

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт
здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 020. 000 ДП

Мойса Денис Олегович

м. Одеса - 2023 р.

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

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 04. 008. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
Проект системи кондиціонування повітря басейну спортивного
комплексу «Аква», м. Одеса

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

Дипломник _ **Мойса Д. .** (_____)

Керівник проекту _ . **Жихарєва Н. В.** (_____)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Шимко О.В.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

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

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

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

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

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

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

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

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: **Мойса Денис Олегович**

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту **Проект системи кондиціювання повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса**

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Стверджена наказом по коледжу від « 17 » 10 2022 р. № 235-А2- ОД
Вихідні дані для проекту: **басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса**

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту
Вступ

1 Загальна частина

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

3 Розрахунково-конструкторська частина

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

4 Організаційна частина

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

5 Економічна частина

6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7 Використана література

Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

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

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедру _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _ Жихарева Н.В. _____ (_____)

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціювання і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення

БКВ 04. 020. 000 ДП

Мойса Денис
Олегович

м. Одеса - 2023 р.

1. Мойса Денис Олегович

Проект системи кондиціонування повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса

Керівник доц., к.т.н. Жихарева Н.В.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота складається з: 98 -сторінок тексту, 4-рисунок, 10-5 таблиць, 23 посилання на літературні джерела.

Система кондиціонування басейну з осушенням є одним з центральних басейну. У приміщенні басейнів формується повітряне середовище з підвищеним значенням відносної вологості і температури, вода знезаражується шляхом додавання у воду хлору, який, розчиняється у воді, а потім хлоропроїзводні випаровуються в повітря приміщення басейну разом з молекулами води

При проектуванні вентиляції і кондиціонування басейну важливим початковим елементом для будь-якого проектанта є підвищена вологість. Для спортивних басейнів якнайкраща температура повітря + 27+28°C або трохи нижче. Такі рекомендації лікарів - підтримувати температуру повітря приблизно на 1°C вище за температуру води. При такій різниці температур людям, плаваючим в басейні, комфортно, а випаровування вологи мінімально.

Таким чином, питання про систему кондиціонування басейнів є гострим інженерним завданням,

Нами розглянуто створення мікроклімату в басейну торговельного центру «City Center» з розробкою системи осушення повітря.

Ключові слова: системи кондиціонування, басейн, параметри повітря, осушення , волога, випаровування.

ANNOTATION

Qualification work consists of: 68 pages of text, 4 figures, 10-5 tables, 23 references.

The drainage pool air conditioning system is one of the central pools. In the pool area is formed air environment with high relative humidity and temperature, water is disinfected by adding chlorine to water, which dissolves in water, and then chlorine-derived vaporized into the air pool area with water molecules

When designing the ventilation and air conditioning of the pool, an important initial element for any designer is high humidity. For sports pools, the best air temperature is + 27 + 28 ° C or slightly lower. These are the recommendations of doctors - to maintain the air temperature about 1 ° C above the water temperature. With such a temperature difference, people floating in the pool are comfortable, and evaporation of moisture is minimal.

Thus, the question of the air conditioning system of swimming pools is an acute engineering problem,

We considered the creation of a microclimate in the pool of the shopping center "City Center" with the development of air dehumidification system.

Key words: air conditioning systems, swimming pool, air parameters, drainage, moisture, evaporation

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	1
1.ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БАСЕЙНУ.....	4
1.1 Особливості використання басейну	5
1.2 Осушення повітря	9
2.ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	28
2.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	28
3.3 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ЧЕРЕЗ ОГОРОДЖУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ.....	30
3.1 Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огородження	30
3.2 Облік кількості води, що випаровується з дзеркала басейну при осушенні.....	33
3.3 Нестационарний тепловологістний режим.....	35
3.4.Розрахунок волого виділень від різних джерел.....	19
3.5 Розрахунок тепловиділень у залі взимку.....	23
4. ПРОЕКТУВАННЯ ЦЕНТРАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	40
4.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача	41
4.2 Розрахунок поверхневого повітроохолоджувача.....	44
5. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	50
6. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА.....	69
7. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	63
8. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ	92
ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ	94

