

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект центральної системи кондиціонування повітря
для приміщення будинку культури
у м. Миколаїв

Здобувача Іорданов С.В.

4 курсу ЕН-141 групи

Керівник к.т.н., доц. Піщанська Н.О.

Консультанти: к.т.н., доц. Піщанська Н.О.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.06.2023 протокол № 10

Завідувач кафедри ХУіКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильні установки і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«17» березня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Горданов Сергій Віталійович

1. Тема роботи Проект центральної системи кондиціонування повітря
для приміщення будинку культури
в м. Миколаїв

Затверджена наказом ОНТУ від 26.08.2022 наказ № 490-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи
м. Миколаїв, план приміщення бази відпочинку. географічна широта – 48 град.с.ш.,
параметри внутрішнього повітря: температура 21-23°C, вологість 45-50%,
температура зовнішнього повітря для теплого періоду року 31°C, для холодного
-20°C, питома ентальпія для теплого періоду року 62 кДж/кг, для холодного
-19,6 кДж/кг

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Вступ, техніко-економічне обґрунтування проекту, тепловий розрахунок (літо, зима),
аеродинамічний розрахунок мережі повітроводів, акустичний розрахунок системи
шумогасіння , розрахунок повітронагрівача, розрахунок повітроохолоджувача,
підбір устаткування, розрахунок холодильної машини, розрахунок конденсатора,
охорона праці, економічний розрахунок, цивільний захист, література

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
План приміщення із припливними повітроводами , план приміщення із витяжними
повітроводами, схема центрального кондиціонеру, аксонометричні схеми,
розріз центрального кондиціонеру

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	к.т.н., доц. Піщанська Н.О.	17.03.2023	09.05.2023
Цивільний захист	к.т.н., доц. Піщанська Н.О.	17.03.2023	18.05.2023
Економічна частина	к.т.н., доц. Піщанська Н.О.	17.03.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання 17.03.2023 р.

Керівник _____ Піщанська Н.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Йорданов С.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літературних джерел, методик розрахунків, підготовка структури роботи	04.04.23	Викон.
2	Підготовка основних розділів роботи	28.04.23	Викон.
3	Підготовка розділу з охорони праці	03.05.23	Викон.
4	Підготовка економічного розділу	08.05.23	Викон.
5	Оформлення пояснювальної записки кваліфікаційної роботи	15.05.23	Викон.
6	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	26.05.23	Викон.
7	Підготовка презентації та доповіді	31.05.23	Викон.
8	Відгук керівника, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	08.06.23	Викон.

Здобувач-дипломник _____ Йорданов Сергій Віталійович

Керівник роботи _____ Піщанська Нонна Олександрівна

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 _____ Йорданов Сергій Віталійович _____

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 77 сторінок друкованого тексту, 2 рисунків, 8 таблиць, 20 посилань на літературні джерела.

Метою проекту системи кондиціонування повітря (СКП) є підвищення комфортності відвідувачів будинку культури а також персоналу. Здійснено тепловологісний розрахунок приміщень, визначено витрату повітря $G = 5,2$ кг/с , $L_{\text{кд}} = 15600$ м³/год. У дипломному проекті розраховано систему кондиціонування приміщень будинку культури у м. Миколаїв і запропоновано для її реалізації центральний кондиціонер каркасно-панельного типу японської фірми *Aermec*, модель *BD-01-6*, з витратою повітря 16000 м³/год і холодонавантаженням 35,3 кВт. Забезпечення холоду здійснюється компресорно-конденсаторним агрегатом з повітряним охолодженням конденсатору італійської фірми *LENNOX*, модель *AIRCUBE KSCK 54D*, холодопродуктивністю 39 кВт, працюючий на фреоні 407C. Запропоновано до використання сучасні енергоефективні апарати і машини, а також оптимальні режими їхньої роботи, оптимізація й автоматизація даної системи, спосіб регулювання роботи системи кондиціонування повітря (теплий, перехідний) з різними режимами роботи, забезпечить економічний ефект (зниження витрат на систему, наступний монтаж, налагодження, експлуатацію, ремонт, а також енерговитрати) на 20% менше, ніж типові проекти для аналогічних об'єктів і їхніх параметрів. Також в роботі приділено увагу питанням цивільного захисту, охорони праці, здійснено економічна оцінка проекту.

За допомогою спроектованої СКП можна створити, автоматично підтримувати та регулювати задані параметри мікроклімату приміщень.

Ключові слова: система кондиціонування повітря, теплонавантаження, вологонавантаження, витрата повітря, *d-h* діаграма вологого повітря, центральний кондиціонер, компресорно-конденсаторний блок.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACT

Qualification work consists of 77 pages of printed text, 8 tables, 2 figures, 20 references.

The purpose of the air conditioning system project is to increase the comfort of visitors to the cultural center as well as the staff. The thermal and moisture calculation of the premises was carried out, the air consumption $G = 5.2 \text{ kg/s}$, $L_{kd} = 15600 \text{ m}^3/\text{h}$ was determined. The diploma project calculated the air conditioning system of the premises of the cultural center in Mykolaiv and proposed for its implementation a central air conditioner of the frame-panel type of the Japanese company Aermec, model BD-01-6, with an air consumption of 16,000 m^3/h and a cooling load of 35.3 kW. Cold is provided by a compressor-condenser unit with an air-cooled condenser of the Italian company LENNOX, model AIRCUBE KSCK 54D, with a cooling capacity of 39 kW, operating on freon 407C. It is proposed to use modern energy-efficient devices and machines, as well as optimal modes of their operation, optimization and automation of this system, a method of regulating the operation of the air conditioning system (warm, transitional) with different modes of operation, which will provide an economic effect (reduction of costs for the system, subsequent installation, setup, operation, repair, as well as energy costs) by 20% less than typical projects for similar objects and their parameters. The work also paid attention to issues of civil protection, labor protection, and an economic evaluation of the project was carried out.

With the help of the designed SCP, it is possible to create, automatically maintain and adjust the specified parameters of the microclimate of the premises.

Keywords: air conditioning system, heat load, moisture load, air consumption, d-h diagram of humid air, central air conditioner, compressor-condenser unit.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8</i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

	Стр.
Вступ.....	7
1. Техніко-економічне обґрунтування проекту.....	9
2. Тепловий розрахунок.....	11
2.1 Теплий період року.....	11
2.2 Холодний період року.....	23
3. Аеродинамічний розрахунок мережі повітряводів.....	30
4. Акустичний розрахунок системи шумогасіння	33
5. Розрахунок повітрянагрівача	36
6 . Розрахунок повітроохолоджувача	42
7 . Підбір устаткування.....	47
8. Розрахунок холодильної машини.....	48
9. Розрахунок повітряного конденсатора.....	53
10. Охорона праці.....	59
11. Економічний розрахунок	66
12. Цивільна оборона	70
Література	76

Вступ

Кондиціонування повітря - це створення й автоматична підтримка (регулювання) у закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху) повітря на певному рівні з метою забезпечення оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей або ведення технологічного процесу.

СКП є основною, звичайно регульованою системою, призначеною для комплексної підтримки заданих параметрів внутрішнього повітря, які забезпечують розрахункові й частина оптимальні умови в приміщеннях будинків і споруджень. СКП може працювати разом з опаленням і вентиляцією, але звичайно СКП бере на себе функції останніх і створює в будинку або в його найбільш відповідальних приміщеннях необхідні кліматичні умови, як у холодний, так й у теплий період року.

Завдання кондиціонування повітря полягає в забезпеченні санітарно-гігієнічних вимог до параметрів повітряного середовища, що забезпечують комфортне самопочуття людей й умова експлуатації самих будинків.

Принципова перевага полягає в тому, що, крім виконання завдань вентиляції й опалення, СКП дозволяє створити сприятливий мікроклімат (комфортний рівень температур) у літній, жаркий період року, завдяки використанню у своєму складі хладонової машини. На тепловідчуття людини впливають в основному наступні чотири фактори: температура й вологість повітря, швидкість його переміщення і температура поверхонь, що огороджують, приміщення.

До складу СКП входять технічні засоби забору повітря, підготовки, тобто додання необхідних кондицій (фільтри, теплообмінники, зволожувач або осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) і його розподілу, а також засобу хладо- і теплопостачання, автоматики, дистанційного керування й контролю.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Автоматизована система кондиціонування підтримує заданий стан повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища (атмосферних умов). У багатьох випадках всі технічні засоби для кондиціонування повітря скомпоновані в одному блоці або двох блоках, і тоді поняття «СКП» й «кондиціонер» однозначні.

Центральні системи кондиціонування повітря мають наступні переваги:

- можливість ефективної підтримки заданої температури й відносної вологості повітря в приміщеннях;
- зосередження устаткування, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі й т.п.);
- можливості забезпечення ефективного шумо- і віброгасіння;

За допомогою центральних СКП при належній акустичній обробці повітроводів, пристроїв глушителей шуму й гасителів вібрації можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях

Завдання кондиціонування повітря в адміністративних будинках полягає в забезпеченні санітарно-гігієнічних вимог до параметрів повітряного середовища, що забезпечують комфортне самопочуття людей й умови експлуатації самих будинків.

Метою даного дипломного проекту є розробка СКП для приміщення будинку культури в м. Миколаїв.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		8

1 ТЕХНІКО–ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У даному розділі дається докладна характеристика проектованого варіанта. У даному розрахунках ми маємо вихідні дані, які необхідно підтримувати, апарати й машини, а також витрати на електроенергію на приводи вентилятора, електродвигуна, компресора, насосів для подачі холодильного агента й води, усе це вимагає необхідні грошові витрати. Знаючи ці витрати по апаратах і всі інші витрати, ми знаходимо шляхи зниження цих витрат, розглядаючи використання різних, більш ефективних апаратів і машин, а також режимів їх роботи, оптимізацію й автоматизацію даної системи, способу регулювання роботи системи кондиціонування повітря й холодильної машини в різні періоди року (теплий, холодний, перехідний) з різними режимами роботи, що при якісному підході до розрахунків і в пошуку варіантів, може дати економічний ефект (зниження витрат на систему, наступний монтаж, налагодження, експлуатацію, ремонт, а також енерговитратні) на 20% менше, чим типові проекти для аналогічних об'єктів і їх параметрів.

Система кондиціонування повітря необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму [9].

Розглянутий об'єкт являє собою зал, площею 400 квадратних метра. У залі пзнаходиться 50 людей.

Проектована система кондиціонування повітря повинна забезпечувати комфортні умови для робітників, що перебувають в приміщенні.

Для зменшення витрат на тепло й холод, будемо застосовувати рециркуляцію.

Застосовуючи фільтр для очищення повітря, слід установлювати його в

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

тих частинах кондиціонерів, через які проходить усе оброблюване повітря. Крім задоволення санітарно-гігієнічних вимог фільтрації повітря, як правило, окупається економією засобів на прибирання приміщень і зменшенням зношування технологічного устаткування.

Основні економічні вимоги до проекту полягають у наступному: мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, а звідси мінімальні амортизаційні відрахування, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні застосовують центральну систему кондиціонування повітря (ЦСКП). ЦСКП мають наступні переваги:

- можливістю ефективного підтримка заданої температури й відносної вологості повітря в приміщенні;
- зосередженням устаткування, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту в малій кількості місць або навіть в одному місці;
- можливостями організації ефективного шумо й віброгасіння;
- не займають корисного обсягу приміщення, тому що розташовуються в основному в підвалі чи на даху.

ЦСКП у цьому випадку працює з рециркуляцією. Тому систему проектуємо з подачею змінних обсягів зовнішнього й рециркуляційного повітря. У цьому випадку для рециркуляції повітря встановлюємо самостійний вентилятор.

Розміщення в межах одного будинку СКП рекомендується для взаємозамінності поєднувати попарно по припливним і рециркуляційним повітряводам.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості і швидкості руху повітря в приміщенні:

Теплий період року у залі ресторану: $t_{п}=23^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{п}=50\%$, $\omega=1\text{ м/с}$;

Холодний період року у залі ресторану: $t_{п}=21^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{п}=45\%$; $\omega=1\text{ м/с}$;

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості і призначенням СКП.

У нашому випадку, параметри зовнішнього повітря повинні відповідати класу [Б]. Керуючись СНіП 2.04.05-91, приймаємо наступні параметри зовнішнього повітря:

Теплий період року – $t=31^{\circ}\text{C}$; $h=62\text{ кДж/кг}$; $\omega=1\text{ м/с}$.

Холодний період року – $t=-20^{\circ}\text{C}$; $h=-19,6\text{ кДж/кг}$; $\omega=5,1\text{ м/с}$.

2.1 Теплий період року

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і перекриттів [1,2,3]:

Стіни виконані з:

Залізобетону	$\delta=0,4\text{ м}$;	$\lambda=2,04\text{ Вт/(м}^2\text{К)}$,
цементно- піщаного розчину	$\delta=2\cdot 0,02\text{ м}$;	$\lambda=0,93\text{ Вт/(м}^2\text{К)}$,
пінополістеролу	$\delta=0,083\text{ м}$;	$\lambda=0,05\text{ Вт/(м}^2\text{К)}$,

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

$$K_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}, \quad (1.1)$$

де $\alpha_{вн}=8,7\text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні; [СНіП 2.04.05-91]

δ_i та λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності i -го шару огорожі;

$\alpha_3=23\text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні стіни.

$$K_{ст} = \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,4}{2,04} + 2\left(\frac{0,02}{0,93}\right) + \frac{0,083}{0,05} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,48\text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Покрівля виконана з наступних матеріалів:

Рубероїду	$\delta=1\text{ мм}$;	$\lambda=0,17\text{ Вт/(м}^2\text{К)}$,
-----------	------------------------	--

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

з/б збірною перекриття	$\delta=180$ мм;	$\lambda=2,04$ Вт/(м ² К),
пінополіуретану	$\delta=120$ мм;	$\lambda=0,05$ Вт/(м ² К),
штукатурки	$\delta=20$ мм;	$\lambda=0,81$ Вт/(м ² К),

$$K_{кр} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}, \quad (1.2)$$

$$K_{кр} = \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,81} + \frac{0,18}{2,04} + \frac{0,012}{0,13} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,37 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Перегородки виконані з:

цегляної кладки	$\delta=120$ мм;	$\lambda=0,76$ Вт/(м ² К),
штукатурки (з двох сторін)	$\delta=10$ мм;	$\lambda=0,7$ Вт/(м ² К),

$$K_{пер-ка} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}, \quad (1.3)$$

$$K_{пер-ка} = \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,12}{0,76} + 2 \frac{0,01}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 2,29 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Вибираємо коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу S шару на межі розділення.

Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шару огорожі D, теплову

інерцію огорожі ΣD за формулами, приведеними нижче: $R = \frac{\delta}{\lambda}$,

де δ - товщина шару огорожі;

λ - теплопровідність матеріалу шару.

$$D = R \cdot S,$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 1.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Таблиця 1.1-Характеристика конструкцій приміщення,що захищають

№	Конструкція і матеріал	Щільність γ , кг/м ³	Товщина δ , м	Коефіцієнти			
				Питома тепло-провідність λ , Вт/(мК)	Тепло-засвоєння S , Вт/(м ² К)	Термічний опір R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція D
I.	Вікна подвійні, скління в дерев'яних роздільних палітурках					0,42	
II.	Зовнішня стіна						
1.	Ц/Піщаний	1800	0,02	0,93	11,09	0,021	0,232
2.	залізобетон	2500	0,4	2,04	18,7	0,196	3,665
3.	Ц/Піщаний	1800	0,02	0,93	11,09	0,021	0,232
4.	пенополістерол	40	0,083	0,05	0,7	1,66	1,162
III.	Покрівля						
1.	рубероїд	600	0,001	0,17	3.53	0.0058	0.02
2.	пінополіуретан	80	0,12	0.05	0.42	2.4	1,008
3.	З/б збірне перекриття	2200	0,018	2.04	18.95	0.082	1.67
IV.	Внутрішні перегородки						
1.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139
2.	цегляна кладка	1800	0,12	0,76	8,48	0,16	1,34
3.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139

Розрахунок теплоприпливів через зовнішні огороження

Кількість теплоти, що поступає в приміщення через зовнішні стіни або перекриття площею $F_{ст}$, $F_{перек.}$ складається із середніх величин тепла вступник за рахунок конвективного теплообміну й тепла від сонячної радіації облік тепла вступник від сонячної радіації може бути врахований у складовій умовної температури $t_{усл}$ рівної $Q_{огр}=Q_{конв.}+Q_{с.р.}$

$$t_{усл} = t_{н.ср.} + A_{тн} \cdot \theta_1 + \Delta t^{с.р.}; \quad (1.3)$$

де $t_{н.ср.}$ - середня за добу температура повітря в найспекотніший місяць літа (параметри Б Снп2.04.05-91*);

$A_{тн}$ - амплітуда температурних коливань, при допущенні заміни дійсної зміни температури навколишнього середовища, гармонійними коливаннями, рівна половині середньодобового коливання температури повітря обумовленого за "додатком 8" Снп2.04.05-91*, тому що наведена в таблиці амплітуда температур - це різниця між мінімальною й максимальною добовою температурою; $A_{тн}=10,6/2=5,3$

$$\theta_1 = -\cos 2\pi (Z - \tau_{дек} - \tau_{лето} - \Delta\tau) / T; \quad (1.4)$$

θ_1 – гармонійні коливання з максимумом о 15 годині дня можуть бути описані, де - Z час від 1 до 24 годин; $\tau_{дек}$ - декретний час, для України 2 години, $\tau_{лето}$ - літній час, для України 1 година; $\Delta\tau$ - поправка рівна 1 годині для місцевостей, розташованих на відстані більше 100км від морів і океанів ;

$$\theta_1 = -\cos 2 \cdot 3,14 \cdot (20-2-1-1)/24 = 0,5 \text{ - північної стіни для 7 і 20 годин;}$$

$$\theta_1 = -\cos 2 \cdot 3,14 \cdot (18-2-1-1)/24 = 0,87 \text{ - західної стіни для 18 годин;}$$

$$\theta_1 = -\cos 2 \cdot 3,14 \cdot (14-2-1-1)/24 = 0,87 \text{ - південної стіни для 13 і 14 годин;}$$

$$\theta_1 = -\cos 2 \cdot 3,14 \cdot (9-2-1-1)/24 = -0,26 \text{ - східної стіни для 9 годин.}$$

$$\Delta t^{с.р.} = \rho (J_{пр} + J_p) / \alpha_{нар}; \quad (1.5)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$\Delta t^{c.p.}$ - температурний додаток, еквівалентний дії сонячної радіації. Чисельна величина $\Delta t^{c.p.}$ дорівнює кількості тепла вступник на зовнішнє огороження від сонячної радіації з виправленням на коефіцієнт поглинання тепла ρ , що залежить від ступеня чорності поверхні, (кольору поверхні) ділене на коефіцієнт теплообміну на зовнішній поверхні, а середнє значення різниці температур від сонячної радіації рівно, $\Delta t^{c.p.}_{cp.} = \rho \cdot J_{cp} / \alpha_{нар}$, где J_{cp} середньої кількості тепла за добу для розглянутої стіни з урахуванням її орієнтації по сторонах світу. Слід пам'ятати, що дані $J_{пр}$, J_p у таблиці наведені для дійсного сонячного часу, наприклад, Одеса - годинний пояс + 2год, тобто дані потрібно скорегувати на дві години.

Коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огороження – $\alpha_{вн}$ визначають за формулою для вертикального огороження (ω - швидкість вітру, Сніп 2.04.05-91*).

$$\alpha_{вн} = 5,8 + 11,6 \sqrt{\omega}; \quad (1.6)$$

$$\alpha_{вн} = 5,8 + 11,6 \cdot \sqrt{1} = 17 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

$$(J_{пр} + J_p) = 201 \text{ Вт/м}^2 - \text{для Півночі о 7 годині і о 20 годині (максимум);}$$

$$(J_{пр} + J_p) = 764 \text{ Вт/м}^2 - \text{для Заходу о 18 годині (максимум);}$$

$$(J_{пр} + J_p) = 490 \text{ Вт/м}^2 - \text{для Півдня о 13 годині та о 14 годині (максимум);}$$

$$(J_{пр} + J_p) = 764 \text{ Вт/м}^2 - \text{для Сходу о 9 годині (максимум);}$$

$$\Delta t^{c.p.} = 0,4 \cdot 201 / 17 = 4,72^\circ\text{C} - \text{північна стіна для 7 і 20 годин (максимум);}$$

$$\Delta t^{c.p.} = 0,4 \cdot 764 / 17 = 17,97^\circ\text{C} - \text{західна стіна для 18 годин (максимум);}$$

$$\Delta t^{c.p.} = 0,4 \cdot 490 / 17 = 11,52^\circ\text{C} - \text{південна стіна для 13 і 14 годин (максимум);}$$

$$\Delta t^{c.p.} = 0,4 \cdot 764 / 17 = 17,97^\circ\text{C} - \text{східна стіна для 9 годин (максимум);}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		15

На підставі вищевикладеного й прийнятих допущень, можемо записати вираження для визначення зміни умовної температури в плині доби:

$$t_{\text{усл}} = t_{\text{н.ср.}} + A_{\text{тн}} \cdot \theta_1 + \rho(J_{\text{пр}} + J_{\text{р}}) / \alpha_{\text{нар.}} \quad (1.7)$$

$$t_{\text{усл}} = 26,4 + 0,5 \cdot 5,3 + 4,72 = 33,77^{\circ}\text{C} \text{ – північна стіна для 7 і 20 годин;}$$

$$t_{\text{усл}} = 26,4 + 0,87 \cdot 5,3 + 17,97 = 48,98^{\circ}\text{C} \text{ – західна стіна для 18 годин;}$$

$$t_{\text{усл}} = 26,4 + 0,87 \cdot 5,3 + 11,52 = 42,53^{\circ}\text{C} \text{ – південна стіна для 13 і 14 годин;}$$

$$t_{\text{усл}} = 26,4 + (-0,26) \cdot 5,3 + 17,97 = 42,99^{\circ}\text{C} \text{ – східна стіна для 9 годин.}$$

Це вираження являє собою графік функції $t_{\text{усл}}$ від часу доби й орієнтації стіни. Зміна умовної температури, як і зміна зовнішньої температури, повторюється в часі з періодом $T=24$ години. Проведемо заміну періодичних змін умовної температури гармонійними коливаннями з амплітудою $At_{\text{усл}}$ біля середнього значення рівного $t_{\text{усл}}^{\text{ср}} = t_{\text{н.ср.}} + \rho \cdot J_{\text{ср}} / \alpha_{\text{нар}}$ і запишемо зміну $t_{\text{усл}}$;

$$t_{\text{усл}}^{\text{ср}} = t_{\text{н.ср.}} + \rho \cdot J_{\text{ср}} / \alpha_{\text{нар}}; \quad (1.8)$$

$$t_{\text{усл}}^{\text{ср}} = 26,4 + 0,4 \cdot 73 / 17 = 28,1^{\circ}\text{C} \text{ - північна стіна;}$$

$$t_{\text{усл}}^{\text{ср}} = 26,4 + 0,4 \cdot 184 / 17 = 30,6^{\circ}\text{C} \text{ - західна стіна;}$$

$$t_{\text{усл}}^{\text{ср}} = 26,4 + 0,4 \cdot 159 / 17 = 30,1^{\circ}\text{C} \text{ - південна стіна;}$$

$$t_{\text{усл}}^{\text{ср}} = 26,4 + 0,4 \cdot 184 / 17 = 30,6^{\circ}\text{C} \text{ - східна стіна;}$$

$$t_{\text{усл}} = t_{\text{усл}}^{\text{ср}} + At_{\text{усл}} \cdot \theta_2,$$

де $At_{\text{усл}}$ - амплітуда коливань умовної температури рівна середньоарифметичному між $At_{\text{усл}}^{\text{max}}$ удень і $At_{\text{усл}}^{\text{max}}$ вночі отримані при розрахунках $t_{\text{усл}}$;

$$At_{\text{усл}} = 6,6 \text{ - північна стіна;}$$

$$At_{\text{усл}} = 13,7 \text{ - західна стіна;}$$

$$At_{\text{усл}} = 10,6 \text{ - південна стіна;}$$

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$t_{усл}=11$ - східна стіна.

$\theta_2 = \theta_1$ - для стін південної, південно-західної, західної, північно-західної й північної орієнтації, θ_2 - для північно-східної, східної й південно-східної орієнтації повинно бути скореговане на 3 години вперед (за результатами розрахунків) і може бути записане:

$$\theta_1 = -\cos 2\pi (Z - \tau_{дек} - \tau_{лето} - \Delta\tau + 3) / T; \quad (1.9)$$

$\theta_2 = 0,5$ - північна стіна;

$\theta_2 = 0,87$ - західна стіна;

$\theta_2 = 0,87$ - південна стіна;

$\theta_2 = -\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (7 - 2 - 1 - 1 + 3) / 24) = 0,5$ - східна стіна;

$t_{усл} = 28,1 + 6,6 \cdot (0,5) = 31,4^\circ\text{C}$ - північна стіна;

$t_{усл} = 30,6 + 13,7 \cdot (0,87) = 42,51^\circ\text{C}$ - західна стіна;

$t_{усл} = 30,1 + 10,6 \cdot (0,87) = 39,32^\circ\text{C}$ - південна стіна;

$t_{усл} = 30,6 + 11 \cdot (0,5) = 36,1^\circ\text{C}$ - східна стіна.

Кількість тепла вступник на зовнішню поверхню огороження, при мінливій умовній температурі й постійній температурі приміщення, може бути записане в наступному вигляді:

$$q_{нар} = (t_{усл} - t_{в}) / R_0; \quad (1.10)$$

де R_0 - термічний опір огороження $R_0 = 1 / \alpha_{нар} + \Sigma(\delta / \lambda) + 1 / \alpha_{вн}$,

Середнє за добу надходження тепла через огороження можна записати наступним вираженням:

$$R_0 = 1 / 17 + 0,02 / 0,93 + 0,083 / 0,05 + 0,4 / 2,04 + 0,02 / 0,93 + 1 / 7,8 = 2,08 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

$$q_{ср.} = (t_{усл.}^{ср} - t_{в}) / R_0; \quad (1.11)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		17

$q_{cp}=(28,1-23)/2,08=2,4$ Вт - для північної стіни;

$q_{cp}=(30,6-23)/2,08=3,7$ Вт - для західної стіни;

$q_{cp}=(30,1-23)/2,08=3,4$ Вт - для південної стіни;

$q_{cp}=(30,6-23)/2,08=3,7$ Вт - для східної стіни;

$q_{нар}=(28,1+6,6 \cdot (-\cos 2 \cdot 3,14 \cdot (16-2-1-1)/24)-23)/2,08=5,61$ Вт - для північної стіни - максимум (настає о 16 годині);

$q_{нар}=(30,6+13,7 \cdot (-\cos 2 \cdot 3,14 \cdot (16-2-1-1)/24)-23)/2,08=10,2$ Вт - для західної стіни - максимум (настає о 16 годині);

$q_{нар}=(30,1+10,6 \cdot (-\cos 2 \cdot 3,14 \cdot (16-2-1-1)/24)-23)/2,08=8,5$ Вт - для південної стіни - максимум (настає о 16 годині);

$q_{нар}=(30,6+11 \cdot (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (13-2-1-1+3)/24)-23)/2,08=9$ Вт - для східної стіни - максимум настає о 13 годині).

Амплітуда коливань температури At_x у товщі огороження зменшується в міру видалення від зовнішньої поверхні див. мал.3. На внутрішній поверхні огороження величина амплітуди температури At_{τ}^{BH} буде в ν раз менше амплітуди температури повітря біля зовнішньої поверхні $At_{усл}$;

$$At_{\tau}^{BH} = At_{усл} / \nu ;$$

де ν - показник затухання амплітуди коливань температури зовнішнього повітря $At_{усл}$ до коливань температури на внутрішній поверхні огороження At_{τ}^{BH} залежний від теплофізичних властивостей матеріалів огороження й чисельно рівний:

$$\nu = 2^{\Sigma D} (0,83 + 3 \cdot \Sigma R / \Sigma D) (0,85 + 0,15 \cdot S2 / S1); \quad (1.12)$$

$$\nu = 2^{2,41} \cdot (0,83 + 3 \cdot 1,89 / 4,41) \cdot (0,85 + 0,15 \cdot 0,42 / 18,95) = 38,02;$$

$$\Sigma R = 0,02 / 0,93 + 0,083 / 0,05 + 0,4 / 2,04 + 0,02 / 0,93 = 1,89 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт};$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		18

$$\Sigma D = 0,42 \cdot 1,66 + 0,2 \cdot 18,95 = 4,41 \text{ б/р};$$

$$At_{\tau}^{\text{BH}} = 6,6/38,02 = 0,17 - \text{північна стіна};$$

$$At_{\tau}^{\text{BH}} = 13,7/38,02 = 0,36 - \text{західна стіна};$$

$$At_{\tau}^{\text{BH}} = 10,6/38,02 = 0,27 - \text{південна стіна};$$

$$At_{\tau}^{\text{BH}} = 11/38,02 = 0,28 - \text{східна стіна};$$

де S_1, S_2 - коефіцієнти теплозасвоєння матеріалів основних шарів, теплоізоляційного й конструкційного з нумерацією за ходом теплової хвилі;

$\Sigma R = R_1 + R_2$ - сума термічних опорів основних шарів огороження;

$\Sigma D = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2$ - сумарна теплова інерція основних шарів огороження.

