

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему «**Проект системи кондиціонування центру незламності "Шафран"
на 120 осіб, м.Одеса**»

Здобувача Бондаренко О.О

IV курсу групи ЕН-ск141

Керівник доцент Жихарєва Н.В.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультант доцент Когут В.О.
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 31.05__2024 р., протокол № 12

Завідувач кафедри ХУіКП

(назва кафедри)

(підпис)

Михайло ХМЕЛЬНЮК

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2024

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«01» березня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Бондаренко Олег Олександрович

1. Тема роботи Проект системи кондиціонування центру незламності «Шафран»,
на 120 осіб м.Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 31.08.2023 р. наказ № 487-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи

Місце знаходження об'єкту - місто Одеса

Найменування об'єкту – центр незламності «Шафран» Географічна широта - 48°.

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

ентальпія зовнішнього повітря – $h = 62$ кДж/кг;

Відносна вологість повітря у приміщенні влітку та взимку $\varphi_{п} = 60\%$ та 50%

Як робоче тіло було прийнято (R407C)

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Аналіз і техніко-економічне обґрунтування проекту,

2. Основні вхідні данні проекту,

3. Розрахунок процесів літнього та зимового кондиціонування

4. Вибір і розрахунок припливної установки,

5. Оцінка науково-технічної ефективності, 6. Охорона праці,

Список використаної літератури.

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

Презентація в PowerPoint План приміщення . розподілення повітря , базова схема кондиціонера

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Жихарева Н.В.	01.05.2024	01.06.2024

7. Дата видачі завдання 01.03.2024 р.

Керівник _____ Жихарева Н.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Бондаренко О.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	29.05-30.05.2024	виконано
2	Вступ	17.03-20.03.2024	виконано
3	Аналіз і техніко-економічне обґрунтування проекту	21.03-25.04.2024	виконано
4	Розрахунок процесів літнього та зимового кондиціонування	26.04-30.04.2024	виконано
5	Вибір і розрахунок припливної установки	01.05-04.05.2024	виконано
6	Оцінка науково-технічної ефективності	05.05-10.05.2024	виконано
7	Охорона праці	13.05-17.05.2024	виконано
8	Список використаної літератури	18.05-22.05.2024	виконано
9	Презентація в PowerPoint	23.05-28.05.2024	виконано

Здобувач-дипломник _____ Бондаренко О.О.

Керівник роботи _____ Жихарева Н.В.

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 Бондаренко Олег Олександрович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра тему " Проект системи кондиціонування центру незламності «Шафран» м.Одеса" студента Бондаренко Олега Олександровича складається з: 76-сторінки тексту, 13-зображень, 13-таблиць, 12 посилань на літературні джерела.

У даній дипломній роботі йде мова про проект системи кондиціонування повітря для центру незламності з розробкою відповідної системи для забезпечення комфортних умов.

Результатом аналізу та розрахунку процесів кондиціонування повітря було здійснено вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; розробка системи кондиціонування повітря, обґрунтування та аналізування вибору і підбору обладнання для системи кондиціонування повітря для центру незламності.

Ключові слова: Кондиціонер; система кондиціонування повітря; фреон; системи кондиціонування; теплопритоки; вологовміст; вентиляція; фільтр для очищення повітря.

Bachelor's qualifying work on the topic "Project of an air conditioning system for the Shafran indestructibility center in Odessa" by student Oleg Aleksandrovich Bondarenko consists of: 76 pages of text, 13 images, 13 tables, 12 references to literary sources.

This thesis deals with the design of an air conditioning system for the invincibility center with the development of an appropriate system to ensure comfortable conditions.

As a result of the analysis and calculation of air conditioning processes, the design parameters of indoor and outdoor air were selected; calculation of heat and moisture inflows; development of an air conditioning system, justification and analysis of the selection and selection of equipment for an air conditioning system for the indestructibility center.

Key words: Air conditioning; air conditioning system; freon; air conditioning systems; heat inflows; moisture content; ventilation; filter for air purification.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП.....	8
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	11
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	12
3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	12
3.2 Розрахунок надходження теплоти в приміщенні.....	13
3.3 Розрахунок теплових через огороження.....	14
3.4 Розрахунок вологовиділень	19
3.5 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди	22
4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	28
5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	47
6. ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ.....	52
7. ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ.....	56
8. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	71

					КРБ.ХУіКП 1. 487-03					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.	Бондаренко О.О.				Розрахунково- пояснювальна записка		Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.	Жихарева Н.В.							4		
Реценз.							141 ск			
Н. Контр.										
Затверд.										

ВСТУП

Метою даного курсового проекту є розробка системи кондиціонування центру незламності “Шафран”, м.Одеса.

Розробка системи кондиціонування для центру незламності "Шафран" є важливим та актуальним проектом, який потребує ретельного аналізу та планування. Сучасні центри, що надають послуги та підтримку населенню, особливо в умовах кризових ситуацій, потребують надійних та ефективних систем життєзабезпечення, до яких належить і система кондиціонування повітря. В умовах, коли Україна стикається з безліччю викликів, включаючи природні та техногенні катастрофи, соціальні та економічні труднощі, створення центрів незламності стає життєво важливим для забезпечення безпеки та комфорту громадян.

Значення системи кондиціонування

Система кондиціонування повітря є ключовим елементом, що забезпечує комфорт та здоров'я людей, які перебувають у приміщенні. Правильно спроектована та встановлена система кондиціонування допомагає підтримувати оптимальну температуру та вологість, видаляти забруднювачі та забезпечувати свіже повітря, що особливо важливо у центрах, де може знаходитись велика кількість людей. В умовах екстремальних температур, як високих, так і низьких, система кондиціонування стає не просто засобом комфорту, а й життєво важливим елементом, здатним запобігти перегріву або переохолодженню.

Основною метою цього дипломного проекту є розробка ефективної системи кондиціонування для центру незламності "Шафран". Для досягнення цієї мети необхідно вирішити низку завдань:

Аналіз вимог: Визначення потреб та вимог до системи кондиціонування, виходячи з особливостей будівлі та передбачуваної кількості людей.

Вибір обладнання: Дослідження та вибір найбільш відповідного обладнання, що відповідає вимогам енергоефективності, надійності та довговічності.

Проектування системи: Розробка схеми розташування обладнання, повітроводів та інших компонентів системи з урахуванням архітектурних особливостей будівлі.

Розрахунки: Проведення розрахунків теплових навантажень, вибір потужності обладнання та моделювання роботи системи у різних умовах.

Екологічні аспекти: Розробка системи кондиціонування для центру "Шафран" має враховувати також екологічні аспекти. Впровадження технологій, спрямованих на зниження викидів шкідливих речовин та використання екологічно чистих холодоагентів, сприяє покращенню екологічної обстановки.

Системи центрального кондиціонування компонуються з окремих конструктивних та функціональних блоків. Функціональні блоки центрального кондиціонування служать для реалізації процесів обробки, змішування потоків, зміни витрати, переміщення повітря.

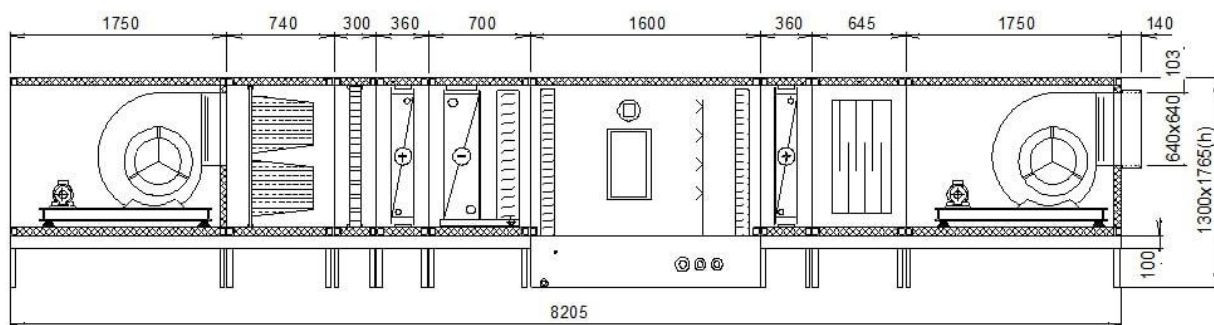


Рис1 Базова схема кондиціонера

Згідно з технологічною схемою обробки повітря "центральный кондиціонер" комплектується функціональними технологічними блоками (повітряні клапани, фільтри, повітрянагрівачі, повітроохолоджувачі, теплообмінники для регенерації теплоти повітря, що видаляється, блоки зволоження, блоки тепломасообміну, вентиляційні блоки, шумоглушники) і конструктивні .

Для доведення стану зовнішнього повітря до стану припливного повітря в залежності від періоду року його необхідно очистити від пилу, нагріти або охолодити, зволожити або осушити, при необхідності змішати у певному співвідношенні з рециркуляційним повітрям, розподілити по двох або кількох потоках, забезпечити переміщення по мережі повітроводів.