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунково- пояснювальна записка		
Розроб.		Мойса					
Перевір.		Жихарєва Н.В					
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.					Літ.	Арк.	Акрюшів
						5	102

ВСТУП

Актуальність теми

Система кондиціонування басейну з осушенням є одним з центральних басейну. У приміщенні басейнів формується повітряне середовище з підвищеним значенням відносної вологості і температури, вода незаражується шляхом додавання у воду хлору, який, розчиняється у воді, а потім хлоропроїзводніє випаровуються в повітря приміщення басейну разом з молекулами води

При проектуванні вентиляції і кондиціонування басейну важливим початковим елементом для будь-якого проєктанта є підвищена вологість. Для спортивних басейнів якнайкраща температура повітря + 27+28°C або трохи нижче. Такі рекомендації лікарів - підтримувати температуру повітря приблизно на 1°C вище за температуру води. При такій різниці температур людям, плаваючим в басейні, комфортно, а випаровування вологи мінімально.

Таким чином, питання про систему кондиціонування басейнів є гострим інженерним завданням,

Метою кваліфікаційної роботи бакалавра є створення мікроклімату в басейну торгівельного центру «City Center» з розробкою системи осушення повітря.

Для досягнення поставленої мети визначенні завдання:

- проаналізувати особливості кондиціонування повітря басейну;
- проаналізувати зниження вжитку енергії і запобігання випаданню конденсату на стінах і вікнах приміщення з басейном за рахунок осушення повітря ;
- підібрати систему кондиціонування з осушенням, що дозволяє підтримувати параметри повітря та забезпечити чистоту.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У приміщенні з басейном потрібний особливий мікроклімат, що дозволяє людям відчувати себе комфортно. До найважливіших параметрів, що забезпечують комфорт в приміщенні з басейном, відноситься вологість повітря. Оптимальне значення відносної вологості повітря в приміщенні з басейном 60%. Таку відносну вологість можливо забезпечити, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера данської фірми Dantherm). Для кліматичних умов м. Одеси осушення вентиляцією можна виробляти до зовнішньої температури 19-22°C. При вищих температурах зовнішнього повітря вступ вологи з припливним повітрям починає превалювати над кількістю вологи повітря, що видаляється витяжною вентиляцією. Це додаткова кількість вологи разом з вологою, що випаровується з дзеркала басейну, в цей період повинно видалятися спеціальним компресорно-конденсаційним осушувачем.

Економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжній вентиляції агрегат з рекуперацією тепла, наприклад припливно-витяжний агрегат фірми Systemair VX 700 E. При температурах зовнішнього повітря вище 28°C з'явиться необхідність охолоджувати припливне повітря, проте рекуператор зменшуватиме необхідну холодопродуктивність кондиціонера-осушувача.

Спроектована система кондиціонування повітря басейну АКВАРІС з додатковим блоком осушення повітря. Були враховані проаналізовані гігієнічні вимоги до показників якості повітря та їх реалізація при проектуванні систем та вимоги щодо забезпечення мінімальної кількості припливного зовнішнього повітря, основні розрахункові шкідливості і розрахунковий повітрообмін та розрахунок вмісту хлору в повітряному середовищі басейну.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ЖИТТЄЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БАСЕЙНУ

Система кондиціювання басейну є одним з центральним елементом будь-якої споруди басейну, будь це спортивний комплекс або невеликий приватний басейн. Довговічність споруди, надійність і максимальна можливість використання басейну залежить від того, наскільки грамотно пропрацювала вентиляція і кондиціювання басейну.

При проектуванні вентиляції і кондиціювання басейну важливим початковим елементом для будь-якого проєктанта є підвищена вологість. Для спортивних басейнів якнайкраща температура повітря + 27+28°C або трохи нижче. Такі рекомендації лікарів - підтримувати температуру повітря приблизно на 1°C вище за температуру води. При такій різниці температур людям, плаваючим в басейні, комфортно, а випаровування вологи

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поток повинна бути достатньою, щоб різні гази, що виділяються з води, не почали накопичуватися над поверхнею. Скарги на некомфортні умови у воді часто викликані саме поганим повітророзподіленням і тим, що хлораміни не видаляються з поверхні басейну.