Кількість тепла, проникаючого у приміщення через масивні огороження, залежить від температури внутрішньої поверхні огорожень $t_{\tau, \text{BH}}$, а його зміна в часі від амплітуди коливання цієї внутрішньої температури At_{τ}^{BH} . Таким чином, можна записати вираження для визначення кількості тепла, що надходить у приміщення:

$$q^{\text{BH}} = \alpha_{\text{BH}}(t_{\tau}^{\text{BH}}_{\text{cp}} + At_{\tau}^{\text{BH}} \cdot \theta_{\text{BH}} - t_{\text{в}});$$

де $t_{\tau}^{\text{BH}}_{\text{cp}}$ - середня температура внутрішньої поверхні стіни, обумовлена через середній тепловий потік і коефіцієнт тепловіддачі α_{BH} на внутрішній поверхні вертикального огороження,

$$t_{\tau}^{\text{BH}}_{\text{cp}} = q_{\text{cp}} / \alpha_{\text{BH}} + t_{\text{в}}; \tag{1.13}$$

$$t_{\tau}^{\text{BH}}_{\text{cp}} = 2,4/7,8 + 23 = 23,3^{\circ}\text{C} - \text{для північної стіни};$$

$$t_{\tau}^{\text{BH}}_{\text{cp}} = 3,7/7,8 + 23 = 23,47^{\circ}\text{C} - \text{для західної стіни};$$

$$t_{\tau}^{\text{BH}}_{\text{cp}} = 3,4/7,8 + 23 = 23,43^{\circ}\text{C} - \text{для південної стіни};$$

$$t_{\tau}^{\text{BH}}_{\text{cp}} = 3,7/7,8 + 23 = 23,47^{\circ}\text{C} - \text{для східної стіни};$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		19

$A\tau^{BH}$ - амплітуда коливань температури на внутрішній поверхні;

θ_{BH} - гармонійні коливання температури на внутрішній поверхні огороження з максимумом, з урахуванням запізнювання відносно θ_2 на величину ε , що залежить від теплової інерції, D і чисельно рівної $\varepsilon = 2,7 \cdot D - 0,4$. Вираження для θ_{BH} можна записати:

$$\theta_{BH} = -\cos 2\pi (Z - \tau_{дек} - \tau_{лето} - \Delta\tau - \varepsilon) / T; \quad (1.14)$$

де - Z час від 1 до 24 годин.

$\Theta_{BH} = (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (5 - 2 - 1 - 1 - 11,51) / 24)) = 0,99$ - північна стіна 5 год. (мах навантаження);

$\Theta_{BH} = (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (10 - 2 - 1 - 1 - 11,51) / 24)) = 0,99$ - західна стіна 5 год. (мах навантаження);

$\Theta_{BH} = (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (10 - 2 - 1 - 1 - 11,51) / 24)) = 0,99$ - південна стіна 5 год. (мах навантаження);

$\Theta_{BH} = (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (7 - 2 - 1 - 1 - 11,51) / 24)) = 0,99$ - східна стіна 2 год. (мах навантаження);

$$\varepsilon = 2,7 \cdot 4,41 - 0,4 = 11,51;$$

$q_{BH} = 2,4 + 3,2 \cdot (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (5 - 2 - 1 - 1 + 11,51) / 24)) / 38,02 = 2,52$ Вт - для північної стіни в 5 годин(мах);

$q_{BH} = 3,7 + 5,3 \cdot (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (5 - 2 - 1 - 1 + 11,51) / 24)) / 38,02 = 3,83$ Вт - для західної стіни в 5 годин(мах);

$q_{BH} = 3,4 + 5,1 \cdot (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (5 - 2 - 1 - 1 + 11,51) / 24)) / 38,02 = 3,52$ Вт - для південної стіни в 5 годин(мах);

$q_{BH} = 3,7 + 6,6 \cdot (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (2 - 2 - 1 - 1 + 11,51 + 3) / 24)) / 38,02 = 3,8$ Вт - для східної стіни в 2 години (мах);

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		20

З урахуванням вищевикладеного, вираз для визначення кількості тепла, що надходить через вертикальні масивні зовнішні огороження, можна представити в наступному вигляді:

$$Q = F \cdot [(1/R_0(t_{н.ср.} + \rho \cdot J_{ср} / \alpha_{нар} - t_{в}) + \alpha_{вн} \cdot At_{усл} \cdot \theta_{вн} / v)]; \quad (1.15)$$

$$Q = (18,83 \cdot 5,08 - 2 \cdot 5,08 \cdot 3,4) \cdot [1/2,08(26,4 + 0,4 \cdot 73/17 - 23) + 7,8 \cdot 6,6 \cdot (0,99) / 38,02] = 153,9 \text{ Вт- для північної стіни о 5 годині;}$$

$$Q = (13,1 \cdot 3,4) \cdot [1/2,08(26,4 + 0,4 \cdot 184/17 - 23) + 7,8 \cdot 13,7 \cdot (0,99) / 38,02] = 166,8 \text{ Вт- для західної стіни о 5 годині;}$$

$$Q = (18,83 \cdot 5,08 - (3 \cdot 5,08 \cdot 3,4)) \cdot [1/2,08(26,4 + 0,4 \cdot 159/17 - 23) + 7,8 \cdot 10,6 \cdot (0,99) / 38,02] = 154,2 \text{ Вт- для південної стіни о 5 годині;}$$

$$Q = (13,1 \cdot 3,4) \cdot [1/2,08(26,4 + 0,4 \cdot 184/17 - 23) + 7,8 \cdot 11 \cdot (0,99) / 38,02] = 169,1 \text{ Вт- для східної стіни о 2 годині;}$$

Розрахунки теплоприпливів через покрівлю:

Кількість тепла вступник на зовнішню поверхню огороження, при мінливій умовній температурі й постійній температурі приміщення, може бути записане в наступному вигляді:

$$q_{нар} = 1/R_0(t_{усл} - t_{в}); \quad (1.16)$$

де R_0 - термічний опір огороження $R_0 = 1/\alpha_{нар} + \sum(\delta/\lambda) + 1/\alpha_{вн}$;

Середнє за добу надходження тепла через огороження можна записати наступним виразом:

$$q_{ср.} = 1/R_0(t_{усл.ср} - t_{в}); \quad (1.17)$$

$$q_{ср.} = 1/2,74 \cdot (57,12 - 23) = 12,5 \text{ Вт;}$$

$$t_{усл.ср} = t_{н.ср.} + \rho \cdot J_{ср} / \alpha_{нар}; \quad (1.18)$$

$$t_{усл.ср} = 26,4 + 0,9 \cdot 328/10,6 = 54,24^{\circ}\text{C};$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$t_{\text{усл}} = t_{\text{н.ср.}} + A_{\text{тн}} \cdot \theta_1 + \rho(J_{\text{пр}} + J_{\text{р}}) / \alpha_{\text{нар}}; \quad (1.19)$$

$$t_{\text{усл}} = 26,4 + 0,5 \cdot 10,6 \cdot 0,87 + 0,9 \cdot 866 / 11,3 = 100 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ - в 14 годин (максимум);}$$

$$\theta_2 = -\cos 2\pi (Z - \tau_{\text{дек}} - \tau_{\text{лето}} - \Delta\tau + 3) / T; \quad (1.20)$$

$$\theta_2 = (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (15 - 2 - 1 - 1 + 3) / 24)) = 0,866;$$

$$q_{\text{нар}} = 1/2,74 \cdot (92 - 23) = 25,2 \text{ Вт - в 15 годин (максимум);}$$

$$q_{\text{вн}} = 10,8 + 14,4 \cdot (-\cos(2 \cdot 3,14 \cdot (24 - 2 - 1 - 1 - 6,84 + 1) / 24)) / 176,5 = 11 \text{ Вт;}$$

$$Q_{\text{кр}} = F \cdot q_{\text{вн}} \text{ Вт;} \quad (1.21)$$

$$Q_{\text{кр}} = 246,59 \cdot 10,87 = 2682 \text{ Вт - в 22 години (максимум).}$$

Надходження теплоти через вертикальне скління (вікна)

Кількість теплоти Вт, що поступає в приміщення в кожну годину розрахункової доби через вікна площею $F_{\text{ос}}$ від сонячної радіації і теплопровідності:

$$Q_{\text{с.р}} = (q_{\text{с.р}} + q_{\text{теп}}) F_{\text{ост}}; \quad (1.22)$$

теплоннадходження від сонячної радіації, Вт, для вертикального заповнення світлових отворів

$$q_{\text{с.р}} = (q_{\text{п}}^{\text{в}} \cdot K_{\text{инс.в}} + q_{\text{р}}^{\text{в}} \cdot K_{\text{обл}}) \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \tau_2; \quad (1.23)$$

Для Південної сторони в 13 годин (максимум);

$$q_{\text{с.р}} = (317 \cdot 0,73 + 88 \cdot 0,77) \cdot 0,65 \cdot 0,61 \cdot 0,8 = 94,8 \text{ Вт;}$$

де $q_{\text{п}}$ і $q_{\text{р}}$ - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через зашкленний світловий отвір в липні в дану годину доби, відповідно від прямої і розсіяної сонячної радіації, що приймається для вертикального і горизонтального скління.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$K_{\text{инс.в}} = \left(1 - \frac{L_{\Gamma} \text{ctg}\beta - a}{H}\right) \left(1 - \frac{L_{\text{в}} \text{tg}A_{\text{с.о}} - c}{B}\right); \quad (1.24)$$

$$K_{\text{инс.в}} = \left(1 - \frac{0,15 \cdot \text{ctg}28}{3,4}\right) \left(1 - \frac{0,15 \text{tg}0}{5,08}\right) = 0,73 ;$$

;

де L_{Γ} , $L_{\text{в}}$ – розмір горизонтальних і вертикальних виступаючих елементів затінювання, м; $L_{\Gamma} = 0,15\text{м}$, $L_{\text{в}} = 0,15\text{м}$

a , c – відстані від горизонтального і вертикального елементів затінювання до укосу світлового отвору, м; $a = 0\text{м}$, $c = 0\text{м}$.

H , B – висота і ширина світлопрйому, м; $H = 3,4\text{м}$; $B = 5,08\text{м}$.

$K_{\text{обл}}$ – коефіцієнт опромінювання, $K_{\text{обл}} = 0,77$

K_1 – коефіцієнт теплопропускания сонцезахисних світлових отворів, що приймаються по прил. СНІП II-3-79** $K_1 = 0,65$;

K_2 – коефіцієнт теплопропускания склінням світлових отворів $K_2 = 0,61$;

τ_2 – коефіцієнт, що враховує затінювання світлового отвору.

Теплопоступлення через вікна обумовлені теплопередачею:

$$q_{\text{тепл}} = \frac{1}{R_{\text{окн}}} (t_{\text{в.усл}} - t_{\text{в}}); \quad (1.25)$$

Умовна температура зовнішнього середовища при вертикальному заповненні світлових отворів

$$t_{\text{в.усл}} = t_{\text{н.ср}} + 0,5A_{\text{тн}}\beta_2 + \frac{J_{\text{пр}}K_{\text{инс.в}} + J_{\text{р}}K_{\text{обл}}}{\alpha_{\text{н}}} \rho \cdot \tau_2; \quad (1.26)$$

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		23

де $t_{\text{н}}$ – температура зовнішнього повітря, що приймається відповідно до параметрів Б і $A_{\text{тн}}$ – середнедобова амплітуда температури зовнішнього повітря $A_{\text{тн}} = 10,6$;

$J_{\text{пр}}, J_{\text{р}}$ – кількість теплоти відповідно прямої і розсіяної радіації, що поступає в кожну 1 год розрахункової доби на вертикальну поверхню ;

ρ – приведений коефіцієнт поглинання сонячної радіації заповненням світлових отворів $=0,9$;

$$t_{\text{в.усл}} = 26,4 + 0,5 \cdot 10,6 \cdot 0,97 + ((370 \cdot 0,72) + (120 \cdot 0,77)) / 17 \cdot 0,4 \cdot 0,8 = 38,2 \text{ C};$$

$$Q_{\text{тепл}} = 1/0,34 \cdot (38,2 - 23) = 44,7 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{с.р}} = (94,8 + 44,7) \cdot 17,27 = 2409,164 \text{ Вт}.$$

Розрахунок теплоприпливів від різних джерел.

Теплонадходження від людей.