1.ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

СКП потребують створення доволі складних пристроїв, що суттєво впливають на вартість будівництва та експлуатаційні витрати. У зв'язку з цим техніко-економічна оцінка СКП викликає інтерес у замовника. Така оцінка виконується не тільки в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливо для вибору того чи іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність облаштування СКП у тих випадках, коли будівельні норми вимагають обґрунтування для проектування всередині будівлі повітряного середовища з оптимальними параметрами.

Вентилятор – 1 шт.

Ідекс:RDN 500К;Вихлоп 640х640мм; Мережа: У воздуховод;
Lв=11680м³/год; Рполн=813 Па; Рмер=250 Па; Vвих=7,92 м\с; n
рк=1555об\хв; Lsum_вх(A)=85,7 дБ(A); Lsum_вих(A)=86,5 дБ(A);
Ел.двигун:A112M4; Ny=5,5 кВт, n дв=1450 об\хв; M=410кг;

Фільтр кишеньковий – 1 шт.

Клас:G4; M=125кг;

Фільтр ячeyковий – 1 шт.

Клас:G3; Матеріал: скловолокно; M=66 кг;

Повітрянагрівач – 2шт.

Насос: Встановлено; Ідекс: ВНВ243.1-103-120-02-3,0-06-2; Dвих=40мм;
Fто=41,86м²; V=9л; Qт=172кВт; Lв=11680; Lв=11680м³/год;tвн=-26°C;
tвк=18°C;vго=3,1кг\м²\с;dPвоблад=27,2Па;Gж=3685кг\г;tжн=70,2°C;w=1,3м\с;
dPж=17,6 кПа; M=54кг;

Повітроохолоджувач – 1 шт.

Ідекс:ВОВ243.1-103-120-06-3,0-06-1;Dвх=80мм;
Fто=125,58м²;V=32л;Qх=66кВт; Pб=745мм.рт.ст;Lв=11680м³/год;tвн=27,8°C;
Iвн=14ккал\кг;dвн=12г\кг;fивн=50,2%;tвк=15,9°C;ивк=9,94ккао\кг;dвк=10,15г\
кг;fивк=88,5%;vго=3,1кг\м²\с;dPв
обладнення=105,5Па;Gж=12101кг\ч;tжн=6°C;tжк=10,7°C;w=1,3м\с;dPж=21,8к
Па; M=167кг;

Камера зрошення – 1шт

Qх=52,8кВт;Еа=90%;Pб=745мм.рт.ст;
Lв=11680м³\с;tвн=22°C;ивн=5,5ккал\кг;dвн=0,36г\кг;fивн=2,2%;tвк=8,5°C;ивк=
5,5ккал\кг;dвк=5,76г\кг;fивк=82,1%;Gж=16559кг\год;tжн=7°C;M=460кг;

Шумопоглинач – 1шт

Lпластин=500мм; M=50кг;

2. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Характеристика будівельних конструкцій :

Місцезнаходження об'єкту - місто Одеса

Найменування об'єкту – центр незламності «Шафран»

Географічна широта - 48°.

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляції стін та покрівлі.

Початкові дані:

Місто : Одеса

$t_{н}=28,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_{н}=62\text{ кДж/кг}$, $A_{м.с}=8,8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Параметри у приміщенні: $t_{в}=22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{в}=50\%$.

Висота приміщення: 6 м.

Напрямок фасаду : Захід

Стіна: штукатурка $\delta=20\text{ мм}$; залізобетон $\delta=60\text{мм}$; Rookwool $\delta=?\text{ мм}$,
штукатурка $\delta=20\text{ мм}$.

Кровля: безгорищне покриття: залізобетона плита $\delta=160\text{ мм}$ Rookwool
 $\delta=?\text{мм}$;

вирівнюючий слой (цементно-пісчаний) $\delta=25\text{ мм}$ металлочерепиця $\delta=0,45\text{ мм}$.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін:

Стіни виконані з таких матеріалів:

штукатурка $\delta = 25\text{ мм}$; $\lambda = 0,7\text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

залізобетон $\delta = 60\text{ мм}$; $\lambda = 2,04\text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

штукатурка $\delta = 25\text{ мм}$; $\lambda = 0,7\text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

Rookwool $\lambda = 0,037\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

k - коефіцієнт теплопередачі, приймаємо $k_{ст} = 0,4$ згідно ДБН В 2.6-31:2006,
табл 1 для м.Одеса.

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

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

$$\delta_{ac} = \lambda_{ac} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ai}} \right) \right] = 0,037 \left[\frac{1}{0,4} - \left(\frac{1}{7} + 2 \cdot \frac{0,025}{0,7} + \frac{0,06}{2,04} + \frac{1}{23} \right) \right] = 0,0081\text{ м} \quad (2.1)$$

,приймаємо 0,1м.

де $\alpha_{вн} = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i и λ_i - товщина и теплопровідність 1-го слою огородження;

$\alpha_{н} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ - коефіцієнт тепловіддачі з наружної поверхні стіни.

Кровля плоска, виконана із наступних матеріалів:

залізобетонна плита $\delta = 150 \text{ мм}$; $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

Roowool $\lambda = 0,037 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

цементно-пеісчаний шар $\delta = 25 \text{ мм}$; $\lambda = 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

металочерепиця $\delta=0,45 \text{ мм}$.

Приймаємо $k_{кр} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

$$\delta_{ec} = \lambda_{ec} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ai}} \right) \right] = 0,037 \cdot \left[\frac{1}{0,35} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{7} + \frac{0,0025}{0,93} + \frac{0,45}{27} \right) \right] = 0,0098 \text{ м} \quad (2.2)$$

Толщина слою ізоляції кровлі

$$\delta = 0,047 \left[\frac{1}{0,5} - \left(\frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{2,04} + \frac{0,001}{0,17} + \frac{1}{23} \right) \right] = 0,081 \quad (2.3)$$

Опір теплопередачі приймаємо згідно з ДБН В2.6-31:2006. $R=0,25 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$ для стіни та $R=0,3 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$ для покрівля. Обираємо коефіцієнт теплозасвоєння матеріалів S із БНіП. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шару огородження D , теплову інерцію огородження ΣD за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт} \quad (2.4)$$

де δ - товщина шару огородження;

λ - теплопровідність матеріалу шару.

$$D = R \cdot S \quad (2.5)$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Теплова інерція матеріалів

Конструкція та матеріал	Щільність ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Металевопластикові вікна					0,36	0,9
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,036	0,304
RookWool	100	0,01	0,037	9,2	0,27	2,5
залізобетон	400	0,15	2,04	17,98	0,073	1,31
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,036	0,313
Безгорищне покриття						
металочерепиця	800	0,45	27	45	0,001	0,045
цементно-пісчаний шар	1800	0,02	0,93	8,69	0,021	0,18
RookWool	80	0,12	0,05	9,2	2,7	24,84

Отже, у цьому розділі розраховано коефіцієнт теплопередачі стіни і покриття з врахуванням всіх їхніх шарів.

3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б :

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

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

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

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

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо такі значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні :

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

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

відносна вологість повітря у приміщенні влітку - $\varphi_{п} = 60\%$;

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

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,7$ °С.

3.2 Розрахунок надходження теплоти в приміщення

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

$$Q = Q_{огр} + Q_{інф} + Q_{т}, \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

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

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

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{в.}} + Q_{\text{ост}} = 6963.9 \text{ Вт}, \quad (3.2)$$

де

$Q_{\text{кр}}$ – кількість теплоти, що надходить крізь покрівлю, Вт;

$Q_{\text{н.ст}}$ - кількість теплоти, що надходить крізь тримальні конструкції, Вт;

$Q_{\text{в}}$ - кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

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

3.3. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

3.3.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{\text{кр}} = k_1 \cdot k_{\text{кр}} \cdot F_{\text{кр}} \cdot \theta_{\text{кр}}, \text{ Вт}, \quad (3.3)$$

k_1 – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості покрівлі, приймається: для двосхилої покрівлі (без вентиляції горища – 1, з гарною вентиляцією горища – 0,75), для плоскої покрівлі (білого кольору – 1, інших кольорів – 1,5);

$k_{\text{кр}}$ – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, [Вт/(м²·К)];

$F_{\text{кр}}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м²];

$\theta_{\text{кр}}$ – умовний температурний напір між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні. $\theta_{\text{кр}} = f(t_3, t_3 - t_{\text{в}}, \Delta t_{\text{с}}, \text{м.огр.})$; є складною функцією і визначається за таблицями в залежності від основних величин таблиця 1 [11].

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{н.с} = k_{ст} \cdot a \cdot (F_c + 0,5 \cdot F_3) \cdot \theta_{ст}, \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

де

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

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

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

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

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

3.3.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження

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

$$Q_B = k_{в.ст} \cdot F_{в.ст} \cdot (t_{см.п} - t_n), \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

де

k -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

а) $t_{см.п} = 0,5 \cdot (t_n + t_b)$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;

б) $t_{см.п} \approx t_n$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за малих явних теплоприпливів;

в) $t_{см.п} = t_n + \Delta t$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за великих явних теплоприпливів;

Δt – приймають від 3 до 10°C .

Теплоприпливи Q_B розраховують у тих випадках, коли різниця температур складає більше 5°C .