Формуванню необхідного потоку над водою може перешкодити розташування припливних отворів на великій висоті (4,5-9м), допомогти ж може продумане розташування витяжних отворів.

Припливні і витяжні отвори. Зазвичай в басейнах стелі достатньо високі. Розташовані під стелею припливні дифузори часто не справляються з подачею потоку вниз, до води і підлоги. Необхідно поклопотатися про регульованість повітряних ґраток для напрямку потоку на потрібні поверхні.

Основні помилки зводяться:

- Розташування витяжних ґраток на тому ж рівні, що і припливні, із-за чого припливе повітря не зміщується з повітрям приміщення.
- Недостатній розмір витяжних ґраток. Дуже часто, із-за шуму ґраток і непривабливого вигляду, їх прагнуть зробити менше. Не варто забувати, що правильно підібрані розміри можуть практично зменшити цей шум і зменшити втрату статичного тиску в повітроводах

У теплому джакузі або дитячому басейні витяжні ґратки повинні розташовуватися поряд з водою, щоб зменшити вплив підвищеного випаровування. Не можна обмежуватися тільки цим, допускаючи помилки у визначенні потрібної продуктивності системи зниження вологості, подаючи в неї вологіше повітря, ніж в середньому по басейну. Іноді в таких зонах варто використовувати додатковий витяжний вентилятор.

Роздягальні

Роздягальні не слід підключати до системи зниження вологості басейну. Для роздягалень потрібні власні системи притоки і витяжки повітря.

З обережністю треба відноситися до відкритих отворів: розрідження в

Арк.

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

9

роздягальні провокує притоку насиченого хлораминами повітря з басейну, що приводить до несприятливої санітарно-гігієнічної обстановки в роздягальні і корозії встановленого в ній устаткування. Проблема вирішується установкою тамбурів або герметичних дверей між басейном і роздягальнями.

Розподіл тиску

Щоб запобігти перетіканню підвищеної вологості і запаху хлорамінів з басейну в інші приміщення, в басейні необхідно підтримувати розрідження по відношенню до прилеглих приміщень і зовнішньої атмосфери.

До басейну примикає багато приміщень - роздягальні, холи, вестибюлі і так далі. Крім того, умови можуть мінятися залежно від кількості людей, присутніх в басейні.

Тиск в приміщенні басейну повинен бути скоординован з суміжними зонами, де є своя витяжка повітря, наприклад з тими ж роздягальнями. Головне - не перестаратися з пониженням тиску. Двері відкриватимуться насилу: у них велика площа, і достатньо незначної різниці тиску, щоб створити утруднення. Щілини можуть почати видавати свистячий звук, а попадання повітря з роздягалень може створити проблеми із запахом. Холодне повітря, що просочується через щілини в дверях, може викликати утворення мжички на внутрішніх поверхнях дверей навіть при температурі повітря в басейні 28°С.

Повітроводи

Правильний розподіл повітря багато в чому залежить від якості монтажу повітроводів, які слід встановлювати так, щоб в них не утворювався конденсат. Всі стики припливних і витяжних повітроводів повинні бути щільно герметизовані, включаючи їх з'єднання з припливними ґратами, вентиляторами, витяжними ґратами.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливу увагу слід приділити витяжним повітроводам, що працюють під розрідженням. Коли в них з'являються щілини, туди засмоктується повітря з приміщень, що не кондиціонують, внаслідок чого утворюється конденсат, і порушується нормальна робота устаткування для зниження вологості.

Якщо повітроводи прокладені зовні приміщення, яке кондиціонують, вони повинні бути поміщені в теплоізоляцію. Повітроводи для басейнів виготовляються з матеріалів, стійких до корозії, що викликається хлоридами, а місця їх з'єднання в обов'язковому порядку повинні бути загерметизовані, обернуті і покриті мастикою.