$n_{\text{люд}} = 101$ чол.- кількість людей, що одночасно знаходяться в залі кафе;

$$Q_{\text{люд}}^{\text{повн}} = n_{\text{люд}} Q_{\text{пол}}; \quad (1.27)$$

де $q_{\text{пол}}$ -тепловиділення від однієї людини Вт;

$$Q_{\text{люд}}^{\text{повн}} = 101 \cdot 160 = 16160 \text{ Вт};$$

Визначаємо явні і приховані тепловиділення від людей:

$$Q_{\text{люд}}^{\text{прих}} = n \cdot q_{\text{люд}}^{\text{прих}}, \text{ Вт}; \quad (1.28)$$

$$Q_{\text{люд}}^{\text{прих}} = 101 \cdot 69,4 = 7009,4 \text{ Вт};$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		24

Розраховуємо вологовиділення від людей, які знаходяться в приміщенні:

$$W = n \cdot W_{\text{люд.}}, \text{ кг/с}; \quad (1.33)$$

n - кількість людей;

$n = 101$ людина;

$W_{\text{л}}$ - вологовиділення від однієї людини.

$$W_{\text{л}} = 89 \text{ г/Год} = 89/3600 = 0,0247 \text{ г/сек} = 0,0247 \cdot 10^3 = 0,0000247 \text{ кг/с};$$

$$W = 101 \cdot 2,47 \cdot 10^{-5} = 2,49 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від остигаючої їжі:

$$W_{\text{їжі}} \cdot n_{\text{люд.}}; \quad (1.34)$$

де n - число людей;

$$W_{\text{їжі}} = 0,0000006 \text{ кг/с};$$

$$W = 0,000006 \cdot 101 = 0,0006 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{\text{вл.у.}} = \sigma F_{\text{п}} (d_{\text{в}}'' - d_{\text{в}}) \cdot 0,1 \text{ кг/с}; \quad (1.35)$$

де σ - коефіцієнт вологообміну, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_{\text{р}}^{\text{в}}} = \frac{\alpha}{c_{\text{р}}^{\text{с.в.}} + c_{\text{р}}^{\text{п}} \cdot d_{\text{сп}}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); \quad (1.36)$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (7 + 18)/2} = 0,00795 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

де $c_{\text{р}}$ - ізобарна теплоємність, $(\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К})$;

$d_{\text{в}}, d_{\text{в}}''$ - вологовміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = r \cdot W_{\text{вл.у.}} = 2463 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 10^{-3} = 2758,56 \text{ Вт}, \quad (1.37)$$

де приховане тепло пароутворення:

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, \text{кДж/кг};$$

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 15 = 2465,5 \text{ (кДж/кг) };$$

(t_w^M - температура повітря в приміщенні за вологим термометром).

$$W_{\text{вл.пр.}} = 0,007 \cdot 202,55 \cdot (16,9 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с};$$

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}} + W_{\text{жі}}, \text{ кг/с}; \quad (1.38)$$

$$W_{\text{повн}} = 2,49 \cdot 10^{-3} + 0,0011 + 0,0006 = 0,0041 \text{ кг/с};$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \quad (1.39)$$

$$\varepsilon = \frac{35,335}{4,1 \cdot 10^{-3}} = 8620 \text{ кДж/кг};$$

Приймаємо $\Delta t_p = 5^{\circ}\text{C}$;

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_{\text{в}} - h_{\text{п}}}, \quad (1.40)$$

$$G_1 = \frac{35,335}{46 - 37} = 3,92 \text{ кг/с};$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \quad (1.41)$$

$$G_2 = \frac{25,567}{1,02 \cdot 5} = 5,01 \text{ кг/с};$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж}; \quad (1.42)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 10,5 \cdot 10^{-3} = 1,02 \text{ кДж};$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_e - d_n}, \quad (1.43)$$

$$G_3 = \frac{4,1 \cdot 10^{-3}}{(14 - 12) \cdot 10^{-3}} = 2,2;$$

Приймаємо $G=5,01 \text{ кг/с}$.

2.2 Холодний період року

$$t = -19^{\circ}\text{C};$$

$$h = -17,6 \text{ кДж/кг};$$

$$G_x = G_T = 5,01 \text{ кг/с};$$

Теплонадходження від людей:

$$Q_l^3 = Q_l^l = 16160 \text{ Вт};$$

Теплонадходження від освітлення:

$$Q_{\text{шт.осв}}^3 = Q_{\text{осв}}^l + 500 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{шт.осв}} = 4537,12 + 500 = 5037,12 \text{ Вт};$$

Теплоприпливи через огороження:

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{пер}} + Q_{\text{в}}, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{огр}} = -2538,04 - 3002,75 - 8382 = -13922,79 \text{ Вт};$$

Основні й додаткові втрати теплоти слід визначати, підсумовуючи втрати теплоти через окремі конструкції, що обгороджують Q , Вт, з округленням до 10Вт для приміщень за формулою:

$$Q_{\text{ст}} = 1/R_o \cdot F_{\text{ст}} \cdot (t_n - t_v) \cdot (1 + q_{\text{доб}}) \cdot n, \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{ст}} = 1/2,08 \cdot 160,23 \cdot (-19 - 21) \cdot (1 + 0,1) \cdot 0,75 = -2538,04 \text{ Вт};$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		28

R_0 - опір теплопередачі огорожуючої конструкції, $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$. Опір теплопередачі конструкції слід визначати по Сніп II-3-79** (крім підлог на ґрунті); $F_{\text{ст}}$ - площа стін, м^2 ;

$t_{\text{н}} - t_{\text{в}}$ - різниця температур зовнішнього повітря і повітря в приміщенні, °C ;

n - коефіцієнт, прийнятий залежно від положення зовнішньої поверхні конструкцій, що огорожують, стосовно зовнішнього повітря по Сніп II-3-79** $n=0,75$;

$q_{\text{доб}}$ - додаткові втрати теплоти в долях від основних втрат; $q_{\text{доб}}=0,1$;

$Q_{\text{пер}} = 1/R_0 \cdot F_{\text{пер}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \cdot (1 + q_{\text{доб}}) \cdot n$, Вт;

$Q_{\text{пер}} = 1/2,71 \cdot 246,59 \cdot (-19-21) \cdot (1+0,1) \cdot 0,75 = -3002,75$ Вт ;

де: $F_{\text{пер}}$ - площа перекриття, м^2 ;

$t_{\text{н}} - t_{\text{в}}$ - різниця температур зовнішнього повітря і повітря в приміщенні, °C ;

Втрата тепла через скління:

$Q_{\text{в}} = 1/0,34 \cdot (5 \cdot 5,08 \cdot 3,4) \cdot (-19-21) \cdot (1+0,1) \cdot 0,75 = -8382$ Вт;

Загальний теплоприлив і вологоприлив:

$Q_{\text{повн}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{іжі}} + 0,4Q_{\text{огр}}$, Вт ;

$Q_{\text{повн}} = 16160 + 5037,12 + 3552 + 0,4(-13922,79) = 19180,01$ Вт.

$W_{\text{пол}} = 0,0041$ кг/с;

$\Delta h_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{пол}}^3}{G}$, кДж/кг;

$\Delta h_{\text{п}} = \frac{19,18}{5,01} = 3,82$ кДж/кг;

$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}^3}{W_{\text{пол}}}$, кДж/кг; $\varepsilon = \frac{19,180}{4,1 \cdot 10^{-3}} = 4680$ кДж/кг ;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		29

3 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНКИ МЕРЕЖІ ВОЗДУХОВОДІВ

Приточно- Витяжна система воздухорасподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їх розрахунків зводиться до визначення перетинів воздуховодів і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях [7] .

Ціль аеродинамічного розрахунків системи воздухорасподілення:

- Вибір діаметрів для круглих воздуховодів і розмірів перетину для прямокутних воздуховодів;
- Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний воздухопрводи;

При розрахунках систем воздухорасподілення потрібне виконання наступних умов:

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

По кожній системі, що розраховується, задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість, що допускається на окремих ділянках, повітря;
- конфігурація мережі й форма перетинів воздуховодів;
- матеріал воздуховода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристика воздуховода (кінцевий, магістральний);

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

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Для комфортного кондиціонування швидкість у магістральному воздуховоді ухвалюємо до 6 м/с .

Для ділянки воздуховода №1;

Необхідна площа перетину воздуховодів:

$$F = \frac{L}{v} \text{ м}^2; \quad (2.1)$$

де $v = 6,0$ м/с – попередньо задана швидкість повітря в магістралі;

L – витрата повітря на даній ділянці, м³/с;

$$F = \frac{9570}{6 \cdot 3600} = 0,443 \text{ м}^2.$$

Ухвалюємо воздуховід прямокутного перетину 500×900 мм, $F_{\text{п}} = 0,45 \text{ м}^2$;

Для воздуховодів прямокутного перетину за розрахункову величину ухвалюється еквівалентний діаметр, при яким втрати тиску в круглому воздуховоді при тій же швидкості повітря дорівнюють втратам у прямокутному воздуховоді.

Значення еквівалентних діаметрів визначаємо по формулі:

$$d_{\text{екв}} = \frac{2AB}{A+B}; \quad (2.2)$$

де A, B - розміри сторін прямокутного воздуховода, м;

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,9}{0,5 + 0,9} = 0,642 \text{ м.};$$

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\left(v \cdot \frac{d_{\text{екв}}}{v}\right)^{0,25}}; \quad (2.3)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\left(6 \cdot \frac{0,642}{1,6 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,25}} = 0,013;$$

Коефіцієнт місцевих опорів:

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

- коліно $\xi = 0,3$; конфузор $\xi = 0,04$; хрестовина $\xi = 3,0$; трійник $\xi = 1,5$;

Втрати тиску:

$$\Delta P = \left(1 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{экв}}} + \sum \xi\right) \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \text{ (Па)}; \quad (2.4)$$

$$\Delta P = \left(1 \cdot \frac{0,013}{0,642} + 4,87\right) \cdot \frac{1,2 \cdot 6,0^2}{2} = 105,624 \text{ Па.}$$

Розрахунки інших галузей магістралі зведений у таблиці:

Таблица 2.1-Перша гілка: (приточна)

	G, м ³ /ч	F, м ²	Fп, м ²	V, м/с	AxB, мм	d _{экв} , м ²	λ	ΔP, Па
1	9565	0,442	0,45	6	500x900	0,642	0,013	105,624
2	6840	0,315	0,31	6	500x620	0,553	0,0148	110,97
3	4100	0,18	0,18	6	500x360	0,409	0,0159	106,031
4	1370	0,065	0,7	6	360x200	0,257	0,0179	120,23
5	5470	0,25	0,25	6	500x500	0,5	0,0152	105,84
6	2740	0,126	0,12	6	400x300	0,342	0,0167	106,246

Таблица 2.2- Друга гілка: (витяжна)

	G, м ³ /ч	F, м ²	Fп, м ²	V, м/с	AxB, мм	d _{экв} , м ²	λ	ΔP, Па
1	13660	0,632	0,63	6	600x1005	0,763	0,0136	105,57
2	6810	0,315	0,32	6	600x530	0,562	0,0147	105,75
3	5480	0,253	0,25	6	600x420	0,494	0,0152	105,85
4	2740	0,126	0,13	6	500x260	0,342	0,0167	106,246
5	5480	0,253	0,25	6	600x420	0,494	0,0152	105,85
6	2740	0,123	0,13	6	500x260	0,342	0,0167	106,246

4 АКУСТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ШУМОГЛУШІННЯ

Джерелом аеродинамічного шуму є установки вентиляторів, тому в системах кондиювання повітря і вентиляції на нагнітальній і всмоктуючих сторонах системи розподілу повітря частенько встановлюються шумоглушники. Спектр аеродинамічного шуму – установок вентиляторів складається майже зі всіх частот діапазону від 63 до 8000 Гц. Акустичний розрахунок системи розподілу повітря проводиться по кожній октавній смузі. По кожній октаві [7].

$$L_{p.обш.} = \bar{L} + 25 \lg \cdot 0.1 \cdot H + 10 \lg \cdot Q + \sigma; \text{ дБ}; \quad (4.1)$$

де \bar{L} – критерій галасливості, залежний від типу і конструкції вентилятора (дБ);

Q – об'ємна витрата вентилятора, м³/с;

H – повний тиск створюване вентилятором, кгс/м²;

σ - поправка на режим роботи вентилятора дБ.

$$L_{p.обш.} = 48 + 25 \lg \cdot 0,1 \cdot 668 + 10 \lg \cdot 5.01 + 2 = 69,9 \text{ дБ.}$$

Визначаємо активні рівні звукової потужності шуму вентилятора, що випромінюється в мережу

$$L_{p.в.} = L_{p.обш.} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ дБ.} \quad (4.2)$$

де ΔL_1 - поправка, що враховує розподіл звукової потужності вентилятора по октавних смугах, дБ;

де ΔL_2 - поправка, що враховує вплив приєднання вентилятора до мережі воздуховодов, дБ;

$$L_{p.в.}^{63} = 69,9 - 11 + 12 = 70,9 \text{ дБ};$$

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$L_{p.e}^{125} = 69,9 - 7 + 6,5 = 69,4 \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{250} = 69,9 - 5 + 2,5 = 67,4 \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{500} = 69,9 - 6 + 0,5 = 64,4 \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{1000} = 69,9 - 9 + 0 = 60,9 \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{2000} = 69,9 - 16 + 0 = 53,9 \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{4000} = 69,8 - 21 + 0 = 48,9 \text{ дБ};$$

$$L_{p.e}^{8000} = 69,8 - 26 + 0 = 43,9 \text{ дБ}.$$

Октавні рівні звукового тиску, що створюється одним джерелом шуму:

$$L = 10 \lg V - \Delta - 6, \text{ дБ}. \quad (4.3)$$

де V – постійна приміщення з джерелом шуму в даній октавній смузі;
 Δ - поправка на расположение источника шума.

В даному випадку, оскільки джерело шуму розташоване вище за робочу зону.

$$V = \mu \cdot V_{1000}, \text{ м}^2; \quad (4.4)$$

де V_{1000} – постійна приміщення на частоті 1000 Гц;

μ - постійний частотний множник.

$$V = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ м}^2,$$

$$L_e = 10 \lg 350 - 0 - 6 = 19,5 \text{ дБ};$$

$$L_{u.u.n.} = 10 \lg n + 5 \text{ дБ};$$

де n – загальне число джерел шуму, що приймаються в розрахунках.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$\Delta L_{\text{гл.тр.}} = L_{\text{р.общ.}} - L_{\text{р.в.}} - L_{\text{п}} + L_{\text{и.ш.п.}}, \text{ дБ.}$$

Результати розрахунків для кожної середнегеометричеської частоти октавних смуг наводимо в таблиці 4.1;

Таблиця 4.1

определ. величина	Среднегеометрична частота частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
\bar{L}	48	48	48	48	48	48	48	48
ΔL_1	11	7	5	6	9	16	21	26
ΔL_2	12,5	7,5	3	0,5	0	0	0	0
$L_{\text{р.общ.}}$	69,9	69,9	69,9	69,9	69,9	69,9	69,9	69,9
$L_{\text{р.в.}}$	70,9	69,4	67,4	64,4	60,9	53,9	48,9	43,9
$L_{\text{п}}$	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5
$L_{\text{и.ш.п.}}$	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
$\Delta L_{\text{гл.тр.}}$	3	4,5	6,5	9,5	13	20	25	30

Кількість пластинчастих шумоглушників:

$$n_{\text{м}} = \frac{L_{\text{тр}}}{E}, \quad (3.5)$$

де E – ефективність прийнятого шумоглушника,

$$n_{\text{м}} = \frac{64,13}{15} = 4,3.$$

Приймаємо загальну довжину 5м.

$$L_{u.u.n.} = 10 \lg 5 + 5 = 23,5 \text{ дБ};$$

Гідравлічний опір шумоглушника:

$$\Delta H = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{глуш.}}} \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \text{ (кПа)}; \quad (4.6)$$

де ζ - сумарний коефіцієнт місцевого опору, віднесений до швидкості повітря в живому перетині глушника, %;

λ - коефіцієнт тертя, Вт/м²;

L – довжина глушника, м;

ρ - щільність повітря, кг/м³;

$d_{\text{г.}}$ - гідравлічний діаметр каналу пластинчастого глушника, м.

$$d_{\text{гл}} = \frac{2AH}{A + H}, \text{ м}; \quad (4.7)$$

де A - відстань між пластинами, м;

H - висота глушника, м;

$$d_{\text{гл}} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 1,4}{0,4 + 1,4} = 0,62 \text{ м.}$$

$$\Delta H = (0,64 + (0,03 \cdot 5) / 0,57) \cdot (1,26 \cdot 9) / 2 = 22 \text{ кПа}; \quad (4.8)$$

5 РОЗРАХУНОК ПОВІТРОНАГРІВАЧА

По трубках теплообмінника для нагріву повітря проходить гаряча вода, а з боку зовнішньої поверхні рухається повітряний потік, обуславлюваний роботою вентиляторів. Ефективність тепловіддачі з боку потоку гарячої води стінці труби значно вище, ніж тепловіддача від зовнішньої поверхні до потоку повітря. Для інтенсифікації тепловіддачі з боку зовнішньої поверхні

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		36

труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього обрешення [9].