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

3.3.3 Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі

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

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

$$Q_{cp} = F \cdot [q_c \cdot k_{п} \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_3 - t_B)], \text{ Вт}, \quad (3.6)$$

де

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

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

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

$k_{заб} = 0.75$, затінення шторами, маркізами і т.д.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Теплоприпливи через зовнішні огородження

$Q_{кр}$	$Q_{н.с}$	Q_B	Q_{cp}	$Q_{огор}$
2916	414.7	147.8	3608.6	7087.1

3.4 Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Вологовиділення від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{л}}, \text{ кг/с} \quad (3.7)$$

де n – кількість людей у приміщенні;

$w_{\text{л}}$ – вологовиділення від однієї людини, г/с.

$$W_{\text{л}} = 51 \cdot 0,0000463 = 0,00236 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Визначаємо вологовиділення від вологого прибирання

$$W_{\text{вл.у.}} = \sigma F_{\text{п}} (d''_{\text{п}} - d_{\text{п}}) \cdot 0,1, \text{ кг/с } \Phi \quad (3.8)$$

де σ – коефіцієнт вологообміну, кг/(м²·с).

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{в}}} = \frac{\alpha}{c_{\text{п}}^{\text{с.в.}} + c_{\text{п}}^{\text{п}} \cdot d_{\text{сп}}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.9)$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (8,8 + 17,3) / 2} = 0,0084 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

де $c_{\text{п}}$ – ізобарна теплоємність, [кДж/кг·К];

$d_{\text{п}}, d''_{\text{п}}$ – вологовміст повітря у приміщенні при заданій відносній вологості та на лінії насичення.

$$W_{\text{вл.у.}} = 0,0084 \cdot 92,4 \cdot (17,3 - 8,8) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,385 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = r \cdot W_{\text{вл.у.}}, \text{ (Вт)}, \quad (3.10)$$

де r - прихована теплота пароутворення.

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, (\text{кДж/кг}) \quad (3.11)$$

де t_w^M - температура повітря у приміщенні за мокрим термометром.

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16,2 = 2461 \text{ (кДж/кг)},$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = 2461 \cdot 10^3 \cdot 0,385 \cdot 10^{-3} = 949 \text{ Вт.}$$

Вологовиділення від їжі:

Кількість вологи, що випаровується з їжі, яка остигає, визначається по величині прихованих теплоприливів, умовно прийнятих рівними явним, по формулі:

$$W_{\text{їжі}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{cp}} \cdot (t_n - t_k) \cdot n}{\tau \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{t_n + t_k}{2} \right)} \quad (3.20)$$

де K – понижуючий коефіцієнт, який враховує наявність на їжі жирової плівки, яка заважає випаровуванню вологи. Приймаємо $K = 0,34$;

g – середня вага усіх страв на одного відвідувача; приймаємо $g = 0,85$ кг;

c_{cp} – середня теплоємність їжі, приймаємо $c_{\text{cp}} = 3,35$ кДж/(кг °С);

t_n – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо $t_n = 70$ °С;

t_k - температура їжі в момент вживання, приймаємо $t_k = 40$ °С;

n – число посадкових місць в залі;

τ – тривалість прийняття їжі одним відвідувачем, для ресторану $\tau = 1$ год.

$$W_{\text{іжі}} = \frac{0,34 \cdot 0,85 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 51}{1 \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{70 + 40}{2} \right)} = 0,5699 \text{ кг} / \text{год} = 1,58 \cdot 10^{-4} \text{ кг} / \text{с}$$

Визначаємо повне вологовиділення:

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}} + W_{\text{іжі}}, \text{ кг/с} \quad (3.12)$$

$$W_{\text{пол}} = 0,00236 + 0,000386 + 0,000158 = 0,00290 \text{ кг/с}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon = \frac{26,115}{2,9 \cdot 10^{-3}} = 9005 \text{ кДж/кг}$$

Визначаємо звичайну приховану теплоту:

$$Q_{\text{сх}} = Q_{\text{сх}}^{\text{л}} + Q_{\text{сх}}^{\text{вл.у.}} + Q_{\text{сх}}^{\text{іжі}}, \quad (3.14)$$

$$Q_{\text{схр}} = 949 + 383 + 5807 = 7139 \text{ Вт}$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пов}} - Q_{\text{сх}} \quad (3.15)$$

$$Q_{\text{явн}} = 26115,8 - 7139 = 18\,976 \text{ Вт}$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пов}}}{h_e - h_n}, \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

$$G_1 = \frac{26,11}{45 - 37,5} = 3,48 \text{ кг/с},$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \cdot \Delta t}, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

$$G_2 = \frac{18,9}{1,006 \cdot 5} = 3,75 \text{ кг/с}$$

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

$$G_3 = \frac{0,0029}{(8,8 - 7,6) \cdot 10^{-3}} = 2,41 \text{ кг/с.}$$

Обираємо $G = 3,78 \text{ кг/с}$.

Результати розрахунку решти приміщень зведені до таблиці 3.3

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

Кімната	Сумарний теплоприплив (ЛІТО) $Q_{пов}$	Сумарне вологовідділення (ЛІТО) $W_{пов}$	Сумарний теплоприплив (ЗИМА) $Q_{пов}$	Сумарне вологовідділення (ЛІТО) $W_{пов}$	Тепло.вол харак-ка (ЛІТО)	Масова витрата повітря G
Зал	27116 Вт	0.00290 кг\с	20181 Вт	0,00456 кг\с	9005 кДж\кг	3,78 кг\с

3.5 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди

Для побудови процесу в h-d діаграмі необхідно визначити тепловологісну характеристику.

Будуємо процес обробки повітря у СКП для теплої пори року.

Знаходимо на діаграмі точки Н та В, що відповідають стану зовнішнього та внутрішнього повітря. Після цього проводимо крізь точку В луч процесу за допомогою визначеної раніше величини тепловологісної характеристики процесу. Для визначення точки П, що характеризує стан припливного повітря, відкладаємо від точки В по лучу процесу $\Delta t_{\text{роб}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Точка П' характеризує стан припливного повітря на виході з другого нагрівача та знаходиться на 1К нижче від точки П по лінії $d=\text{const}$. Для визначення положення точки О, яка відображує стан повітря на виході з камери зрошування опускаємося вниз із точки П по лінії $d=\text{const}$ до перетину з лінією відносної вологості $\phi=90\%$ (відрізок ОП' характеризує підігрів повітря у другому нагрівачі). Точка В' характеризує стан повітря, що виходить із приміщення, та знаходиться на 1К вище по лучу процесу від точки В.

Розрахунок тепловиділень від огорожуючих конструкцій

$$Q_{огр} = Q_{ст} + Q_{ок} + Q_{пер}, \text{ Вт} \quad (3.26)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F(t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.27)$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

$k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{пер} = k_{пер} F_{пер} (t_{нк} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.22)$$

де $F_{пер}$ – площа перегородки, м^2

$k_{пер}$ – коефіцієнт теплопередачі через перегородку, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{нк} - t_{в}$ - різниця температур повітря між коридором та приміщенням, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт}, \quad (3.23)$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

$k_{ок}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{н} - t_{в}$ – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей.

$$Q_{л}^3 = Q_{л}^л, \text{ Вт} \quad (3.24)$$

Тепловиділення від освітлення

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^л + Q_{осв}^{местное}, \text{ кВт} \quad (3.25)$$

Повний теплоприплив

$$Q_{пол} = Q_{л} + Q_{осв} + 0,4Q_{огр}, \text{ Вт} \quad (3.26)$$

Повний вологоприплив

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^л, \text{ кг/с} \quad (3.27)$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.28)$$

$$\Delta t_p = \frac{Q_{пол}^3 - Q_{скр}^l}{G \cdot c_p}, \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.29)$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon = \frac{20,181}{0,00456} = 4425 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок решти приміщень зведено до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків тепловтрат.

Таблиця 3.3 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

Кімната	Сумарний теплоприплив (ЗИМА) $Q_{пов}$	Сумарне вологіділення (ЗИМА) $W_{пов}$	Тепло.вол харак-ка (ЗИМА)
Зал	20181 Вт	0.00456 кг\с	4425 кДж\кг

4. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Підбираємо сім припливних установок, що складаються з:

- фільтр;
- нагрівач
- шумоглушник;
- чиллер модель CGA –150 фірми TRAINE

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Мета аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення полягає :

- 1) виборі діаметрів для круглих повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів;
- 2) визначенні втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітроводи.

При розрахунку систем розподілення повітря потрібне виконання таких умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах 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 дорівнювати діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося такими вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;

- матеріал повітроводу;

4.1. Розрахунок системи розподілу повітря

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки. Для комфортного кондиціонування швидкості в магістральному повітроводі приймають до 8 м / с.

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{G \cdot 3600}{\rho}, \text{ м}^3 / \text{год}$$

(4.1)

де $\rho = 1,2 \text{ кг} / \text{м}^3$ - щільність повітря.