Пароізоляція басейну

Басейни слід будувати настільки паронепроникними, наскільки це можливо. При цьому пароізоляцію потрібно укласти безпосередньо за внутрішнім покриттям стін. Тоді вологе повітря і пара затримуватимуться усередині басейну, а не прохідимуть в холодніші пористі стіни.

Всі стики пароізолятора повинні бути герметизовані, простого перекриття недостатньо. Пароізолятор, у свою чергу, теж повинен бути герметично прикріплений до стелі і стінових панелей, щоб вологе повітря не проходив через стики в стіни і стелю.

Всі стики навколо електричних вимикачів і розеток повинні бути герметизовані для запобігання проникненню вологи. Важлива нерозривність пароізоляції.

1.3 Осушення повітря

Осушувачі повітря для басейнів відрізняються від стандартних кондиціонерів. Вони розробляються для видалення значно більшої кількості вологи з повітря. При цьому у осушувачів повітря холодопродуктивність по

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

11

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

явному теплу значно нижче, ніж у стандартних кондиціонерів, що серйозно впливає на габарити устаткування.

З урахуванням того, що кліматичне устаткування басейнів працює у важких атмосферних умовах по 24 години в добу сім днів в тиждень, воно потребує регулярного і професійного технічного обслуговування.

У басейнах широко використовуються осушувачі повітря конденсаційного типу. Вони спеціально розроблені для видалення великої кількості вологи, мають низьке значення чинника сухого тепла і використовують стандартний цикл холодильної машини.

У басейні відбувається постійний витік тепла: через стіни, потовк, з вентиляційним повітрям і унаслідок охолодження води при випаровуванні, тому необхідний постійний підігрів води і повітря. При цьому не має значення, який тип устаткування використовується для осушення повітря.

Якщо це устаткування дозволяє використовувати відведене в процесі осушення повітря тепло для підігріву води в басейні, енерговитрати можна істотно понизити.

Підбір устаткування для осушення повітря в басейні здійснюється, перш за все, виходячи з необхідного рівня вологості. Також беруться до уваги кратність повітрообміну, параметри зовнішнього повітря і архітектурні особливості приміщення. Наприклад, велика площа скління південної сторони басейну або великі світлові люки дають додаткове навантаження по охолодженню.

Таким чином, виходить, що на проектувальнику лежить складне завдання забезпечення комфорту і зручності користувачів басейну і успішності його господарів. Головне - пам'ятати, що завдання це цілком вирішуване, і прагнути до цього рішення найбільш ефективним чином.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

питання про коректну експлуатацію систем кондиціонування басейнів є гострим інженерним завданням, розглянь найбільш схемні рішення, що часто зустрічаються, і конструктивні варіанти.

У [1] розглянуто два основні способи боротьби з вологістю в приміщеннях басейнів - за допомогою місцевих осушувачів або за допомогою системи припливно-витяжної вентиляції.

Перший спосіб застосовується у тому випадку, коли басейн вже побудований без врахування вентиляції. Проходячи через осушувачі, повітря віддає вологу і знов повертається в приміщення, а конденсат, виділений з повітря, збирається в ємкості або відводиться по конденсатопроводу в каналізацію. Одночасно повітря може бути очищений від пилу і інших домішок.

В даний час вибір таких апаратів на українському ринку досить великий. Їх осушуюча здатність обчислюється в літрах в годину або в добу. Інколи вказується площа приміщення, яку може обслуговувати даний осушувач. Установка може бути мобільною (на візку з гнучким електрошнуром), так і стаціонарною.

Істотним недоліком вживання осушувачів є те, що вони виділяють тепло, кожен порядку 3-5 кВт. Зазвичай осушувачі застосовуються в комплексі з вентиляцією. Вживання осушувачів не вирішує проблеми вентиляції басейнів, оскільки не видаляє запахів, не забезпечує подачу свіжого повітря для дихання.

Другий, ефективніший, спосіб боротьби з підвищеною вологістю - пристрій системи припливно-витяжної вентиляції. Цей спосіб заснований на принципі постійного повітрообміну, тобто заміні відпрацьованого повітря свіжим. При цьому віддаляються запахи, чого не може забезпечити осушувач.