Вихідні дані для розрахунку:

$L_B=15600 \text{ м}^3/\text{ч}$ – об'ємна витрата повітря через воздухонагрівач;

$G_B=5,01 \text{ кг/с}$ – масова витрата повітря через воздухонагрівач;

$t_{B1}=-17,6^\circ\text{C}$ – початкова температура повітря;

$t_{B2}=0^\circ\text{C}$ – кінцева температура повітря;

$t_{w1}=80^\circ\text{C}$ – початкова температура води;

$t_{w2}=50^\circ\text{C}$ – кінцева температура води;

$\delta_p=0,0003\text{м}$ – товщина ребра;

$S_p=0,0023\text{м}$ – крок ребра;

$d_H=0,01\text{м}$ – зовнішній діаметр трубки;

$d_{BH}=0,008\text{м}$ – внутрішній діаметр трубки;

$S_1=0,025\text{м}$ – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S_2=0,0216\text{м}$ – крок труби по ходу повітря;

$H=1.4\text{м}$ – висота повітроохолоджувача;

$B=1,6\text{м}$ – ширина повітроохолоджувача;

$n = \frac{1}{S} = \frac{1}{0,025} \approx 48 \text{ шт.}$ – кількість трубок по висоті.

Основною метою теплового розрахунку нагрівача повітря при його проектуванні є визначення необхідної поверхні теплообміну для забезпечення заданої продуктивності і компоновка цієї поверхні.

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Коефіцієнт живого перетину:

$$k_f = \frac{(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p)}{S_1 \cdot S_p} ; \quad (5.1)$$

$$k_f = \frac{(0,025 - 0,01)(0,0023 - 0,0003)}{0,025 \cdot 0,00023} = 0,52 ;$$

Швидкість повітря у фронтальному і вузькому перетинах:

$$\omega_{B.H.} = 3..6 \text{ м/с, приймаємо } \omega_{B.H.} = 4 \text{ м/с;}$$

$$\omega_{B.H.} = k_f \cdot \omega_B ; \quad (5.2)$$

Звідси $\omega_B = 2,08 \text{ м/с.}$

Теплове навантаження воздухонагрівача:

$$Q'_{BH} = G_B \cdot C_p \cdot (t_{B2} - t_{B1}), \text{ кВт;}$$

$$Q'_{BH} = 5,01 \cdot 1,03 \cdot (0 - (-17,6)) = 90,82 \text{ кВт ;} \quad (5.3)$$

де C_p - середня теплоємність вологого повітря може бути прийнята

1.0..1.05 кДж/(кг К);

Необхідна витрата води:

$$G_W = \frac{Q'_{BH}}{C_w \cdot (t_{w1} - t_{w2})}, \text{ кг/с} \quad (5.4)$$

$$G_W = \frac{90,82}{4,2 \cdot (80 - 50)} = 0,72 \text{ кг/с;}$$

де C_w - середня теплоємність води, $C_w = 4,2 \text{ кДж/(кг К) ;}$

Середня швидкість руху води в трубках:

$$\omega_w = \frac{G_w}{0,785 \cdot \rho_w \cdot d_{Bn}^2 \cdot Z} ; \quad (5.5)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		38

где ρ_w - щільність води, $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$;

Z – кількість трубок, в які підводиться вода $Z=48$.

$$\omega_w = \frac{0,72}{0,785 \cdot 1000 \cdot 0,008^2 \cdot 48} = 0,29 \text{ м/с};$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до повітря:

$$\alpha_H = 0,25 \frac{\lambda_B}{d_H} \cdot \text{Re}_B^{0,56}, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \text{ К}); \quad (5.6)$$

$$\text{Re}_B = \frac{\omega_B \cdot d_{\text{э}}}{\gamma_B}; \quad (5.7)$$

$$d_{\text{э}} = \frac{2(S_1 - d_H)(S_P - \delta_p)}{(S_1 - d_H) + (S_P - \delta_p)} \text{ м}; \quad (5.8)$$

$$d_{\text{э}} = \frac{2(0,025 - 0,01)(0,0023 - 0,0003)}{(0,025 - 0,01) + (0,0023 - 0,0003)} = 0,0035 \text{ м};$$

$$\text{Re}_B = \frac{4 \cdot 0,0035}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 25179;$$

$$\alpha_H = 0,25 \frac{0,025}{0,01} \cdot 25179^{0,56} = 182 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \text{ К});$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до поверхні:

$$\alpha_w = B \frac{\omega_w^{0,8}}{d_{BH}^{0,2}}, \text{ Вт/}(\text{м}^2 \text{ К}); \quad (5.9)$$

$$B = 1430 + 22,1 \cdot t_w; \quad (5.10)$$

$$B = 1430 + 22,1 \cdot 65 = 2866,5;$$

$$\alpha_w = 2866,5 \cdot \frac{0,29^{0,8}}{0,01^{0,2}} = 2674,67 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \text{ К});$$

Ефективність ребра:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		39

$$E_p = \frac{th(h_p \cdot \sqrt{B})}{h_p \cdot \sqrt{B}}; \quad (5.11)$$

$$B = \frac{2 \cdot \alpha_n}{\delta_p \cdot \lambda_p}, \text{ м}^2; \quad (5.13)$$

$$B = \frac{2 \cdot 182}{0,0003 \cdot 45} = 26962;$$

$$E_p = \frac{th(0,0102 \cdot \sqrt{26962})}{0,0102 \cdot \sqrt{26962}} = 0,56;$$

Коефіцієнт обрєбрення:

$$\beta = \beta' \frac{d_H}{d_{BH}}; \quad (5.14)$$

де β - міра обрєбрення, $\beta = 16,9$; $\beta' = 13,5$;

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot E_H} + \frac{\beta}{\alpha_w}}, \text{ Вт/м}^2\text{К}; \quad (5.15)$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{182 \cdot 0,56} + \frac{16,9}{2674,67}} = 66,6 \text{ Вт/м}^2\text{К};$$

Температурний натиск:

$$\theta_n = \frac{(t_{W1} - t_{B2}) - (t_{W2} - t_{B1})}{2,3 \lg \frac{t_{W1} - t_{B2}}{t_{W2} - t_{B1}}} \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.16)$$

$$\theta_n = \frac{(80 - 0) - (50 - (-17,6))}{2,3 \lg \frac{80 - 2}{50 - (-17,6)}} = 73,55 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Необхідна поверхня теплообмена:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		40

$$F'_H = \frac{10^3 \cdot Q'_{BH}}{k_H \cdot \theta_H} \text{ м}^2 ; \quad (5.17)$$

$$F'_H = \frac{10^3 \cdot 90,82}{66,6 \cdot 73,55} = 18,54 \text{ м}^2;$$

Число рядів трубок по ходу повітря:

$$n_2 = n'_2 = \frac{F'_H}{\pi \cdot d_H \cdot B \cdot n_1 \cdot \beta'} ; \quad (5.18)$$

$$F_H = \pi \cdot d_H \cdot B \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot \beta' \text{ м}^2 ; \quad (5.19)$$

$$F_H = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,6 \cdot 48 \cdot 2 \cdot 13,5 = 65,11 \text{ м}^2 ;$$

$$n_2 = n'_2 = \frac{18,54}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,6 \cdot 48 \cdot 13,5} = 0,56 ;$$

Приймаємо число рядів трубок 1

Повний теплос'єм:

$$Q_{BH} = \frac{(t_{w1} - t_{B1})}{\frac{A}{A-1} \cdot \frac{E_H}{C_{BL} \cdot G_B} + \frac{1}{2C_w \cdot G_w} + \frac{d_H \cdot \beta' \cdot 10^3}{\alpha_w \cdot F_H \cdot d_{BH}}} \text{ кВт}; \quad (5.20)$$

$$\text{де } A = e^{\frac{\alpha_B \cdot F_H}{10^3 \cdot C_{BL} \cdot G_B}} ; \quad (5.21)$$

$$A = e^{\frac{182 \cdot 79,76}{10^3 \cdot 1,03 \cdot 10,31}} = 3,92 ;$$

$$Q_{BH} = \frac{(80 - (-17,6))}{\frac{3,92}{3,92-1} \cdot \frac{0,56}{1,03 \cdot 5,01} + \frac{1}{2 \cdot 4,2 \cdot 0,72} + \frac{0,01 \cdot 13,5 \cdot 10^3}{2674,67 \cdot 65,11 \cdot 0,0008}} = 85,67 \text{ кВт} ;$$

Уточнюємо температури t_{B2} і t_{w2} :

$$t_{B2} = t_{B1} + \frac{Q_{BH}}{C_{BL} \cdot G_B} \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.22)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		41

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{Q_{BH}}{C_w \cdot G_w} \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.23)$$

$$t_{B2} = -17,6 + \frac{85,67}{1,03 \cdot 5,01} = -1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = 80 - \frac{85,67}{4,2 \cdot 0,72} = 51,67 \text{ } ^\circ\text{C};$$

6 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

Вихідні дані для розрахунку:

$t_{B1}=24,5^\circ\text{C}$ – початкова температура повітря;

$h_{B1}=56\text{кДж/кг}$ – початкова ентальпія повітря;

$t_{B2}=16^\circ\text{C}$ – кінцева температура повітря;

$G_B=5,01\text{кг/с}$ – витрата повітря через повітроохолоджувач;

$Q_0=35,335\text{кВт}$ – кількість тепла;

$W_0=0,041\text{кг/с}$ – кількість вологи;

$\delta_p=0,0003\text{м}$ – товщина ребра;

$S_p=0,0023\text{м}$ – крок ребра;

$d_H=0,01\text{м}$ – зовнішній діаметр трубки;

$d_{BH}=0,008\text{м}$ – внутрішній діаметр трубки;

$h_p=0,0102\text{м}$ – висота ребра;

$S_1=0,025\text{м}$ – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S_2=0,0216\text{м}$ – крок труби по ходу повітря;

$H=1,4\text{м}$ – висота повітроохолоджувача;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		42

$B=1.6\text{м}$ – ширина повітроохолоджувача;

$$n = \frac{1}{S} = \frac{1}{0.025} \approx 48 \text{ шт.} - \text{кількість ребер.}$$

Основною метою теплового розрахунку охолоджувача повітря при його проектуванні є визначення необхідної поверхні теплообміну для забезпечення заданої холодопродуктивності (теплового навантаження) і компоновка цієї поверхні [4].

Коефіцієнт живого перетину:

$$k_f = \frac{(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p)}{S_1 \cdot S_p}; \quad (6.1)$$

$$k_f = \frac{(0,025 - 0,01)(0,0023 - 0,0003)}{0,025 \cdot 0,00023} = 0,52;$$

Швидкість повітря у фронтальному і вузькому перетинах:

$$\omega_{B.H.} = 1.5..3\text{м/с, приймаємо } \omega_{B.H.} = 3\text{м/с};$$

$$\omega_{B.H.} = k_f \cdot \omega_B; \quad (6.2)$$

Звідси $\omega_B = 1,56\text{м/с}$.

Площа фронтального перетину:

$$f'_B = \frac{G_B}{\gamma_B \cdot \omega_{B.H.}} \text{ м}^2; \quad (6.3)$$

де γ_B - щільність повітря при початкових параметрах;

$$f'_B = \frac{5,01}{1,05 \cdot 1,56} = 3,05 \text{ м}^2;$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		43

$$h_{B2} = h_{B1} - \frac{Q_0}{G_B} \text{ кДж/кг}; \quad (6.4)$$

$$h_{B2} = 56 - \frac{35,335}{5,01} = 47,94 \text{ кДж/кг};$$

Знаходимо коефіцієнт вологи випадіння:

$$\xi_H = \frac{h_{B1} - h_{B2}}{C_{B1} (t_{B1} - t_{B2})}; \quad (6.5)$$

де C_{B1} - теплоємність повітря, знаходиться по середній температурі:

$$t_{B,CP} = 0,5 \cdot (t_{B1} + t_{B2}) = 0,5 \cdot (25,8 + 13) = 19,4^{\circ}\text{C}; C_{B1} = 1,0061 \text{ кДж/(кг К)}$$

$$\xi_H = \frac{55 - 47,94}{1,0061(25,8 - 13)} = 0,55;$$

Температурний натиск:

$$\theta_H = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2,3 \lg \frac{t_{B1} - t_H}{t_{B2} - t_H}}^{\circ}\text{C}; \quad (6.6)$$

$$\theta_H = \frac{25,8 - 13}{2,3 \lg \frac{25,8 - 10}{13 - 10}} = 9,5^{\circ}\text{C};$$

Необхідна поверхня теплообмена:

$$F_H = \frac{10^3 \cdot Q_0}{\alpha_H \cdot \xi_H \cdot \theta_H} \text{ м}^2; \quad (6.7)$$

$$F_H = \frac{10^3 \cdot 35,335}{40 \cdot 0,55 \cdot 9,5} = 169,06 \text{ м}^2;$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E_p = \frac{th(h_p \cdot \sqrt{B})}{h_p \cdot \sqrt{B}}; \quad (6.8)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$B = \frac{2 \cdot \alpha_n \cdot \xi}{\delta_p \cdot \lambda_n} \text{ м}^{-2}; \quad (6.9)$$

$$B = \frac{2 \cdot 40 \cdot 0.55}{0.0003 \cdot 45} = 3259,25 \text{ м}^{-2};$$

$$E_p = \frac{th(0,0102 \cdot \sqrt{3259,25})}{0,0102 \cdot \sqrt{3259,25}} = 0,77;$$

Коефіцієнт ефективності ребристої поверхні:

$$E_n = \frac{t_e - t_n}{t_e - t_T}; \quad (6.10)$$

$$E_n = 0,64;$$

Питоме теплове навантаження на внутрішню поверхню повітроохолоджувача:

$$q_{fa} = \beta \cdot \alpha_n \cdot \xi \cdot \theta_n, \text{ Вт/м}^2; \quad (6.11)$$