Для системи П2-П5:

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 3,78}{1,2} = 11340 \text{ м}^3 / \text{г}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілу обладнання підбираємо за наступними об'ємними витратами:

для системи П2-П5:

$$L_2^n = 1,04 \cdot L_2, \text{ м}^3 / \text{г} \quad (4.2)$$

$$L_2^n = 1,04 \cdot 11340 = 11793,6 \text{ м}^3 / \text{г}$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1^n}{6} = 11793,6 / 6 = 1965,6 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (4.4)$$

Задаємось швидкістю повітря $v = 7 \text{ м} / \text{с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (4.5)$$

$$d = (548 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 7))^{0,5} = 0,166 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,25 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F = (\pi d^2) / 4 \quad (4.6)$$

$$F = (3,14 \cdot 0,25^2) / 4 = 0,049 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (F \cdot 3600) \quad (4.7)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 1965,6 / (0,049 \cdot 3600) = 11,14 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} = (11,4 \cdot 0,25) / 0,0000156 = 182\,692, \text{ де } d_{\text{екв.}} = d \quad (4.8)$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 182\,692^{0,25} = 0,0141 \quad (4.9)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} = (1,2 \cdot 11,14^2) / 2 = 76,2 \quad (4.10)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} = (0,0141 / 0,25) \cdot 76,2 = 0,27 \quad (4.11)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,27 \cdot 2,3 = 0,62 \quad (4.12)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки} = 17 \quad (4.13)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

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

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

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi = 0,62 + 17 = 17,62 \quad (4.14)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії” Єврокліма Україна,,

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами ,розміром 400*225 ,у якого площа живого січення дорівнює $f=0,06 \text{ м}^2$. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{струменя} = 4-10 \text{ м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p=17 \text{ Па}$.

5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Підбір кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 3,88 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 3.88}{1,2} = 11640 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.1)$$

для залу

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітроводів :

$$L_{\text{кд}}^{\text{повн}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,04 = 12222 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Підбираємо центральний КЦКП (Тип розміру 12.5)

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}} = \frac{\rho_v \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повн}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 12222}{3600} = 4,07 \text{ кг/с}, \quad (5.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів

5.2 Тепловий розрахунок компресора

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_o) та температурою конденсації (t_k).

Температура кипіння залежить від робочої температури води, яка виходить з чілера: $t_{\text{води}} = 7^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

$$t_o = 7 - 3 = 4^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_o = 3^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чілерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15)^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

$$t_n = 29,6^\circ\text{C} \text{ – температура зовнішнього}$$

повітря.

$$t_k = 28,6 + 9 = 38^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 33:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (6.3)$$

$$t_3 = 38 - 5 = 33^\circ\text{C}$$

Задаємось перегрівом парів холодильного агента в обмотках ел.двигуна компресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 5^\circ\text{C}$.

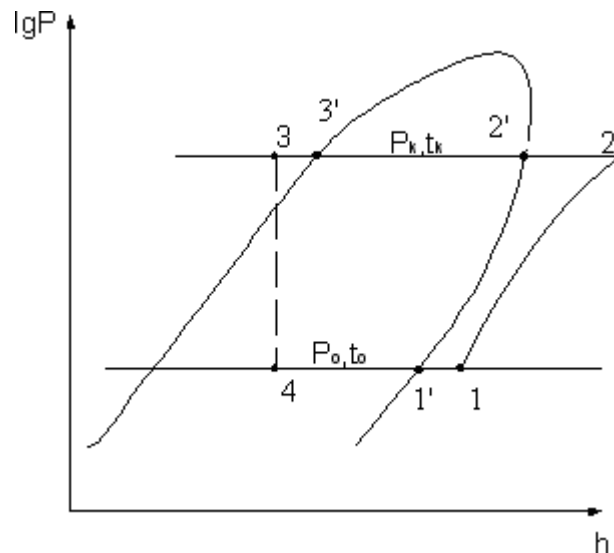
Перегрів в випарнику- $\Delta t_o = 5^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (6.4)$$

$$t_1 = 4 + 5 = 9^\circ\text{C}$$

Побудуємо цикл в lgP-h діаграмі та визначимо параметри точок процесів.



Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^u = 1,1 * G_B * (h_B - h_{II}) = 1,1 * 3,88 * (42,8 - 37,2) = 24 \text{ кВт}$$

Температура кипіння фреону: $t_o = +4^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_k = +38^\circ\text{C}$;

Будуємо холодильний цикл у lgP-h діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 6.1

Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

	1	2	3	4
P, бар	5,8	5,8	18	18
t, °C	9	50	33	4
h, кДж/кг	420	444	256	256
v, м ³ /кг	0,04	-	-	-

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 420 - 256 = 164 \text{ кДж/кг}; \quad (6.6)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 444 - 420 = 24 \text{ кДж/кг}; \quad (6.7)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 444 - 256 = 188 \text{ кДж/кг}; \quad (6.8)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{164}{0,04} = 4100 \text{ кДж/м}^3; \quad (6.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{277}{(311 - 277)} = 8,14; \quad (6.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 164 / 24 = 6,83; \quad (6.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{сгс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_k} = \frac{6,83}{8,14} = 0,84; \quad (6.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 24 / 164 = 0,146 \text{ кг/с}; \quad (6.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 0,146 \cdot 0,04 = 5,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$\left(\frac{P_k}{P_o}\right) = 3,1 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 0,91;$$

$$V_h = \frac{Q_o^u}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{24}{(0,91 \cdot 4100)} = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{км}} = 0,146 \cdot 24 = 3,5 \text{ кВт}; \quad (6.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{3,5}{0,9} = 3,89 \text{ кВт}, \quad (6.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 3,89 + 0,3 = 4,2 \text{ кВт}, \quad (6.18)$$

де $N_{\text{тр}}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ед}}} = \frac{4,2}{0,9} = 5,1 \text{ кВт}, \quad (6.19)$$

де $\eta_{\text{ед}}$ - к.п.д. електродвигуна, кВт;

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_d = \frac{Q_o^u}{N_{\text{ел}}} = \frac{24}{5,1} = 4,7; \quad (6.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{сгс} = \frac{\text{cop}_d}{\text{cop}_k} = \frac{4,7}{8,14} = 0,58; \quad (6.21)$$

Підбір: Спіральний компресор марки SZ115 фірми Danfoss

5.4 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор

Проблема енергозбереження відноситься до актуального завдання нашого часу. Проблема загострюється у зв'язку із зростанням енергоспоживанням в різних регіонах і галузях господарської діяльності суспільства. Із-за зростання енергоспоживання збільшується потреба в енергоносіях.

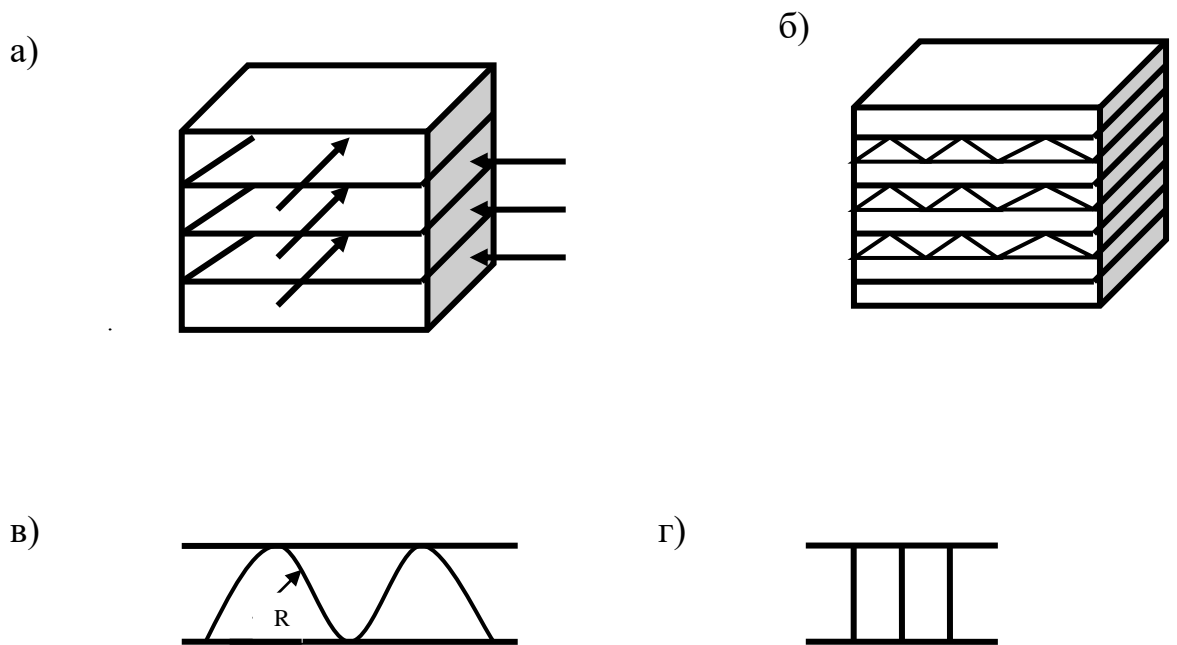
У системах вентиляції і кондиціонування повітря використання теплоти повітря, що видаляється, для нагріву припливного повітря дозволяє на 50...60% понизити витрату теплоти вентиляційними системами.

В нашому випадку використовується пластинчастий повітря-повітряний тепло утилізатор.

Пластинчасті рекуператори можуть збиратися з гладких пластин, утворюючих плоскі канали (рис.1, а). Між гладкими пластинами часто встановлюють пластини трикутного U- або П- образного профілю (рис.1, б, в, г), що значно збільшує поверхню контакту повітря з пластиною без збільшення об'єму апарату.

