучного освітлення має важливе значення для створення раціональних умов освітлення, зокрема, забезпечення необхідних величин освітленості без додаткових витрат електроенергії.

У установках з люмінесцентними лампами і лампами ДРЛ необхідно стежити за справністю схем включення (не повинно бути видимих оку мигань ламп).

Чищення скла світлових отворів повинне робитися не рідше 2 раз на рік для приміщень з незначним виділенням пилу і не рідше 4 раз на рік для приміщень із значними виділеннями пилу, для світильників - 4 - 12 раз на рік, залежно від характеру запиленої виробничого приміщення.

Своєчасно потрібно замінювати лампи, що перегоріли, перевіряти рівень освітленості в контрольних точках виробничого приміщення.

8.4. Захист від шуму і вібрації

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з нерівноваженими масами, що обертаються, технологічні схеми, установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

Механічні коливання устаткування і його вузлів, комунікацій і споруд при дозвукових і частково звукових частотах називають вібрацією.

Розрізняють локальну (місцеву) вібрацію, що передається через руки і загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини.

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні.

Архітектурно-планувальні включають; раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають: вживання малошумних машин, вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин.

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на наступні види: засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення; засоби, що знижують шум на дорозі його поширення; засоби індивідуального захисту.

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних матеріалів, підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

Шум і вібрацію на дорогах їх поширення ослабляють акустичними засобами звуко- і віброізоляції, звуко - і вібропоглинання, глушення звуку.

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувальних; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходу комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувальних і кабін. Матеріал повинен добре відображати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню.

Звукопоглинання передбачає вживання звукопоглинальних облицювань і об'ємних поглиначів звуку.

Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори і пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації і будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти і опори з пружинними, пружинно-гумовими і гумово-металевими амортизаторами.

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувачів, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Глушники застосовують для зниження аеродинамічного шуму систем вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалювання. Зменшення шуму в глушниках досягається шляхом вживання звукопоглинальних матеріалів.

До засобів індивідуального захисту від шуму відносять проти галасливі навушники, вкладиші, шлеми і каски, що дозволяють понизити рівень шуму залежно від його частоти на 5-40 дБ. Для захисту від шуму високого рівня застосовують проти галасливі костюми.

Індивідуальний захист від вібрації забезпечується вживанням рукавиць і рукавичок, вкладишів і прокладок, спеціального взуття, нагрудників, поясів і спеціальних костюмів, виготовлених з упругодемпфіруючих матеріалів.

9. ВИСНОВКИ

Враховуючи унікальні особливості медичного реабілітаційного закладу, а саме: підвищені вимоги до мікроклімату, температурного режиму, параметрам якості повітря тощо, в лікарнях обов'язковою умовою для вентиляції є відсутність застоюваних зон, тому в проекті прийнято використання теплоутилізатора – рекуперативного перехресно-точного теплообмінника. Від рециркуляції повітря відмовляємось, щоб бактерії та мікроби не мали ніякої можливості заразити інших пацієнтів і персонал.

Робочий хол. агент: R-407C; холодовидатність: 118,3 кВт; температура кипіння фреону: $t_0 = +2$; температура конденсації фреону: $t_k = 42$, ступінь термодинамічної досконалості: 0,649. Підібрав та розрахував воздуховід і діаметр труб для кожної палати.

Після проведення розрахунку були враховані параметри палат реабілітаційного центру м.Одеса. Були підібрані та розраховані необхідні будівельні матеріали та обрано теплоізоляцію, для економії електроенергії при кондиціюванні приміщення у літній період та опаленні у зимній період. Були розраховані і враховані усі теплоприпливи які надходять у приміщення а саме: надходження теплоприпливів від сонячної радіації, теплоприпливи від навколишнього середовища, теплоприпливи від різних джерел, надходження вологи від людей та різних джерел. Були розраховані повітропроводи для усіх приміщень. Розраховано охолоджувач повітря. Після усіх перерахованих вище пунктів був проведений розрахунок обладнання для обробки повітря у СКП.

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер. Підбираємо центральний кондиціонер фірма, «ВЕЗА-УКРАЇНА» Модель «КЦКП-А 25» Кондиціонери типу КЦКП-А виготовляються у сейсмостійкому виконанні. Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів = 210 днів.

10. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева Н.В. Моделивання та оптимізація систем кондиціонування повітря[Текст] / Н.В.Жихарева // –Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Жихарева, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.
3. Лотошинська Н. Д. Технології 3D-моделивання в програмному середовищі 3ds Max з дисципліни "3D-Графіка" [Текст] : навч. посіб. / Н. Д. Лотошинська, І. В. Ізонін ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2020. — 216 с. :
4. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
5. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020);
6. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономічного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарева.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
7. Жихарева Н.В. Підвищення ефективності активного вентиляування при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарева., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
8. Креслинь А.Я. Оптимізація енергопостачання системами кондиціонування повітря [Текст] / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.

9. Нимич Г.В. Сучасні системи вентиляції и кондиціонування повітря Нимич [Текст] / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142
10. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарева // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
11. Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
12. Погорелов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорелов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
13. Жихарева, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарева, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
14. Низькопотенційна енергетика [Текст] : навч. посіб. .
15. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін. ; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. — Харків : Друкарня Мадрид, 2016. — 412 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 404-405. / А
16. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с.
17. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
18. Чатток, А.П. "Про швидкість і масу іонів в електричному вітрі в повітрі", Філософський журнал, 5-та серія, т. 48, № 294, сс. 401-421, 1899.
19. Stuetzer, O.M. "Ion Drag Pumps", Journal of Applied Physics, т. 31, № 1, сс. 136-146, 1960.

20.Крістенсон, Е.А., Моллер, П.С. "Іонно-нейтральний рух в атмосферних середовищах", Журнал АІАА, т. 5, № 10, сс. 1768-1773, 1967.

21.Веб-сайт Helios. Доступно на:
[www.nasa.gov/centers/dryden/news/FactSheets/FS-068-DFRC.html].

22.Веб-сайт Blaze Laboratory. Доступно на: [www.blazelabs.com].