β - міра обребрення, $\beta = 16,9$;

$$q_{fa} = 16,9 \cdot 40 \cdot 0,55 \cdot 9.5 = 3532,1 \text{ Вт/м}^2;$$

Температура кипіння фреону:

$$t_0 = 6^{\circ};$$

Температура конденсації:

$$t_k = 26,4 + 10 = 36,4 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_1 = 6 + 10 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_3 = 36,4 - 5 = 31,4 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Расход фреона:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{(h_1 - h_4)} \text{ кг/с ;} \quad (6.12)$$

$$G_0 = \frac{35,335}{(425 - 260)} = 0,214 \text{ кг/с ;}$$

Оптимальна масова швидкість фреону:

$$\omega_a \rho_a = 19,3 \cdot q_{Fa}^{0,24}, \text{ кг/м}^2\text{с ;} \quad (6.13)$$

$$\omega_a \rho_a = 19,3 \cdot 7956,52^{0,24} = 166,62 \text{ кг/м}^2\text{с ;}$$

Витрата фреону через трубку:

$$G_a = 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega_a \rho_a, \text{ кг/с ;} \quad (6.14)$$

$$G_a = 0,785 \cdot 0,01^2 \cdot 166,62 = 0,013 \text{ кг/с ;}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до киплячого фреону:

$$\alpha_a = A \cdot q_{Fa}^{0,6} \cdot (\omega_a \rho_a)^{0,2} \cdot d_{\text{вн}}^{-0,2}, \text{ Вт/м}^2; \quad (6.15)$$

$$\alpha_a = 5,83 \cdot 7956,52^{0,6} \cdot (166,62)^{0,2} \cdot 0,008^{-0,2} = 9328,88 \text{ Вт/м}^2;$$

Повний температурний натиск:

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2,3 \lg \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}} ; \quad (6.16)$$

$$\theta_n = \frac{25,8 - 13}{2,3 \lg \frac{25,8 - 6}{13 - 6}} = 12,5 ;$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \cdot \xi_i \cdot E_i} + \frac{1}{\alpha_a} \cdot \beta}, \text{ Вт/м}^2\text{К}; \quad (6.17)$$

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{40 \cdot 1,1 \cdot 0,64} + \frac{1}{9328,88} \cdot 16,9} = 26,8 \text{ Вт/м}^2\text{К};$$

Знаходимо необхідну поверхню теплообміну:

$$F_n = \frac{Q_0}{10^{-3} \cdot k_n \cdot \theta} \text{ м}^2; \quad (6.18)$$

$$F_n = \frac{35,355}{10^{-3} \cdot 26,8 \cdot 12,5} = 105,47 \text{ м}^2;$$

Поверхня теплообміну одного ряду трубок:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot L \cdot n_1 \cdot \beta' \text{ м}^2; \quad (6.19)$$

$$F_{n1} = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,98 \cdot 13,5 \cdot 48 = 40,29 \text{ м}^2;$$

Число рядів трубок по ходу повітря:

$$n_2 = n_2' = \frac{F_n}{F_{n1}} \text{ рядів}; \quad (5.20)$$

$$n_2 = n_2' = \frac{105,47}{40,29} = 2,61 \text{ рядів, приймаємо } 3;$$

Уточнюємо повну поверхню теплообміну:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot B \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot \beta' \text{ м}^2; \quad (6.21)$$

$$F_{n1} = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,96 \cdot 48 \cdot 3 \cdot 13,5 = 119,64 \text{ м}^2.$$

7 ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ

Масова витрата повітря, що вентилює, з обліком протечки в мережі повітряводів:

$$G = G_1 \cdot 1,04 \text{ кг/год}; \quad (7.1)$$

$$G = 5,01 \cdot 1,04 = 5,2 \text{ кг/год};$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

де G_1 – масова витрата повітря, що подається в приміщення.

Розрахуємо корисну продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кл}} = \frac{3600 \cdot \sum G}{\rho}, \text{ м}^3/\text{год}; \quad (7.2)$$

$$L_{\text{кл}} = 3600 \cdot 5,01/1,2 = 15600 \text{ м}^3/\text{год};$$

З каталогів фірми «Аермес» вибираємо модель кондиціонера BD-01-6, з номінальною витратою повітря 16000 м³/ч.

З каталогів фірми LENNOX вибираємо модель компресорно-конденсаторного блоку AIRCUBE KSCK 112D, холодопродуктивністю 39 кВт.

З каталогів фірми «Арктос» підбираємо вентиляційні решітки (припливні й витяжні) – АРН 400х950 (21 шт.).

8 РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який володіє досить хорошими термодинамічними властивостями. Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_0) і температурою конденсації (t_k) [4].

Температура кипіння:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (8.1)$$

$$t_0 = 10 - 4 = 6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Приймаємо $\Delta t_0 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для поверхневих випарників.

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_{\text{н}} + (8 \dots 15) \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (8.2)$$

$t_{\text{н}} = 26,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$t_k = 26,4 + 10 = 36,4 \text{ }^\circ\text{C};$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

$$\Delta t_k = 5 \text{ }^\circ\text{C};$$

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ }^\circ\text{C}; \quad (8.3)$$

$$t_3 = 36,4 - 5 = 31,4 \text{ }^\circ\text{C};$$

Задаємося перегрівом пари холодильного агента в обмотках ел. двигуна компресора: $\Delta t_{bc} = 5 \text{ }^\circ\text{C};$

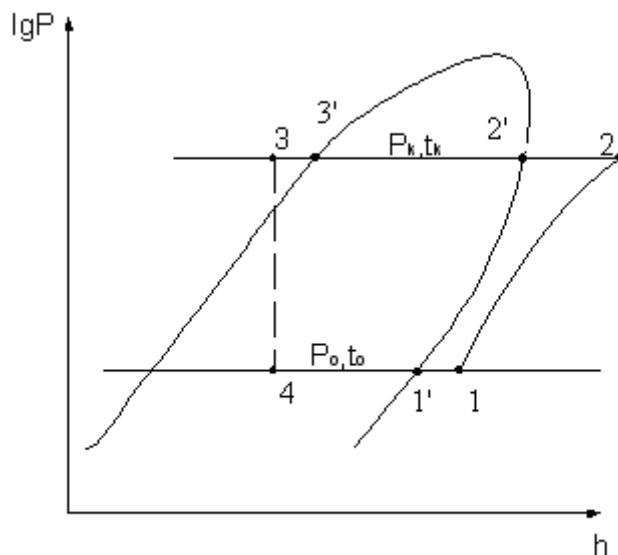
Перегрівши у випарнику - $\Delta t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C};$

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc} \text{ }^\circ\text{C}; \quad (8.4)$$

$$t_1 = 6 + 10 = 16 \text{ }^\circ\text{C};$$

Побудуємо цикл в $\lg p$ - h діаграмі і визначимо параметри точок процесів:



Таблиця 8.1-Параметри крапок

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

	P, Бар	t, °C	h, кДж/кг	v, м ³ /кг
1	5.6	16	425	0,043
2	16,5	55	450	
3	18	31.4	245	
4	6,6	6	260	
1'	5.6	6	418	
2'	16,5	38	430	
3'	18	38	260	

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Питома холодовиробничість:

$$q_0 = h_1 - h_4 \text{ кДж/кг}; \quad (8.5)$$

$$q_0 = 425 - 260 = 165 \text{ кДж/кг};$$

Питоме тепло конденсації:

$$q_K = h_2 - h_3 \text{ кДж/кг}; \quad (8.6)$$

$$q_K = 450 - 245 = 205 \text{ кДж/кг};$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_V = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3; \quad (8.7)$$

$$q_V = \frac{165}{0,043} = 3837,21 \text{ кДж/м}^3;$$

Питома адіабатна робота стискування:

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}; \quad (8.8)$$

$$l_a = 450 - 425 = 25 \text{ кДж/кг};$$

Масова витрата холодильного агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}; \quad (8.9)$$

$$M_a = \frac{35,335}{165} = 0,21 \text{ кг/с};$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_a, \text{ кВт}; \quad (8.10)$$

$$N_a = 0,21 \cdot 25 = 5,25 \text{ кВт};$$

Дійсний об'єм:

$$V_d = M_a \cdot V_1, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (8.11)$$

$$V_d = 0,21 \cdot 0,043 = 0,009 \text{ м}^3/\text{с};$$

Коефіцієнт враховує вплив мертвого простору:

$$\lambda_c = 0,92 - 0,02 \cdot \left(\left[\frac{P_k}{P_0} \right] - 1 \right); \quad (8.12)$$

$$\lambda_c = 0,92 - 0,02 \cdot \left(\left[\frac{16,5}{5,5} \right] - 1 \right) = 0,88;$$

Коефіцієнт враховує об'ємні втрати в компресорі:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k}; \quad (8.13)$$

$$\lambda_w = \frac{279}{309,4} = 0,9;$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		51

Коефіцієнт подачі поршневого компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w ; \quad (8.14)$$

$$\lambda = 0,88 \cdot 0,9 = 0,792 ;$$

Об'єм описаний поршнями компресора:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (8.15)$$

$$V_h = \frac{0,009}{0,792} = 0,011 \text{ м}^3/\text{с};$$

Ефективний ККД:

$$\eta = \lambda_w + b \cdot t_0 ; \quad (8.16)$$

$$\eta = 0,9 + 0,001 \cdot 6 = 0,906 ;$$

Електрична потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta}, \text{ кВт}; \quad (8.17)$$

$$N_i = \frac{5,25}{0,906} = 5,79 \text{ кВт};$$

Потужність тертя в циліндрах:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр}, \text{ кВт}; \quad (8.18)$$

$$N_{тр} = 0,011 \cdot 40 = 0,44 \text{ кВт};$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} \text{ кВт}; \quad (8.19)$$

$$N_e = 5,79 + 0,44 = 6,23 \text{ кВт};$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		52

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_d = \frac{Q_0}{N_e}; \quad (8.20)$$

$$\text{COP}_d = \frac{35,335}{6.23} = 5,67;$$

Коефіцієнт перетворення Карно:

$$\text{COP}_k = \frac{T_0}{T_k - T_0}; \text{COP}_k = \frac{279}{309,4 - 279} = 9,17; \quad (8.21)$$

Дійсна міра термодинамічної досконалості:

$$\text{СТС}_d = \frac{\text{COP}_d}{\text{COP}_k}; \text{СТС}_d = \frac{5,67}{9,17} = 0,61; \quad (8.22)$$

9 РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолодному середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолодного середовища конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунках застосовується конденсатор з повітряним охолодженням. Завдання теплового розрахунків полягає у визначенні площі теплопередаючої поверхні апарата і його основних геометричних розмірів [8].

Конденсатор повітряний, трубчасто-ребристий типу.

Вихідні дані для розрахунків:

$$Q_k = Q_0 + N_e \text{ кВт}; \quad (9.1)$$

$$Q_k = 97 + 19,16 = 116,16 \text{ кВт};$$

де: Q_0 - холодопродуктивність, кВт, N_e - ефективна потужність, кВт.

$t_n = 26,4^\circ\text{C}$; $h = 57,4 \text{ кДж/кг}$ – параметри зовнішнього середовища.

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$t_k = t_H + (8...15) \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9.2)$$

$$t_k = 26,4 + 10 = 36,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Температура повітря на вході в конденсатор $t_{\text{ВХ}}=26,4 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Приймаємо нагрівання повітря в конденсаторі $\Delta t = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$;

$$t_{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ВХ}} + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9.3)$$

$$t_{\text{ВЫХ}} = 26,4 + 5 = 31,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{CP}} = (26,4 + 31,4) / 2 = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Повітряний конденсатор виконаний з мідних труб $d_H \cdot \delta = 15 \cdot 1,5 \text{ мм}$ із алюмінієвим оребренням.

Тип пучка труб – шаховий.

Крок труб по фронту та по ходу повітря однаковий $S_1 = S_2 = 34 \text{ мм}$.

Ребро: матеріал ребра – алюміній $\lambda_p = 200 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;

Крок ребра $S_p = 3,5 \text{ мм}$;

Висота ребра $h_p = 0,785 \text{ м}$;

Ширина ребра $B_p = 0,037 \text{ м}$;

Товщина ребра $\delta_p = 0,0003 \text{ м}$;

Середньолагорифмічний температурний напір:

$$\Theta_m = \frac{t_{\hat{a}\hat{a}\hat{o}} - t_{\hat{a}\hat{o}}}{\ln \frac{t_k - t_{\hat{a}\hat{o}}}{t_k - t_{\hat{a}\hat{o}}}} = \frac{36 - 31}{\ln \frac{41 - 31}{41 - 36}} = 7,21 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9.4)$$

Площа теплопередаючої поверхні труби довжиною 1м:

Внутрішня:

$$F_{\text{ВН1}} = \pi \cdot d_{\text{ВН}}, \text{ м}^2; \quad (9.5)$$

$$F_{\text{ВН1}} = 3,14 \cdot 0,0135 = 4,24 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

Зовнішня несуча поверхня труби:

$$F_o = \pi \cdot d_o \text{ м}^2;$$

(8.6)

$$F_o = 3,14 \cdot 0,015 = 4,71 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Повна зовнішня поверхня ребер і міжреберних ділянок:

$$F_{H1} = F_{p1} + F_{mp1} = 1/S_p \cdot [2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_o / 4) + (S_p - \delta_p) \cdot \pi \cdot d_o] \text{ м}^2; \quad (9.7)$$

$$F_{H1} = 1/3,5 \cdot 10^{-3} \cdot [2 \cdot (0,034 \cdot 0,034 - 3,14 \cdot 0,0152 / 4) + (0,0035 - 0,0003) \cdot 3,14 \cdot 0,015] = 0,603 \text{ м}^2;$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = F_H / F_{BH}; \quad (9.8)$$

$$\beta = 0,603 / 4,24 \cdot 10^{-2} = 14,22;$$

Зовнішній ступінь оребрення:

$$\varphi_H = F_H / F_o; \quad (9.9)$$

$$\varphi_H = 0,603 / 4,71 \cdot 10^{-2} = 12,8;$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні визначимо по рівнянню:

$$Nu = 0,178 \cdot Re^{0,6} \cdot (L/d_{\text{эКВ}})^{-0,14}; \quad (9.10)$$

де: $d_{\text{эКВ}}$ – еквівалентний діаметр;

$$d_{\text{эКВ}} = (2 \cdot (S_1 - d_o) \cdot (S_p - \delta_p)) / (S_1 - d_o) + (S_p - \delta_p) \text{ мм}; \quad (9.11)$$

$$d_{\text{эКВ}} = (2 \cdot (34 - 15) \cdot (3,5 - 0,3)) / (34 - 15) + (3,5 - 0,3) = 5,48 \text{ мм};$$

$L = S_1 = 34$ мм – ширина ребра, рівна кроку труб S .