Вживання профільованих каналів в рекуператорах дозволяє значно збільшити теплообмінну поверхню.

У рекуператорах із зігнутими по ходу руху повітря каналами можна збільшити теплообмін в 1,3 рази і більш. Найбільш ефективною, з теплотехнічної точки зору, є проти точна схема руху теплообмінюючихся середовищ. Проте конструктивне вирішення проти точних рекуператорів викликає складнощі, пов'язані з необхідністю забезпечити герметичність повітряних розподільних камер, кількість стиків в яких в цьому випадку виявляється значно великою. У зв'язку з цим часто удаються до перекрестноточних конструкцій теплоутилізаторів (рис.1).



а) – з гладкими пластинами; б) – з трикутними пластинами; в) – з U – образними пластинами; г) – з П- образними пластинами

Рисунок 5.1 – Схема пристрою повітря - повітряного рекуператора

Далі визначимо площу поверхні теплообміну протиточного рекуперативного негігроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності $\epsilon_t=0,5$. Керуючись [12]

Масові витрати повітряних потоків складають $G_x=2,89$ кг/с, $G_r=2,05$ кг/с, еквіваленти витрат $G_{xс_b}=2904$ Вт/К, $G_{rс_b}=2060$ Вт/К.

Параметри теплоносіїв на вході в апарат: $t_{x1}=5^\circ\text{C}$, $d_{x1}=0,5$ г/кг, $t_{r1}=20^\circ\text{C}$, $d_{r1}=4,8$ г/кг, $h_{r1}=32$ кДж/кг. Барометричний тиск відповідає (760 мм.рт.ст.). Матеріалом поверхні служать алюмінієві листи завтовшки $\delta=0,5$ мм с теплопровідністю $\lambda_c=150$ Вт/(м·К). Геометрія каналу - плоска щілина шириною $S=3$ мм, заввишки $h=0,7$ м і завдовжки $l=1,3$ м, еквівалентний діаметр $d_3=5,97 \cdot 10^{-3}$ м.

Визначаємо параметри повітряних потоків на виході з ТУ, приймаючи, що конденсація вологи в теплообміннику відсутня, $\xi=1$. ξ_r

$$t_{x2} = t_{x1} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_x c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 5 + 0,7 \frac{2060}{2904} (20 - 5) = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.27)$$

$$t_{r2} = t_{r1} - \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_r c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 20 - 0,7 \frac{2060}{2060} (20 - 5) = 9,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5.28)$$

По середніх параметрах теплоносіїв $\bar{t}_x = (5+12,5)/2 = 8,75 \text{ } ^\circ\text{C}$,

$\bar{t}_r = (20+9,5)/2 = 14,75 \text{ } ^\circ\text{C}$ знаходимо їх фізичні властивості [8]: коефіцієнти кінематичної в'язкості $\nu_x = 14,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\nu_r = 14,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; теплопровідності $\lambda_x = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\lambda_r = 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; числа Прандтля $Pr_x = 0,705$; $Pr_r = 0,704$; щільність $\rho_x = 1,253 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\rho_r = 1,21$; питомі теплоємності $c_{b,x} = c_{b,r} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Приймаємо швидкості повітряних потоків в каналах теплообмінника $v_x = v_r = 2,5 \text{ м}/\text{с}$. Визначаємо числа Рейнольдса:

$$Re_x = \frac{v_x \cdot d_{\text{э}}}{\nu_x} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,05 \cdot 10^{-6}} = 1062 \quad (5.29)$$

$$Re_r = \frac{v_r \cdot d_{\text{э}}}{\nu_r} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,6 \cdot 10^{-6}} = 1022$$

Знаходимо комплекс $RePr \frac{d_{\text{э}}}{l}$:

$$(RePr \frac{d_{\text{э}}}{l})_x = 1062 \cdot 0,705 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,438 \quad (5.30)$$

$$(RePr \frac{d_{\text{э}}}{l})_r = 1022 \cdot 0,704 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,304$$

За даними [12] Визначаємо число Нусельта: $Nu_x = Nu_r = 8,2$

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі з боку кожного теплоносія:

$$\alpha_X = \frac{Nu_X \cdot \lambda_X}{d_3} = \frac{8,2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{5,97 \cdot 10^{-3}} = 34,34 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (5.31)$$

$$\alpha_\Gamma = \frac{Nu_\Gamma \cdot \lambda_\Gamma}{d_3} = \frac{8,2 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2}}{5,97 \cdot 10^{-3}} = 35,03 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_X} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_\Gamma \cdot \xi_\Gamma}} = \frac{1}{\frac{1}{34,34} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{35,03 \cdot 1}} = 17,34 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (5.32)$$

Знаходимо середню різницю температур в теплообміннику:

$$\Delta t_{CP.L} = (\Delta t_B + \Delta t_M) / 2 = [(t_{\Gamma 1} - t_{X 2}) + (t_{\Gamma 2} - t_{X 1})] / 2 \quad (5.33)$$

$$\Delta t_{CP.L} = [(20 - 12,5) + (9,5 - 5)] / 2 = 6$$

Визначаємо тепловидатність апарату:

$$Q_{II} = G_X \cdot c_{B.X} \cdot (t_{X 2} - t_{X 1}) = 2904 \cdot (12,5 - 5) = 21780 \text{ Bm} \quad (5.34)$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta t_{CP.L}} = \frac{21780}{17,34 \cdot 6} = 209 \text{ m}^2 \quad (5.35)$$

5.2.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 1-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -23^\circ\text{C}$, $t_k = 5^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_B = 12200 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-3,5-04-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину $0,93 \text{ м}^2$. Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-12 $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$.

$$v\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (5.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря $\text{кг}/\text{с}$;

$$v\rho = 8672/(3600 \cdot 0,93) = 2,59 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (5.5)$$

c_g – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 8672 \cdot (5 - (-23)) = 67910 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.6)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 67910 / (4.187(90-70)) = 2919 \text{ кг}/\text{час}.$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах w от 1.2 до 1.5 м/с, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води. Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, p .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.7)$$

де $H_{тр}$ – висота трубної решітки, м;

h – крок труб по висоті, м, для КЦКП $h = 0.05$ м.

Приймаємо $p = 1$; при $H_{тр} = 0,85$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.8)$$

де f_w – площа живого перетину мідної трубки м²;

приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

$$m = 2919 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 4,57$$

Приймаємо $m = 4$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.9)$$

$$n = 17 / 4 \approx 4$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.10)$$

$$w = 2919 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 4) = 1,83 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м²·°С)

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.11)$$

A – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 23,11 \cdot (2,59)^{0,37} \cdot 1,83^{0,18} = 36,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_H + t_K}{2} \quad (5.12)$$

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70)/2 - (-23 + 5)/2 = 89 \text{ °С.}$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.13)$$

$$F = 67910 / (36,6 \cdot 89) = 20,8 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 4 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника менш ніж 19,1 м², цього не достатньо для передачі необхідної кількості теплоти. Приймаємо відстань між пластинами 1,8 мм і повторюємо розрахунок.

$$k = 20,94 \cdot (2,59)^{0,37} \cdot 1,83^{0,18} = 33,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

$$F = 67910 / (33,2 \cdot 89) = 23 \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм – 25,3 м².

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (25,3 - 23)/25,3 \cdot 100 = 9 \%$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.14)$$

Б, m –емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2,104 \cdot 2,9^{1,64} = 12,06 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (5.15)$$

де $l_{\text{хода}}$ – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 4) \cdot 1,83^{1,69} = 22,3 \text{ кПа}$$

5.2.2 Розрахунок поверхневого повітронагрівача 2-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітронагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 12,6^\circ\text{C}$, $t_k = 18^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_b = 8672 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаємо повітронагрівач ВНВ 243.1-103-090-01-4-06-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину 0,93 м².

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10 кг/(с·м²).

$$v\rho = 8672/(3600 \cdot 0,93) = 2,59 \text{ кг/(с·м}^2\text{)}$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 8672 \cdot (23 - 12,6) = 25220 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$C_w = 3.6 \cdot 25220 / (4.187(90 - 70)) = 1084 \text{ кг/час.}$$

Загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = 1084 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 0,5) = 5,44$$

Приймаємо $m = 6$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m}$$

$$n = 17 / 6 \approx 3$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = 1084 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 6) = 0,453 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м²·°С)

$$k = 21,68 \cdot (2,59)^{0.37} \cdot 0,453^{0.18} = 26,735 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70) / 2 - (12,6 + 23) / 2 = 62,2 \text{ °С.}$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = 25220 / (26,735 \cdot 62,2) = 15,16 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 2,5 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника $19,1 \text{ м}^2$, цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (19,1 - 15,16)/19,1 \cdot 100 = 20 \%$$

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = 1,574 \cdot 2,59^{1.74} = 8,24 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1,02 \cdot 3) \cdot 0,453^{1.69} = 1,58 \text{ кПа}$$

5.5 Розрахунок повітроохолоджувача

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінним апаратом, призначеним для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах – примусовий.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті ; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині обрешітки, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею обрешітки, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підставі ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охоложеного повітря і частини осушеного повітря в підставі обрешітки, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

Для розрахунків використовуємо побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке виробляється шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря.