Воздуховоди мають бути герметичні і теплоізовані. При цьому ефективно запобігає конденсація вологи на вікнах і не займається корисна

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

площа басейну. Якщо є скляна крівля, то обов'язково і її обдування. Струменя припливного повітря не слід направляти на поверхню води. Рухливість повітря у водної поверхні має бути мінімальною, так збільшення рухливості приведе до зростання випару води. Погіршенню можливості регулювання відносної вологості і збільшенню вжитку чистої вентиляції.

У системі вентиляції басейну кількість повітря, що видаляється, має бути більше припливного. Це запобігає припливу вологого повітря і перенесенню запахів в сусідні приміщення.

У приміщеннях басейнів не рекомендується установка кондиціонерів, навіть якщо вони здатні забезпечувати функції осушення повітря. Це пов'язано з тим, що людина, потрапляючи під струмінь холодного повітря, переживає неприємні відчуття.

У відкритих басейну рухливість людей зазвичай вище, ніж в критих. Звідси витікає, що температура повітря тут часто нижче, а температура випромінювання - вище, але в усякому разі за наявності сонячної інсоляції. До цього слід додати благотворну дію свіжого повітря, що зберігає комфортність відчуттів також і при нижчих температурах і високих швидкостях руху повітря.

Тому температура у відкритих басейнах зазвичай нижче, ніж в критих, і складає 21-25 град.З. Для поліпшення мікроклімату і створення додаткового комфорту, особливо при тривалому купальному сезоні або користуванні басейном в зимовий час рекомендується здійснювати підігрівання підлоги або променисте опалювання обхідної доріжки і підходів до ванни басейну за допомогою електричних інфрачервоних випромінювачів; ванну і підходи до неї по можливості слід захистити від вітру, а за наявності павільйону - встановити теплоізолюючі над ванною.

Довгий час басейни обігрівалися від окремого контура системи опалювання з використанням спеціального проточного теплообмінника. Це і зараз, коли газове опалювання є найдешевшим, залишається найпоширенішим і доступнішим методом.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Останніми роками з'явилися багато нових варіантів обігріву ванн з використанням агрегатів, що серійно випускаються промисловістю:

- Електричні водонагрівачі;
- Теплові насоси;
- Сонячні колектори.

Проточні електричні обладнані електронагрівальними елементами (ТЕНами), розташованими усередині. У комплектацію окрім регулювальника температури може входити або прессостат, або датчик потоку.

При використанні теплових насосів також отримують певну кількість тепла. Із-за складності в експлуатації (різниці температур (випарник конденсат) на обох сторонах насоса) застосовуються рідко і, в основному, при великих об'ємах басейну.

У зв'язку з відносно невеликою різницею температур між зовнішнім повітрям і водою плавального басейну, коефіцієнт корисної дії сонячних колекторів, що використовуються для обігріву відкритих басейнів, в літній час відносно сприятливий: кожен 1 кв.м колектора дає щорічно від 3-х до 5-ти кВт .

У всіх випадках вода підігрівається до надходження в ванну басейну.

Перед вибором системи обігріву рекомендується визначити пов'язані з нею витрати. Для цього необхідно знати середні тепловтрати ванни і вартість тепла, що виробляється системою.

Проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів цих споруд здійснюється на основі вимог, викладених у ряді діючих нормативних документів, і рекомендацій, наведених в ряді публікацій.

Накопичений досвід проектування дозволяє відзначити ступінь достатності нормативних даних у зазначених документах і можливість застосування існуючих рекомендацій для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря плавальних басейнів громадського призначення. У цьому зв'язку розглянемо деякі основні питання, що представляють

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

найбільший інтерес для практики проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів:

- Гігієнічні вимоги до показників якості повітря залів та їх реалізація при проектуванні систем;
- Допустимий розрахунковий клімат залів аквапарків в холодний і теплий періоди року;
- Вимоги щодо забезпечення мінімальної кількості припливного зовнішнього повітря;
- Основні розрахункові шкідливості і розрахунковий повітрообмін;
- Можливі умови застосування рециркуляції внутрішнього повітря;
- Розрахунок вмісту хлору в повітряному середовищі залів;
- Вимоги щодо забезпечення системами вентиляції та кондиціонування повітря епідемічної та будівельної безпеки залів;
- Розрахункові параметри зовнішнього повітря;
- Основні вихідні дані для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів.