При середній температурі повітря в апарату визначимо параметри повітря:

$$t_{B, \text{cp}} = t_k - \theta_m \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9.12)$$

$$t_{B, \text{cp}} = 26,4 - 7,21 = 29,19 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$\lambda_B = 0,0266$ Вт/м·к; - питома теплопровідність;

$\nu_B = 16,7 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кінематична в'язкість;

$\rho_B = 1,16$ кг/м³ – щільність повітря;

Приймаємо швидкість повітря $\omega = 5$ м/с;

Критерій Рейнольдса:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$Re = (\omega \cdot d_{\text{ЭКВ}}) / \nu ; \quad (9.13)$$

$$Re = 5 \cdot 5,48 \cdot 10^{-3} / 16,7 \cdot 10^{-6} = 1641;$$

$$\alpha_B = 0,178 \cdot (\lambda_B / d_{\text{ЭКВ}}) \cdot Re^{0,6} \cdot (L / d_{\text{ЭКВ}})^{-0,14} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; \quad (9.14)$$

$$\alpha_B = 0,178 \cdot (0,266 / 5,48 \cdot 10^{-3}) \cdot 1641^{0,6} \cdot (34 / 5,48)^{-0,14} = 56,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \text{th}(m \cdot h') / m \cdot h'; \quad (9.15)$$

$$E = \text{th}(43,55 \cdot 0,0053) / 43,55 \cdot 0,0053 = 0,98;$$

$$h' = d_o / 2 \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg \rho) \text{ м} ;$$

$$(8.16)$$

$$h' = 0,015 / 2 \cdot (1,61 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg 1,61) = 0,0053 \text{ м};$$

$$m = \sqrt{2 \cdot \alpha_B / \lambda_p \cdot \delta_p}; \quad (9.17)$$

$$m = \sqrt{2 \cdot 56,9 / 200 \cdot 0,0003} = 43,55;$$

Коефіцієнт тепловіддачі, наведений а внутрішньої поверхні труби:

$$\alpha_{\text{пр.вн}} = \alpha_B \cdot ((F_{p1} / F_{\text{вн1}}) \cdot E + F_{\text{мп1}} / F_{\text{вн1}}) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; \quad (9.18)$$

$$\alpha_{\text{пр.вн}} = 56,9 \cdot ((0,5596 / 4,24 \cdot 10^{-2}) \cdot 0,98 + 4,31 \cdot 10^{-2} / 4,24 \cdot 10^{-2}) = 793,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

Рівняння для щільності теплового потоку від внутрішньої поверхні стінки труби до повітря:

$$q_B = \alpha_{\text{пр.вн}} \cdot \theta_B \text{ Вт/м}^2; \quad (9.19)$$

$$q_B = 793,8 \cdot \theta_B, \text{ Вт/м}^2;$$

$\theta_B = t_{\text{ст}} - t_B$ – температурний напір між стінкою труби й повітрям .

Рівняння для щільності теплового потоку від R407C до внутрішньої поверхні труби:

$$q_o = \alpha_a \cdot \theta_a, \text{ Вт/м}^2; \quad (9.20)$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі, що конденсується в горизонтальній трубі R407C застосуємо формулу:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{g \cdot r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 / \mu \cdot \theta_a \cdot d_{вн}}; \quad (9.21)$$

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{9,81 \cdot 161,6 \cdot 1149^2 \cdot 0,07813^3 / 1,09 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0135 \cdot 103 \cdot \theta_a} = 3673,4 \cdot \theta_a^{0,75};$$

$r = 161,6$ кДж/кг – схована теплота паротворення R 407C при $t_k = 41^\circ\text{C}$ [17];

$\rho = 1149$ кг/м³ – щільність рідкого R 407C [17];

$\lambda = 0,0781$ Вт/м·к – теплопровідність рідкого R 407C [17];

$\mu = 1,09 \cdot 10^{-4}$ Па·с – динамічна в'язкість R 407C [17];

Визначимо питому щільність теплового потоку:

θ	1	2	3	4
$q_v = 793,8 \cdot \theta_v$	793,8	1592	2382	3184
$q_a = 3673,4 \cdot \theta_a^{0,75}$	3673,4	6177,2	-	-

$$\theta^a = 1,82 \text{ гради}; \quad \theta_v = 5,41 \text{ гради}; \quad q_{вн} = 4550 \text{ Вт/м}^2; \quad \theta_m = 7,21 \text{ гради};$$

Коефіцієнт тепловіддачі R407C:

$$\alpha_a = q_{вн} / \theta_a \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к}; \quad (9.22)$$

$$\alpha_a = 4550 / 1,82 = 2500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к};$$

Коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до внутрішньої поверхні:

$$K_{вн} = q_{вн} / \theta_m \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к}; \quad (9.23)$$

$$K_{вн} = 4550 / 7,21 = 631,1 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к};$$

Коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні труби:

$$K_n = K_{вн} / \beta \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к}; \quad (9.24)$$

$$K_n = 631,1 / 14,22 = 44,37 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к};$$

Площа зовнішньої поверхні конденсатора:

$$F_n = Q_k / q_{вн} \cdot \beta \text{ м}^2; \quad (9.25)$$

$$F_n = (116\,160 / 4550) \cdot 14,22 = 230,02 \text{ м}^2;$$

Загальна довжина труб у конденсаторі:

$$\Delta p = 0,233 \cdot 3 \cdot (5 \cdot 1,16)^{1,8} \cdot (34/3,5 - 0,3)^{0,47} = 49,46 \text{ Па} \approx 50 \text{ Па}.$$

Загальна площа зовнішньої поверхні конденсатора:

$$F = Z \cdot l \cdot f_{н1} \text{ м}^2; \tag{9.34}$$

$$F = 3 \cdot 142 \cdot 0,603 = 256,878 \text{ м}^2 \approx 257 \text{ м}^2.$$

10 ОХОРОНА ПРАЦІ

Фреони (інша їхня назва - хлорфторуглероди) являє собою безбарвні гази або рідини, без заходу, як правило, добре розчинні в органічних розчинниках, а також у багатьох мастилах і практично нерозчинні у воді. Фреони - це суміш метану й етана, у яких атоми водню заміщаються атомами фтору й хлору [11,12].

Завдяки своїм термодинамічним властивостям, фреони знайшли широке практичне застосування як холодоносії в холодильних машинах, у кондиціонерах, у парфумерії й медицині для створення аерозолів. Усі холодоагенти, використовувані в побутових приладах, є негорючими й нешкідливими для людей речовинами. Крім використання як холодоносіїв, фреони застосовують у якості пропелантов, для гасіння пожеж (наприклад, фреон 13В1). У промисловості найчастіше використовуються фреони R-12, R-22, R-134a, R-407C, R-410A.

Склад R407C: R32 – 23%; R125 – 25%; R134a – 52%;

Токсичність R407C:

практично нешкідливий при вдиханні пари.

при термічному розкладанні під дією високої температури виділяє токсичні речовини.

при влученні на шкіру в рідкій фазі можливі обмороження.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

вентиляції й витяжних систем противодимної вентиляції при наступних умовах:

- витяжні системи загальнообмінної вентиляції не обслуговують приміщення категорій А, Б и В1, склади категорій А, Б, В1 і В2, а також устаткування систем місцевих відсосів вибухонебезпечних сумішей;
- на повітряводах витяжних систем загальнообмінної вентиляції (у місцях приєднання їх до вибросної шахти) встановлюються протипожежні нормально відкриті клапани.

У СНіП 41-01 регламентуються умови прокладки транзитних повітряводів у межах одного пожежного відсіку й за межами пожежного відсіку, що обслуговується: зазначені нормовані межі вогнестійкості транзитних воздуховодов і протипожежних клапанів.

Заходи пожежної безпеки людей вимагають серйозного проектного пророблення систем протипожежного захисту.

Класи вибухонебезпечних зон:

Вибухонебезпечна зона - це приміщення або обмежений простір у приміщенні або зовнішній установці, у якому є або можуть утворюватися вибухонебезпечні суміші.

Якщо обсяг вибухонебезпечної суміші, що звертається в технологічному процесі, перевищує 5 % вільного обсягу приміщення або якщо при запаленні вибухонебезпечної суміші розвивається надлишковий тиск вибуху, що перевищує 5 кПа, то вибухонебезпечною зоною вважається весь обсяг цього приміщення. При меншому обсязі або при меншому тиску вибуху вибухонебезпечною зоною вважається простір у межах до 5 м по горизонталі й вертикалі від технологічного апарата.

Клас вибухонебезпечної зони, згідно з яким виконуються вибір і розміщення електроустановок, в залежності від частоти і тривалості

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

присутнього вибухонебезпечного середовища визначається технологами разом з електриками проектної або експлуатаційної організації.

Клас вибухонебезпечних зон характерних виробництв та категорія і група вибухонебезпечної суміші повинні відобразитися в нормах технологічного проектування або в галузевих переліках виробництв з вибухопожежонебезпеки.

Газо-, пароповітряні вибухонебезпечні середовища утворюють вибухонебезпечні зони класів 0, 1, 2, а пилоповітряні - вибухонебезпечні зони класів 20, 21, 22.

Даний об'єкт належить до 2 класу вибухонебезпечних зон.

Вибухонебезпечна зона класу 2 - простір, у якому вибухонебезпечне середовище за нормальних умов експлуатації відсутнє, а якщо воно виникає, то рідко і триває недовго. У цих випадках можливі аварії катастрофічних розмірів (розрив трубопроводів високого тиску або резервуарів значної місткості) не повинні розглядатися під час проектування електроустановок.

Частоту виникнення і тривалість вибухонебезпечного газо-, пароповітряного середовища визначають за правилами (нормами) відповідних галузей промисловості.

Класи пожежонебезпечних зон:

Пожежонебезпечною зоною називається простір усередині й поза приміщенням, у межах якого постійно або періодично є в обігу горючі (спаленні) речовини й у яким вони можуть перебувати при нормальному технологічному процесі або при його порушеннях.

Розрізняють 4 класу пожежонебезпечних зон: П-І; П-ІІ; П.- ІІА; П-ІІІ

Даний об'єкт належить до П-ІІІ класу пожежонебезпечних зон так як розташований поза приміщеннями, що містять горючі матеріали. П-ІІІ -

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

розташовані поза приміщеннями, що містять горючі матеріали. Зони класу П-ІІІ розташовані поза приміщенням зон, у яких є в обігу горючі рідини або тверді горючі речовини.

Категорії приміщень і будинків по пожежобезпеці:

Для правильного вибору заходів щодо пожежного захисту необхідно встановити категорію пожежної небезпеки будинку (спорудження). ЗАЛЕЖНО від категорії пожежної небезпеки будинку (спорудження) і необхідної площі поверхів установлюють ступінь вогнестійкості будинку (спорудження), кількість поверхів, довжину шляху евакуації, і т.д.

Категорії приміщень і будинків (або частин будинків між протипожежними стінами - пожежних відсіків) виробничого й складського призначення по вибухопожежної і пожежної небезпеки встановлюють залежно від кількості й пожежовибухонебезпечних властивостей, що перебувають у них речовин і матеріалів.

Приміщення й будинку відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24 - 86 підрозділяються на категорії А, Б, В, Г и Д.

Данна споруда належить до категорії Д так як використовують негорючі речовини й матеріали в холодному стані.

Д - використовують негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Допускається відносити до категорії Д приміщення, у яких перебувають горючі рідини в системах змащення, охолодження й гідроприводу встаткування не більш 60 кг в одиниці встаткування при тиску не більш 0.2 МПа, кабельні електропроводки до встаткування, окремі предмети меблів на робочих місцях.

Категорія вибухопожежоної і пожежної небезпеки приміщень і будинків визначається для найбільш несприятливого відносно пожежі або вибуху періоду, виходячи з виду приміщення, що перебувають в апаратах і,

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		63

горючих речовин і матеріалів, їх кількості й пожароопасних властивостей, особливостей технологічних процесів.

Організація безпечної експлуатації електроустановок:

Керівник підприємства зобов'язано забезпечити зміст, експлуатацію й обслуговування електроустановок відповідно до вимог діючих нормативних документів. Для цього він зобов'язаний:

- призначити відповідального за справний стан і безпечну експлуатацію електрогосподарства із числа ІТП, що мають електротехнічну підготовку й минулих перевірку знань у встановленому порядку;
- забезпечити необхідна кількість електротехнічних працівників;
- затвердити Положення про енергетичну службу підприємства, а також посадові інструкції й інструкції з охорони праці;
- установити такий порядок щоб працівники, на яких покладені обов'язки по обслуговуванню електроустановок вели ретельні спостереження за дорученим і встаткуванням;
- забезпечити перевірку знань працівників у встановлений термін;
- забезпечити проведення протиаварійних і профілактичних випробувань і вимірів електроустановок;
- забезпечити проведення технічного огляду електроустановок.

Класифікація приміщень по ступеню небезпеки поразки людей електричним струмом:

ПУЭ (6- изд.) у разд. 1.1.13 визначають відносно небезпеки поразки людей електричним струмом наступні класи приміщень:

1. Приміщення без підвищеної небезпеки, у яких відсутні умови, що створюють підвищену або особливу небезпеку.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

2. Приміщення з підвищеною небезпекою їх, що характеризуються наявністю однієї з наступних умов, що створюють підвищену небезпеку:

3. Особливо небезпечні приміщення, що характеризуються наявністю однієї з наступних умов, що створюють особливу небезпеку:

4. Території розміщення зовнішніх електроустановок. ВІДНОСНО небезпеки поразки людей електричним струмом ці території прирівнюються до особливо небезпечних приміщень.

Даний об'єкт належить до 1 класу приміщень по ступеню небезпеки поразки людей електричним струмом.

Пожежна автоматична сигналізація:

Пожежна сигналізація є важливим заходом запобігання великих пожеж. При відсутності пожежної сигналізації від моменту виявлення пожежі до виклику пожежних підрозділів проходить великий проміжок часу, що в більшості випадків приводить до повного охоплення приміщення полум'ям. Основне завдання автоматичної пожежної сигналізації - виявлення початкової стадії пожежі, передача повідомлення про місце й часу його виникнення й при необхідності включення автоматичних систем пожежогасіння.

У цей час найбільш часте використовують теплові, димові, світлові й звукові пожежні повідомлювачі.

Запобігання розвитку пожежі здійснюється не тільки від швидкості його виявлення, але й від вибору засобів способів пожежогасіння.