Вихідні дані для розрахунку:

$t_{e1} = 25^{\circ}\text{C}$ – початкова температура повітря;

$h_{e1} = 49 \text{ кДж/кг}$ – початкова ентальпія повітря;

$t_{e2} = 13^{\circ}\text{C}$ – кінцева температура повітря

$G_6 = 2,76 \text{ кг/с}$ – витрата повітря через повітроохолоджувач

$Q_0 = 38.532 \text{ кВт}$ – кількість тепла;

$W_0 = 0.00276 \text{ кг/с}$ – кількість вологи;

$\delta_p = 0,0004 \text{ м}$ – товщина ребра;

$S_p = 0.003 \text{ м}$ – крок ребра;

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

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

$S_1 = 0.03 \text{ м}$ – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S_2 = 0.01 \text{ м}$ – крок труби по ходу повітря;

$H = 1.30 \text{ м}$ – висота повітроохолоджувача;

$B = 0,9 \text{ м}$ – ширина повітроохолоджувача;

$n = \frac{1}{S} = \frac{1}{0.03} \approx 40 \text{ шт.}$ – кількість ребер.

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

$$Q_{\text{н.ов.ох}} = G \cdot (h_c - h_k), \text{ кВт} \quad (5.39)$$

$$Q_{\text{н.ов.ох}} = 3,88 \cdot (57 - 37) = 77,6 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт живого перетину:

$$k_f = \frac{(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p)}{S_1 \cdot S_p} \quad (5.40)$$

$$k_f = \frac{(0.03 - 0.01)(0.003 - 0.0004)}{0.03 \cdot 0.003} = 0.57$$

Швидкість повітря у фронтальному і вузькому перетинах:

$$\omega_{B.H.} = 1,5..3 м/с ,$$

приймаємо $\omega_{B.H.} = 1,5 м/с$;

$$\omega_{B.H.} = k_f \cdot \omega_B = 0.57 \cdot 1.5 = 0,855 \quad (5.41)$$

Звідси $\omega_B = 0,855 м/с$.

Площа фронтального перетину:

$$f'_B = \frac{G_B}{\gamma_B \cdot \omega_{B.H.}}, м^2, \quad (5.42)$$

де γ_B - щільність повітря при початкових параметрах;

$$f'_B = \frac{3,88}{1.05 \cdot 0.855} = 4,32 м^2$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача:

$$h_{B2} = h_{B1} - \frac{Q_0}{G_B}, кДж/кг, \quad (5.43)$$

$$h_{B2} = 57 - \frac{16.8}{1.68} = 46.5 кДж/кг$$

Знаходимо коефіцієнт вологовипадіння :

$$\xi_n = \frac{h_{B1} - h_{B2}}{C_{B1} (t_{B1} - t_{B2})} \quad (5.44)$$

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

$$t_{\text{ср.}} = 0,5 \cdot (t_{\text{e1}} + t_{\text{e2}}) = 0,5 \cdot (25 + 13) = 19^{\circ}\text{C}, \quad (5.45)$$

$$C_{\text{e1}} = 1,006 \text{ кДжс / (кгК)}$$

$$\xi_{\text{н}} = \frac{57 - 46,5}{1,006(25 - 13)} = 0,86$$

Температурний натиск:

$$\theta_{\text{н}} = \frac{t_{\text{B1}} - t_{\text{B2}}}{2,31\text{г} \frac{t_{\text{B1}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{B2}} - t_{\text{н}}}}, ^{\circ}\text{C} \quad (5.46)$$

$$\theta_{\text{н}} = \frac{26 - 16}{2,31\text{г} \frac{26 - 11}{16 - 11}} = 4,94^{\circ}\text{C}$$

Необхідна поверхня теплообміна:

$$F_{\text{н}} = \frac{10^3 \cdot Q_0}{\alpha_{\text{н}} \cdot \xi_{\text{н}} \cdot \theta_{\text{н}}}, \text{м}^2 \quad (5.47)$$

$$F_{\text{н}} = \frac{10^3 \cdot 16,75}{23 \cdot 0,68 \cdot 4,94} = 216,8 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E_{\text{p}} = \frac{th(h_{\text{p}} \cdot \sqrt{B})}{h_{\text{p}} \cdot \sqrt{B}} \quad (5.48)$$

$$B = \frac{2 \cdot \alpha_{\text{н}} \xi}{\delta_{\text{p}} \cdot \lambda_{\text{н}}}, \text{м}^{-2} \quad (5.49)$$

$$B = \frac{2 \cdot 23 \cdot 0,68}{0,0003 \cdot 45} = 2317,037 \text{ м}^{-2}$$

$$E_{\text{p}} = \frac{th(0,01 \sqrt{2317,037})}{0,01 \cdot \sqrt{2317,037}} = 1,064 \quad (5.50)$$

Коефіцієнт ефективності ребристої поверхні:

$$E_{\text{н}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}} \quad (5.51)$$

$$E_n = 0,63$$

Питоме теплове навантаження на внутрішню поверхню повітроохолоджувача:

$$q_{Fa} = \beta \cdot \alpha_n \cdot \xi \cdot \theta_n, \text{Вт} / \text{м}^2 \quad (5.52)$$

$$\beta = 16,9;$$

де β - міра обребрення,

$$q_{Fa} = 16,9 \cdot 23 \cdot 0,68 \cdot 4,94 = 1305,7 \text{Вт} / \text{м}^2$$

Температура кипіння фреону:

$$t_0 = 9^\circ\text{C}$$

Температура конденсації :

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

$$t_1 = t_0 + 10 = 10 + 10 = 20^\circ\text{C} \quad (5.53)$$

$$t_3 = t_k - 3 = 36 - 3 = 33^\circ\text{C} \quad (5.54)$$

Точку 4 знаходимо по величині ентальпії:

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6) = 230 - (421 - 392) = 201 \text{кДж} / \text{кг} \quad (5.55)$$

Витрата фреону:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{(h_6 - h_5)}, \text{кг} / \text{с} \quad (5.56)$$

$$G_0 = \frac{16,75}{(392 - 207)} = 0,094 \text{кг} / \text{с}$$

Оптимальна масова швидкість фреону:

$$\omega_a \rho_a = 19,3 \cdot q_{Fa}^{0,24}, \text{кг} / \text{м}^2 \text{с} \quad (5.57)$$

$$\omega_a \rho_a = 19,3 \cdot 1018^{0,24} = 107,98 \text{кг} / \text{м}^2 \text{с}$$

Витрата фреону через трубку:

$$G_a = 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega_a \rho_a, \text{кг} / \text{с} \quad (5.58)$$

$$G_a = 0,785 \cdot 0,01^2 \cdot 107,98 = 0,008 \text{ кг/с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до киплячого фреону:

$$\alpha_a = A \cdot q_{Fa}^{0,6} \cdot (\omega_a \rho_a)^{0,2} \cdot d_{вн}^{-0,2}, \text{ Вт/м}^2 \quad (5.59)$$

$$\alpha_a = 5,83 \cdot 1305,7^{0,6} \cdot (107,98)^{0,2} \cdot 0,008^{-0,2} = 2892 \text{ Вт/м}^2$$

Повний температурний натиск:

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2,31 \lg \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}} \quad (5.60)$$

$$\theta = \frac{26 - 16}{2,31 \lg \frac{26 - 10}{16 - 10}} = 7,8$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot F_n} + \frac{1}{\alpha_a} \cdot \beta}, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (5.61)$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{23 \cdot 0,68 \cdot 216,8} + \frac{1}{2892} \cdot 16,9} = 162,9 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Знаходимо необхідну поверхню теплообміну:

$$F_n = \frac{Q_0}{10^{-3} \cdot k_n \cdot \theta}, \text{ м}^2 \quad (5.62)$$

$$F_n = \frac{16,75}{10^{-3} \cdot 162,9 \cdot 7,8} = 13,18 \text{ м}^2$$

Поверхня теплообміну одного ряду трубок:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot L \cdot n_1 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (5.63)$$

$$F_{n1} = 3.14 \cdot 0.01 \cdot 0.3 \cdot 9.5 \cdot 50 = 4.413 \text{ м}^2$$

Число рядів трубок по ходу повітря:

$$n_2 = n_2' = \frac{F_n}{F_{n1}}, \text{рядів} \quad (5.64)$$

$$n_2 = n_2' = \frac{13.18}{4.413} = 2.98 \text{ рядів}$$

Уточнюємо поверхню теплообміну:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot B \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (5.65)$$

$$F_{n1} = 3.14 \cdot 0.01 \cdot 0.3 \cdot 9.5 \cdot 50 \cdot 3 = 13.42 \text{ м}^2$$

Осушуюча здатність повітроохолоджувача:

$$W_0 = \frac{Q_0}{q} \left(1 - \frac{1}{\xi_n} \right), \text{ кг / с} \quad (5.66)$$

$$W_0 = \frac{16.75}{2188} \left(1 - \frac{1}{0.68} \right) = 0.004 \text{ кг / с}$$

6. ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Важливими характеристиками СКП є енергетична ефективність, можливість рекуперації і високий рівень автоматизації. Незважаючи на уявну простоту і мініатюрність автоматизації, вона здатна вирішувати багато завдань: підтримувати температуру і продуктивність, забезпечувати роботу датчиків проти замерзання калорифера і засмічення фільтру, включення/виключення системи по виставленому часу і багато що інше.