Вентиляція та кондиціонування повітря плавальних басейнів громадського призначення

До басейнів громадського призначення слід віднести криті та комплексні басейни для населення, в тому числі, спортивно-оздоровчі при шкільних, дошкільних та оздоровчих закладах, саунах, розважальні басейни при готельних комплексах і в аквапарках.

системи охолодження Керриера на декількох бавовняних фабриках у Белмонте, штат Північна Кароліна, США.

"Формула" кондиціонування

У 1911 році Керриер зробив надбанням громадськості свої основні "Раціональні психрометричні формули". Сталося це в Американському товаристві інженерів-механіків. Показана тоді формула досі лежить в основі усіх основних розрахунків в промисловому кондиціонуванні повітря.

Арк.

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

16

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

"Геніальне осяяння" зглянулося на Керриера під час очікування потягу в туманну погоду.

У момент прибуття потягу Уиллис усвідомив співвідношення між температурою, вологістю і "точкою роси". Промисловість процвітала, отримавши контроль над температурою і рівнем вологості. Багато продуктів, у тому числі тютюн, м'ясо, медичні препарати, текстиль і інші товари народного споживання, значно поліпшили свою якість з появою кондиціонерів.

Проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів цих споруд здійснюється на основі вимог, викладених у ряді діючих нормативних документів [12], і рекомендацій, наведених в ряді публікацій [1-11]. Накопичений досвід проектування дозволяє відзначити ступінь достатності нормативних даних у зазначених документах і можливість застосування існуючих рекомендацій для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря плавальних басейнів громадського призначення. У цьому зв'язку розглянемо деякі основні питання, що представляють найбільший інтерес для практики проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів:

- Гігієнічні вимоги до показників якості повітря залів та їх реалізація при проектуванні систем;
- Допустимий розрахунковий клімат залів аквапарків в холодний і теплий періоди року;
- Вимоги щодо забезпечення мінімальної кількості припливного зовнішнього повітря;
- Основні розрахункові шкідливості і розрахунковий повітрообмін;
- Можливі умови застосування рециркуляції внутрішнього повітря;
- Розрахунок вмісту хлору в повітряному середовищі залів;
- Вимоги щодо забезпечення системами вентиляції та кондиціонування повітря епідемічної та будівельної безпеки залів;
- Розрахункові параметри зовнішнього повітря;

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

параметрів зовнішнього повітря в холодний період року.

Для організації ефективної вентиляції залу ванн басейнів необхідно встановити вимоги до допустимих значень його припливного ($t_{п}$) і видаляється (t_{y}) повітря. У роботі [9] показано, що припливне повітря повинно подаватися безпосередньо в зону дихання купаються, тому його температура повинна бути, як правило, дорівнює мінімально допустимій температури повітря для обслуговуваної зони залу аквапарку, т. Е. $T_{max.п.} = t_{min.о.з.} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$. При відповідних обґрунтуваннях може бути допущено зниження температури припливного повітря на $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($t_{min.п.} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$), що забезпечує в обслуговуваній зоні залу температуру $t_{min.о.з.} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Видалення повітря із залу здійснюється з верхньої його зони (з поза обслуговується зони), тому температура повітря, що видаляється може бути прийнята в межах від $t_{min.y.} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{max.y.} = 33 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Як правило, значення максимальної температури повітря, що видаляється $33 \text{ }^{\circ}\text{C}$ виникає в теплий період, для якого характерні найбільші значення тепловлажностного відносини (ϵ_T) в порівнянні з його значеннями (ϵ_X) для холодного періоду року.

У ДБН=16 викладено положення про епідеміологічну безпеку розважальних басейнів, що стосується проектування їх систем вентиляції та кондиціонування повітря. Це положення полягає в тому, що санітарні правила забезпечують відвідувачам і персоналу цих басейнів епідемічну безпеку відносно інфекційних і паразитарних захворювань, що передаються через воду, гідроаерозолей, вологі поверхні басейнів, атракціонів і т. П., А також попереджають можливий шкідливий вплив і подразнюючу дію хімічного складу води і повітря.