Висновок:

У цій частині дипломного проекту були викладені вимоги до об'єкта виходячи з вимог по охороні праці. Створені умови повинні забезпечити комфортні умови у ресторані. Були проведені розрахунки вентиляційної

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

системи, розрахунки оптимального освітлення виробничого приміщення, а також розрахована система пожежогасіння кількості сплинкерних розеток і вогнегасників. Дотримання умов, що визначає оптимальні параметри дозволить зберегти гарну працездатність персоналу протягом усього робочого дня, підвищить як у кількісному, так і в якісному відношенні продуктивність їх праці, а також відобразиться на створенні комфортних умов для відвідувачів.

11 Оцінка науково-технічної ефективності розробки нової технології, нового обладнання та інших інновацій

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

– *науково-технічний ефект*, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

– *економічний ефект* полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

– *соціальний ефект*, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;

– *маркетинговий ефект*, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника (O_{НТЕ}),

										Арк.
										66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8					

який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (11.1)$$

де $K^{\Phi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K^{\Pi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K^{\Phi}_{НТЕ}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 5.1).

Таблиця 11.1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня
науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Ниже кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Ниже вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства	1 – 2	

Арк.

КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8

67

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

		(об'єднання)		
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають $K^{\Phi}_{НТЕ}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розробляють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 1.

До числа специфічних показників відносять:

- для нової техніки: продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;
- для нових матеріалів і речовин: вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;
- для нових технологій: якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення $K^{\Phi}_{НТЕ}$ у табл. 2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 11.2

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

									Арк.
									68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології	
	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новізни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
– тепла, Гкал	5,14	6,85
– електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
– води, м ³	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3, \quad (11.2)$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 11.3).

Таблиця 11.3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	8	8	9	8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
2	Перспективність	6	7	6	6,33	2,21 (6,33 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						6,78

$$НТЕ = 8,33 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 6,78$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{НТЕ}$):

$$K_{НТЕ} = \frac{НТЕ}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 3.3 можна дійти до висновку, що $K_{НТЕ}$ відповідає 67,8 %, тобто:

$$\frac{6,78}{10} \cdot 100 = 67,8 \% .$$

В тому випадку, коли значення $K_{НТЕ}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

12 ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

Причини виникнення пожеж і основні принципи їх гасіння

Пожежна безпека:

Пожежа - це стихійне поширення горіння, яке виявляється в нищівній дії вогню, що вийшов з-під контролю людини. Пожежі можуть виникнути як наслідок уражаючого фактора від світлового випромінювання ядерного

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вибуху, при застосуванні звичайних засобів ураження і спеціальних. Стихійні пожежі можуть виникнути внаслідок розрядів блискавки, непогашеного сірки-ка, тліючого недопалка, неправильного користування електроприладами, несправності нагрівних приладів, механічного нагрівання та іскроутворення [13].

Пожежі завдають величезного матеріального збитку і у ряді випадків супроводяться загибеллю людей. Тому захист від пожеж є найважливішим обов'язком кожного члена суспільства і проводиться в загальнодержавному масштабі.

Протипожежний захист має своїй на меті дослідження найбільш ефективних, економічно доцільних і технічно обґрунтованих способів і засобів запобігання пожежам і їх ліквідації з мінімальним збитком при найбільш раціональному використанні сил і технічних засобів гасіння.

Пожежна безпека — це стан об'єкту, при якому унеможлиблюється пожежі, а в разі його виникнення використовуються необхідні заходи по усуненню негативного впливу небезпечних чинників пожежі на людей, споруди і матеріальних цінностей.

Пожежна безпека може бути забезпечена заходами пожежної профілактики і активного пожежного захисту. Пожежна профілактика включає комплекс заходів, направлених на запобігання пожежі або зменшення його наслідків. Активний пожежний захист це заходи, що забезпечують успішну боротьбу з пожежами або вибухонебезпечною ситуацією.

Причини виникнення пожеж на підприємствах:

Пожежа на підприємстві завдає великого матеріального збитку народному господарству і дуже часто супроводиться нещасними випадками з людьми.

Основними причинами, сприяючими виникненню і розвитку пожежі, є: порушення правил вживання і експлуатації приладів і устаткування з НРІЗЬКИМ протипожежним захистом;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

використання при будівництві у ряді випадків матеріалів, що не відповідають вимогам пожежної безпеки; відсутність на багатьох об'єктах народного господарства і в підрозділах пожежної охорони ефективних засобів боротьби з вогнем.

Машинобудівні підприємства відрізняються підвищеною пожежною небезпекою, оскільки характеризується складністю виробничих процесів; наявністю значних кількостей ЛВЖ і ГЖ, зріджених горючих газів, твердих матеріалів, що згорають; великою оснащеністю електричними установками і іншими.

Причини:

- 1) Порушення технологічного режиму - 33%.
- 2) Несправність електроустаткування - 16 %.
- 3) Погана підготовка до ремонту устаткування - 13%.
- 4) Самозагорання промасленого дрантя і інших матеріалів - 10%

А також порушення норм і правил зберігання пожароопасних матеріалів, необережне поводження з вогнем, використання відкритого вогню факелів, паяльних ламп, куріння в заборонених місцях, невиконання протипожежних заходів щодо устаткування пожежника водопостачання, пожежній сигналізації, забезпечення первинними засобами пожежогасінні і др.

Заходи по пожежній профілактиці:

Основи протипожежного захисту підприємств визначені стандартами

ГОСТ 12.1. 004 - 76 "Пожежна безпека"

ГОСТ 12.1.010-76 "Вибухобезпечність. Загальні вимоги"

Цими Гостами можлива частота пожеж і вибухів допускається такої, щоб вірогідність дії небезпечних чинників на людей протягом року не перевищувала 10-6 на людину.

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

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Режимні заходи - заборона куріння в невстановлених місцях, заборона зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасних приміщеннях і тому подібне.

Експлуатаційні заходи - своєчасна профілактика, огляди, ремонти і випробування технологічного устаткування.

Всі будівельні конструкції по межі вогнестійкості підрозділяються на 8 мір від 1/7 ч до 2ч.

Залежно від міри вогнестійкості найбільші додаткові відстані від виходів для евакуації при пожежах.

Технічні заходи — це дотримання протипожежних норм при евакуації систем вентиляції, опалювання, освітлення, ел. забезпечення і так далі.

— використання всіляких захисних систем;

— дотримання параметрів технологічних процесів і режимів роботи устаткування.

Способи і засоби гасіння пожеж:

У практиці гасіння пожеж найбільшого поширення набули наступні принципи припинення горіння:

- 1) ізоляція вогнища горіння від повітря або зниження концентрації кисню шляхом розбавлення повітря негорючими газами (вуглеводи $CO_2 < 12-14\%$).
- 2) охолодження вогнища горіння нижче певних температур;
- 3) інтенсивне гальмування (інгібування) швидкості хімічної реакції в полум'ї;
- 4) механічний зрив полум'я струменем газу або води;
- 5) створення умов огнепреірадження (умов, коли полум'я поширюється через вузькі канали).

Речовини, які створюють умови, при яких припиняється горіння, називаються огнегасящими. Вони мають бути дешевими і безпечними в експлуатації не приносяти шкоди матеріалам і об'єктам.

Вода є хорошим огнегасящим засобом, що володіє наступними достоїнствами: дія, що охолоджує, розбавлення горючої суміші паром (при

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		73

випарі води її об'єм збільшується в 1700 разів), механічна дія на полум'я, доступність і низька вартість, хімічна нейтральність.

Гасіння пожеж водою виробляють установками: пожежними автомашинами і водяними стволами. Для подачі води в ці установки використовують водопроводи.

Пару застосовують в умовах обмеженого повітрообміну, а також в закритих приміщеннях з найбільш небезпечними технологічними процесами. Гасіння пожежі парою здійснюється за рахунок ізоляції поверхні горіння від довкілля. При гасінні необхідно створити концентрацію пари приблизно 35% піни застосовують для гасіння твердих і рідких речовин, не вступаючих у взаємодію з водою. Огнегасящий ефект при цьому досягається за рахунок ізоляції поверхні горючої речовини від навколишнього повітря. Огнетушащие властивості піни визначаються її кратністю ? відношенням об'єму піни до об'єму її рідкої фази, стійкістю дисперсності, в'язкістю. Залежно від способу здобуття піни ділять на хімічних і механічних для повітря.

Хімічна піна утворюється при взаємодії розчинів кислот і лугів у пррїсутності піноутворюючої речовини і є концентрованою емульсією двоокису вуглецю у водному реакторі мінеральних солей. Вживання хімічних солей складне і дороге, тому їх вживання скорочується.

Механічну для Повітря піну низької (до 20), середньої (до 200) і високої (понад 200) кратності отримують за допомогою спеціальної апаратури і піноутворювачів ПО-1, ПО-ІД, ПО-6К і так далі.

Інертні газоподібні розчинники; двоокис вуглецю, азот, димові і відпрацьовані гази, пара, аргон та інші.

Інгібітори на основі граничних вуглеводнів, в яких один або декілька атомів водню заміщено атомами галоїдів (фтор, хлор, бром). Галоїдоугльоводороди погано розчиняються у воді, але добре змішуються з багатьма органічними речовинами:

тетрафтордїброметан (хладон 114В2);

бромистий метилен; трїфторбромметан (хладон 13В1):

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

3, 5, 7, 4НД, СЖБ, БФ (на основі бромистого етилу);

Порошкові склади не дивлячись на їх високу вартість, складність в експлуатації і зберіганні, широко застосовують для припинення горіння твердих, рідких і газоподібних горючих матеріалів. Вони є єдиним засобом гасіння пожеж лужних металів і металоорганічних сполук. Для гасіння пожеж використовується також пісок, ґрунт, флюси. Порошкові склади не володіють електропровідністю, не корозують метали і практично не токсичні.

Широко використовуються склади на основі карбонатів і бікарбонатів натрію і калія.

Апарати пожежогасінні: пересувні (пожежні автомобілі), стаціонарні установки, вогнегасники.

Автомобілі призначені для виготовлення огнегасящих речовин, використовуються для ліквідації пожеж на значній відстані від їх дислокації і підрозділяються на:

автоцистерни (вода, механічна для повітря піна) АЦ-40 2,1 -5м³ води;

спеціальні -АП-3, порошок ПС і ПСБ-3 3,2т.;

аеродромні;

вода, хладон.

Стаціонарні установки призначені для гасіння пожеж в початковій стадії їх виникнення без участі людини. Підрозділяються на водяних, пінних, газових, порошкових, парових. Можуть бути автоматичними і ручними з дистанційним управлінням.

Вогнегасні пристрої для гасіння пожеж вогнегасною речовиною використовують для ліквідації невеликих пожеж.

Ручний пожежний інструмент - це інструмент для розкриття і розбирання конструкцій і проведення аварійно - рятувальних робіт при гасінні пожежі. До них відносяться: крюки, ломи, сокири, відра, лопати, ножиці для різання металу. Інструмент розміщується на видному і доступному місці на стендах і щитах.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

Висновок: Проведений аналіз даного розділу дозволяє зробити висновок, що основними причинами сприяючими виникнення і розвитку пожежі є: порушення технологічного режиму, несправність електроустаткування, погана підготовка до ремонту устаткування, само загорання промасленого дрантя і інших матеріалів. Дотримання заходів по пожежній профілактиці які визначені стандартами протипожежного захисту в ГОСТ 12.1.004-76 “Пожежна безпека”, ГОСТ 12.1.010-76 “Вибухобезпечність. Загальні вимоги” зведе до мінімальної можливості виникнення пожежі.

ПЕРЕЛІК ВИКОНАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kibert C. Construction Ecology. Nature as the basis for green buildings. [Spon press]. Canada, 2007. 328 p.
2. Дячук О. «Утилізація тепла і енергоефективність систем вентиляції»
3. Енергоефективність будівель. Розрахунок енергоспоживання при опаленні та охолодженні [Текст]: ДСТУ Б EN ISO 13790:2011.– На заміну ГОСТ 26629.85; чинний з 01.01.2013. – К. : НДІБК, 2011. – 229 с.
4. Development of a data model for consumption analysis and prediction of large-scale commercial building / [Fangting Song, Yi Jiang, Anne Le Mouel and other] // Building Simulation, 2007. - P. 1601-1609.
5. Проектування. Настанова з розроблення та складання енергетичного паспорта будинків при новому будівництві та реконструкції [Текст]. ДСТУ Н Б А.2.2.5:2007.– Уведено вперше ; чинний від 2008.07.01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2008. – 44 с.
6. ДБН В.2.2-9:2018 – Громадські будинки та споруди.
7. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Укрархбудінформ, 2013. – V, 141 с.
8. ДСТУ Б EN 15251:2013. Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проектування та оцінки енергетичних характеристик будівель

					КРБ.ХУІКП.1.490-03.1.8	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики. – Чинні від 01.01.2013. – Київ: Укрархбудінформ, 2012. – 71 с.

9. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – Чинні від 01.11.2011. – Київ: Укрархбудінформ, 2011. – IV, 123 с.

10. Липа А. И. Кондиционирование воздуха: теоретические основы / А. И. Липа. – Одесса, ВМВ, 2015. – 607с.

11. Белова Е.М. Системи кондиціонування повітря з чиллерами і фанкойлами / Белова Е.М. – М.: Євроклімат, 2003р. – 400.

12. Семенов Ю.В. Системи кондиціонування повітря з поверхневими повітряохолоджувачами / М. : ТЕХНОСФЕРА, 2014 р. - 272 с.

13. Павленко В. М., Ткаченко Д. О. Оцінювання ефективності використання рекуператора в системах вентиляції офісних приміщень – 2018р.

14. Е.В. Стефанов «Вентиляція і кондиціонування повітря», 2005 р

15. Ратушняк Г. С. Експлуатація систем теплопостачання та вентиляції / Г. С. Ратушняк, Г. С. Попова. – Вінниця : ВДТУ, 2001. – 122 с

16. І.А. Пономарчук. Вентиляція та кондиціонування повітря: Навчальний посібник/ Пономарчук І.А., Волошин О.Б. – Вінниця: ВНТУ, 2004.- 121с.

17. Вентиляція офісу - як це виглядає. – Режим доступу: <https://ventportal.com/ua/node/528>

18. Вентиляція і кондиціонування повітря. – Режим доступу: <https://buklib.net/books/35231/>

19. EN 13779:2007. Ventilation for non-residential buildings – Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems.

20. Кондиціонування та вентиляція повітря Е. Г. Братута, А. М. Ганжа, О. В. Круглякова, В. В. Чубарова Харків : НТУ «ХП», 2009. 128 с.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.8	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		