Літній режим

При запуску системи відкриваються повітряні заслонки, запускаються припливний та витяжний вентилятори. Далі зовнішнє повітря проходить через фільтр. Датчиком перепаду тиску 4 контролюється степінь забруднення фільтра і у разі перепаду тиску вище встановленої норми, подається сигнал на вимкнення системи і загорається аварійна лампочка на щиті. Далі повітря охолоджується в камері зрощення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрощення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес $H_{\text{л}} - П'_{\text{л}}$. Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після другого повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до t_{III} . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

Аварійне вимкнення системи виникає у разі забруднення фільтра або несправності припливного і витяжного вентиляторів. Спостереження за їх роботою здійснюється за допомогою датчиків перепаду тиску 4,6,17 і 18.

Зимовий режим

Процес в приміщенні проходить по лінії ($\Pi_3 - B_3$). Мінімальні витрати по підтриманні параметрів повітря в приміщенні відповідає $t = 20^\circ\text{C}$ і мінімальній вологості $\varphi = 35\%$. Визначаємо параметри точки Π (приплив). $t_{\text{п}} = 18^\circ\text{C}$, $d_{\text{п}} = 4,2 \text{ г/кг}$, $\varphi_{\text{п}} = 30\%$.

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами H_3 необхідно довести до точки T . Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітрянагрівачі до точки T , до $t=10$ °С, для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через повітрянагрівач 2-го підігріву, це досягається регулюючим клапаном 14, за допомогою датчика 13. Далі припливне повітря нагрівається в повітрянагрівачеві від витяжного повітря до точки T^* , температура цієї точки не буде постійною, тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітрянагрівачі до фіксованої $t=22,5$ °С до точки $П$, це досягається регулюючим клапаном 17, за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія $H_3^3 - П_3$) до $t=18$ °С, а потім подається в приміщення (процес $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - П_3 - В_3$).

Також передбачен "захист від заморожування калорифера", який формується при спрацьовуванні одного з двох (чи обох) термостатів, встановлених по воді і по повітрю в секторі калорифера в зимовому режимі. Уставка заморожування по повітрю 6-10, по воді 30-40 градусів за Цельсієм.

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

- вимикається електродвигун припливного вентилятора ;
- включається циркуляційний насос на калорифері;
- повністю відкривається регулюючий клапан на теплоносії;
- закривається вхідна повітряна заслінка.

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

- 1) пуск, зупинка, експлуатація в автоматичному режимі, узгодження роботи і управління допоміжним устаткуванням (вентиляторами конденсатора та ін.), автоматичне перемикавання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;
- 2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;

3) контроль і забезпечення безпеки установки, діагностика несправностей, сигналізація аварійних режимів і блокування.

Перша група завдань включає:

1) пуск і зупинка агрегатів із запуском компресора з мінімальним навантаженням і в безпечному режимі, а також з дотриманням тимчасових інтервалів, що забезпечують оптимальну роботу холодильної машини;

2) послідовне включення окремих ступенів потужності для інверторних компресорів, щоб зменшити пускові струми і забезпечити захист електродвигуна від перевантаження;

3) узгоджений пуск і відключення окремих елементів системи: включення нагрівачів картера в поршневих компресорах при відключенні останніх;

4) Експлуатація установки в автоматичному режимі: дистанційне керування, програмування в часі режимів налаштування і роботи, управління за допомогою комп'ютера, включення установки після відключення із-за аварійного режиму.

До завдань другої групи належать:

1) автоматична підтримка заданої температури фреону на виході з випарника;

2) Регулювання продуктивності компресора ступінчасте - шляхом його включення і відключення та інвертором;

3) Підтримка постійної температури конденсації, щоб не допустити підвищення і пониження тиску в конденсаторі вище за допустимі значення; при підвищенні температури конденсації знижується продуктивність компресора і збільшується споживана потужність, що приводить до перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і відбуваються втрати продуктивності. В цьому випадку, щоб не допустити пониження температури конденсації, застосовуються такі способи

регулювання:

включення або відключення вентилятора залежно від заданої температури зовнішнього повітря в режимі охолодження, зміна витрати повітря, що охолоджує конденсатор, шляхом ступінчастого або плавного регулювання швидкості обертання електродвигуна вентиляторів.

При регулюванні продуктивності компресора одночасно необхідно забезпечувати відповідне регулювання продуктивності вентилятора конденсатора.

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;
- контроль параметрів, що забезпечують надійну і безпечну роботу холодильної машини, граничне відхилення значень контрольованих параметрів від заданих приводить до сигналізації і автоматичної зупинки компресора, пуск компресора після аварійного відключення здійснюється уручну або автоматично;

-кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;

- високий тиск (тиск конденсації), за допомогою реле високого тиску, при перевищенні тиску понад заданий компресор відключається;

- низький тиск (тиск або температура випару), за допомогою реле низького тиску компресор включається, якщо тиск у всмоктуючому контурі вище заданого мінімального значення;

- перепад температур на вході і виході з випарника, високе значення сигналізує про недостатність витрати води;

- температура двигуна, вимірювана датчиком температури в обмотках статора, при перегріві двигуна він відключається за допомогою реле теплового захисту компресора і насоса;

- перевантаження двигуна компресора, вентилятора конденсатора, плавкі запобіжники для малих моделей і автоматичні вимикачі з магнітними

розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

- налаштування запобіжних клапанів, захищають від надмірного перевищення тиск в замкнутих контурах.

Для захисту від частих перемикань компресора по команді терморегулятора передбачений обмежувач частоти перемикань — таймер компресора. Встановлюється мінімальний час зупинки, при якому компресор залишається відключеним, навіть, якщо в цей час отримана команда на запуск, кількість запусків в годину з урахуванням мінімального часу, який повинен пройти між двома послідовними запусками компресора.

Таким чином, при ступінчастому регулюванні продуктивності вдається зменшити частоту перемикань компресора, але виникають невеликі коливання температури повітря на виході з випарника.

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість

запусків в годину, інтервал часу між включенням насоса і запуском компресора, а так само час затримки відключення насоса після відключення компресора, мінімальний час роботи компресора після запуску.

У всіх блоках управління може бути передбачено, як додаткова опція, підключення мікропроцесорного дистанційного модуля управління, що дозволяє здійснювати управління роботою холодильної машини, контроль параметрів і функціонування із спеціального приміщення усередині будівлі.

6. 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 ($O_{НТЕ}$), який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (1)$$

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. 1).

Таблиця 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	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче 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 (об'єднання)	1 – 2	
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 $K_{НТЕ}^{\Phi}$ 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 $K_{НТЕ}^Ф$ у табл. 2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 2

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

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:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3, \quad (3.2)$$

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. 3).

Таблиця 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)
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

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

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 ($K_{\text{НТЕ}}$):

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

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

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

В тому випадку, коли значення $K_{\text{НТЕ}}$ 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.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпека життєдіяльності - це стан діяльності, при якому з певною вірогідністю виключаються потенційні небезпеки, що впливають на здоров'я людини.

Для забезпечення безпеки конкретною діяльністю мають бути вирішене три завдання.

1) Виробити повний детальний аналіз небезпек формованих в діяльності, що вивчається.

2) Розробити ефективні заходи захисту людини і місця існування від виявлених небезпек. Під ефективними мається на увазі такі заходи по захисту, які при мінімумі матеріальних витрат, будуть мати максимальний ефект.

3) Розробити ефективні заходи захисту від залишкового ризику даної діяльності. Вони необхідні, оскільки забезпечити абсолютну безпеку діяльності не можливо.

Забезпеченням безпеки життєдіяльності людини (робітника, обслуговуючого персоналу) займається «охорона праці».

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

Токсичність робочої речовини

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

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

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

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

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

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

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

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

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

Виробництва по вибухопожежній і пожежній небезпеці, згідно з ОНТП24-86 розподіляються на категорії А, Б, В, Г і Д.