Однак у нормативних документах відсутні прямі вказівки, пов'язані із забезпеченням епідеміологічної безпеки в залах ванн басейнів і які необхідні при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря.

До таких вказівок слід віднести вимоги, пропоновані і до забезпечення мінімальної кількості припливного зовнішнього повітря, необхідного для

										Арк.
										20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ					

відвідувачів у залі, і до можливості застосування рециркуляції внутрішнього повітря залу в системах вентиляції.

У цьому зв'язку в ДБН є тільки вказівка про те, що в залах розважальних басейнів необхідно передбачати самостійні системи припливної та витяжної вентиляції відповідно до будівельних норм і правил. У ДБН [11] для спортивно-оздоровчих басейнів вказується, що приплив зовнішнього повітря в зал басейнів повинен становити не менше 80 куб. м / год на одного, хто займається і не менше 20 куб. м / год на одного глядача. Відповідно до СанПіН [11] ці норми припливу зовнішнього повітря в зали ванн басейнів забезпечують їх епідемічну безпеку. Тому при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря розважальних басейнів можуть бути прийняті норми припливу зовнішнього повітря в зали, зазначені в СанПіН [11]. При розрахунку споживаного повітрообміну для асиміляції вологи [8], що випаровується з водних поверхонь басейнів і атракціонів в залах аквапарків, його величина встановлюється з урахуванням зазначеної норми подачі припливного повітря.

Вимоги СНиП 41-01-2003 «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря» [3] містять вказівки на можливість застосування рециркуляції внутрішнього повітря в приміщеннях різного призначення. Ця можливість застосування рециркуляції повітря в залах ванн басейнів повинна бути пов'язана з дотриманням наступних умов:

- Виділення хлору не повинні визначати розрахункова витрата припливного зовнішнього повітря;

- Рециркуляція повітря повинна обмежуватися межами залу аквапарку.

На нашу думку, у доповненні до цих умов стосовно до залам спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів повинні бути пред'явлені такі вимоги:

- Розрахунковий повітрообмін в залі для асиміляції вологи і хлору, підтримки гігієнічних вимог до якості повітря в обслуговуваній зоні і поза її

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повинен здійснюватися в результаті подачі чистого зовнішнього повітря проточною системою вентиляції в місця перебування відвідувачів;

- Рециркуляцію повітря можна застосовувати в місцевих припливно-рециркуляційних системах вентиляції залу (наприклад, в припливно-рециркуляційній системі, що забезпечує подачу повітря на скління залу ванн басейнів з метою захисту відвідувачів від спадаючих холодних потоків повітря) та інших випадках при відповідних обґрунтуваннях.

Таким чином, в залах ванн басейнів, спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів слід віддавати перевагу застосуванню проточних систем вентиляції.

Як показує досвід, основною розрахунковою шкідливістю в залах як правило є випаровується волога басейнів, яка обумовлює значний повітрообмін у залах для її асиміляції. Для оцінки його достатності в асиміляції хлору і забезпечення допустимої його концентрації в повітрі залів можуть бути використані рекомендації, наведені в статті [10].

У діючих нормативних документах відсутні вимоги щодо забезпечення будівельної безпеки залів критих басейнів, пропонувані до проектуваним системам вентиляції та кондиціонування повітря. У ряді статей [9-14] показано, що одна з причин можливого порушення будівельної безпеки цих споруд може полягати в конденсації з повітря вологи, що містить хлор, на внутрішніх поверхнях несучих і світлопрозорих огорожувальних конструкцій і металевих фермах перекриттів. Надалі це призводить до корозії і руйнування конструкції. Для попередження зазначеного порушення будівельної безпеки залів критих басейнів повинні бути пред'явлені відповідні вимоги до теплозахисних характеристик будівельних огорожувальних конструкцій залів і до їх внутрішніх технічних систем (опалення, вентиляція і кондиціонування повітря, підготовка басейнової води при її хлоруванні). Насамперед при проектуванні всіх видів зовнішніх несучих і світлопрозорих огорожувальних конструкцій залів повинно бути виконано наступну вимогу по тепловому захисту [5]: температура точки роси