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки

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

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

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

Електробезпека

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

частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

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

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

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

Електробезпека устаткування

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

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

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

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

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

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y, \quad (7.1)$$

де ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту (для чорноз'яому дорівнює $30 \text{ Ом}\cdot\text{м}$);

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

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

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

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

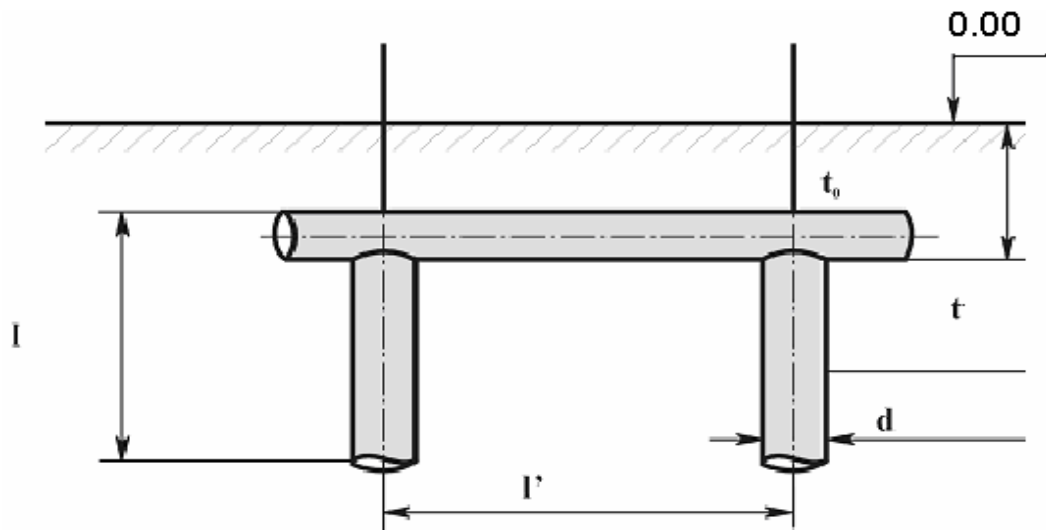


Рисунок 8.1 – Схема розтошування заземлювача

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови: $l/l' = 2$.

Відстань між заземлювачами l' приймаємо рівним 5 м, тоді довжина заземлювача буде рівна

$$L = l'/2, \text{ м} \quad (7.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

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

$$t = l/2 + t_0, \text{ м} \quad (7.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + 1)/(4 \cdot t - 1))), \quad (7.4)$$

Тоді

$$R_o = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,5) (\ln(2 \cdot 2,5/0,045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1,75 + 2,5)/(4 \cdot 1,75 - 2,5))) = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{тр}, \quad (7.5)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{тр}$ – необхідний опір заземлення, в електричних

установках з напругою до 1000 В $R_{тр} = 4 \text{ Ом}$.

В результаті отримуємо: $n = 14,6/4 = 3,65$

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

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_0 / (n' \cdot h_в), \quad (7.6)$$

де R_0 - опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

$h_в$ – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_в=0,83$. Тоді

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

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

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (7.7)$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{п} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_0)), \quad (6.8)$$

де h_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, визначуваний $h_r=0.89$.

Тоді

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

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{п} \cdot R_{св} / (R_{п} + R_{св}), \quad (7.9)$$

де $R_{п}$ – опір сполучної смуги

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

Після підстановки числових значень отримуємо

$$R_c = 4.94 \cdot 4.4 / (4.94 + 4.4) = 2.33 \text{ Ом}$$

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

Порівнюючи отримане в результаті розрахунку R_c з $R_{тр}$, бачимо, що $R_c < R_{тр}$, а значить вимога виконана.

Пожежна профілактика

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

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

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

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

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

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

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

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

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

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

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

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасящими засобами. Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані. Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ІСО N 3941 - 77.

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

- у торгівельному залі ресторану площею 116 м² -дорівнює 2 болона по 5л;
- у приміщенні де знаходиться припливно-витяжна установка і пульт управління - дорівнює 1 болон на 5 л.

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

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

$$n = S/S' = \frac{116}{12} = 9.7 \quad (7.10)$$

Приймаємо n=10

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 10 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 1080 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (7.11)$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть

зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

Освітлення

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

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

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

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Довжина - 4 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Для освітлення даного приміщення вибираємо люмінесцентні лампи.

Площа приміщення:

$$S = a \cdot b = 4 \cdot 2 = 8 \text{ (м}^2\text{)} \quad (7.12)$$

Висота світильника над робочою зоною :

$$H_{раб} = H - h_{раб} = 3 - 0,8 = 2,2 \text{ (м)} \quad (7.13)$$

Відстань між центрами світильників:

$\frac{L_k}{H_{раб}} = 1,4$ – коефіцієнт для люмінесцентних ламп.

$$L_k = 1,4 \cdot 2,2 = 3,08 \text{ (м)}$$

Приблизне число світильників:

$$N = \frac{S}{L_k^2} = \frac{8}{3,08^2} = 0,84 \quad (7.14)$$

Приймаємо приблизно $N=1$.

Визначаємо світловий потік світника:

$$\Phi_{л} = \frac{100 \cdot E_n \cdot S \cdot z \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 200 \cdot 8 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{1 \cdot 41} = 6010 \text{ (лм)}. \quad (7.15)$$

Приймаємо до установки лампи ЛБ40 в кількості $n=2$ шт., кожна з яких має світловий потік $\Phi_{л}=3120$ лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку :

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{л2} - \Phi_{л}}{\Phi_{л2}} = \frac{(3120 \cdot 2) - 6010}{3120 \cdot 2} \cdot 100\% = 3,6\% \quad (7.16)$$

Нарешті, визначимо потужність освітлювальної системи:

$$P = n \cdot N \cdot P_i \quad (7.17)$$

У цій формулі n - кількість світильників прийнята;

N – Приблизне число світильників; P_i – потужність однієї лампи (для світильників ЛБ40 $P_i=40$ Вт). Тоді $P = 2 \cdot 1 \cdot 40 = 80$ Вт

Захист від шуму і вібрації

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

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

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні. До архітектурно-планувальних належать раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

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

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на такі види:

- засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення;
- засоби, що знижують шум на дорозі його поширення;
- засоби індивідуального захисту.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Долікарська допомога.

Перша допомога - це комплекс заходів, направлений на відновлення здоров'я людини, або по можливості збереження його життя, потерпілого в результаті нещасного випадку, травмування, ударів, поразки електричним струмом, переломів і інше.

Перша допомога при поразці електричним струмом.

Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами. Найбільш простий спосіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі. При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти. Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

Перша допомога при поразці хладагентами.

Перш за все при отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою парою лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватяною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивісь пострадавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закачують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

Перша допомога при опіках і обмороженні

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром,

накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої (водяні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвляння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити пострадавшего в здоровпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; пострадавший повинен лежати непорушно; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцетової кислоти або розчином борної кислоти.

ВИСНОВКИ

Після проведення розрахунку були враховані усі особливості кондиціонування центру незламності “Шафран” м.Одеса. Були підібрані та розраховані необхідні будівельні матеріали та обрано теплоізоляцію. Були розраховані і враховані усі теплопритоки які надходять у приміщення а саме: надходження теплопритоків від сонячної радіації ,теплопритоки від навколишнього середовища, теплопритоки від різних джерел, надходження вологи від людей та різних джерел. Розраховані процеси повітрообміну в приміщеннях також були розраховані процеси обробки повітря у СКП у літній та зимовий період. Були розраховані повітропроводи для усіх приміщень. Далі був проведений розрахунок обладнання для обробки повітря у СКП. Був підібраний центральний кондиціонер КЦКП 12.5.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г., Ольшевська О.В. Доцільна економічна товщина сучасних ізоляційних матеріалів плодоовочесховищ СКВ [Текст] / Н.В.Жихарева, М.Г.Хмельнюк., О.В.Ольшевська // Холодильна техніка і технологія. – 2015. – № 3 С. 22 – 25.
2. Жихарева Н.В. Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 4 С. 12–16.
3. Жихарева Н.В. Особливості розрахунку теплоприпливів в приміщенні при кондиціонуванні [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 6. С. 17–20.
4. Жихарева Н.В. Енергозбереження при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря [Текст] / Н.В. Жихарева., М.Г.Хмельнюк, В.І.Перепека // Холодильна техніка і технологія. –2016 (52). № 2.С. 62–66.
5. Жихарева Н.В. Метод розрахунку річного споживання холоду систем кондиціонування повітря / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. 2016 № 52(4).С.42–47.
5. Жихарева Н.В.Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень [Текст] / Н.В.Жихарева. М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017.- том 52, вип.6. – С. 75-78
6. Проектування систем кондиціонування повітря з басейном [Електронний ресурс] : посіб. для практичних та самост. робіт / Н. В. Жихарева, М. Г. Хмельнюк, В. О. Когут ; МОН України, Одеська нац. акад. харчових технологій. — Одеса : ОНАХТ, 2017.
7. Жихарева Н.В. Шляхи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в басейні. 2017. [Текст] / Н.В.Жихарева., Бабой Є.О., Талибли Р.Е., Жихарева Н. В. // Холодильна техніка і технологія. 2017 № 53(5). С.47–51.

8. Жихарева Н.В. Оптимізація сумарної вартості теплового захисту приміщень та кліматичного обладнання [Текст] / Н.В. Жихарева., М.Г Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. 2017 .53(4). С.42–47.

9. Жихарева Н.В. Шляхи підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В.Жихарева.// Холодильна техніка і технологія. 2017 № 53(3). С. 26-30..

10. Жихарева Н.В. Дослідження впливу ефекту "теплової хвилі" на холодопродуктивність кондиціонера [Текст] / Н.В.Жихарева // . Холодильна техніка і технологія. – 2018. №54(4).С. 27-31.

11. Жихарева Н.В. Підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В.Жихарева., Є.О.Бабой, А.М.Басов // Холодильна техніка і технологія. 2018. № 54(6). С. 49-45.

12. Жихарева, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах [Електронний ресурс] : монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с. — Електрон. текст. дані.71 с.