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

внутрішнього повітря тв.роси повинна бути менше температури внутрішніх поверхонь огорожувальних конструкцій тв при розрахункових параметрах внутрішнього повітря залу ванн басейнів і зовнішнього повітря в районі будівництва аквапарку. Виходячи з цієї умови, повинно бути визначено мінімально необхідне значення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій цих споруд.

Вимоги до системи опалення залу в цьому випадку повинно полягати у забезпеченні розрахункових тепловтрат через огорожувальні конструкції, підтримці розрахункової температури внутрішнього повітря тв. і, в кінцевому рахунку, в забезпеченні умов $t_{в.роси} < t_{в.}$

Вимоги до систем вентиляції та кондиціонування повітря залу повинні бути спрямовані на забезпечення:

- Температури точки роси внутрішнього повітря тв.роси не вище значення, регламентованого показниками якості повітря, зазначеними в СанПіН [1];

- Асиміляції вологи і хлору, що випаровуються з водних поверхонь басейнів і атракціонів, кількість яких встановлюється розрахунком для робочого і неробочого періодів експлуатації залів ванн басейнів [8-10];

- Теплового комфорту і чистоти (від хлору) повітряного середовища для відвідувачів у різних зонах залу [8-10].

Вимога до системи підготовки басейнової води при її хлоруванні (в усі періоди експлуатації критих басейнів) повинно полягати у підтримці концентрації хлору в басейнової воді не більше 0,3 мг / л.

Вимоги до систем контролю за режимом температурної вологості і чистотою повітряного середовища в залі полягає в забезпеченні систематичного спостереження в обслуговуванні і верхній зонах залу:

- За параметрами повітря і температурою внутрішніх поверхонь огорожень;

- За концентраціями хлору в повітряному середовищі залу.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконання вищевикладених вимог при проектуванні спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів створює необхідні умови для забезпечення їх будівельної безпеки.

При проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря критичних басейнів найбільшу важливість має вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря в холодний і теплий періоди року, які визначають:

- Склад тепловологісної обробки повітря і встановлену потужність її обладнання;
- Схеми управління обладнанням, що забезпечує задані параметри оброблюваного повітря;
- Рівень техніко-економічних показників прийнятих рішень по системах вентиляції та кондиціонування повітря залів.

ДБН-16 не містить конкретних вимог або рекомендацій з проектування систем вентиляції та кондиціонування для спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів. Однак наведені в ньому вимоги є обов'язковими при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря в будівлях і спорудах різного призначення, в тому числі в розглянутих спорудах. Зокрема, це стосується застосування розрахункових параметрів зовнішнього повітря в холодний і теплий періоди року.

В даний час відповідно до діючих норм при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування критичних басейнів громадського призначення в якості розрахункових параметрів зовнішнього повітря для холодного і теплої періодів року застосовуються параметри Б. Розглядаючи розрахункові параметри зовнішнього повітря Б для холодного і теплої періоду року для більшості кліматичних районів країни спільно з допустимим кліматом в обслуговуваній зоні залів аквапарків (to.з. = 27-310С

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

і ф.з. до 60%) встановлено, що при проектуванні проточних систем вентиляції необхідно здійснювати:

- В холодний і перехідний періоди року тільки нагрівання приточного зовнішнього повітря до температури $t_{o.z.} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

- В теплий період року охолодження і осушення припливного зовнішнього повітря при його температурі вище $27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і вологосодержанні видаляється із залу більше 16 г / кг (ф.у більше 60%), встановленому при розрахунковому воздухообмені.

На основі розрахункових параметрів зовнішнього повітря Б і допустимих параметрів повітря в обслуговуваній зоні залів аквапарків представляється можливим оцінити для холодного і теплого періодів року:

- Кількість випаровується вологи в залах в ці періоди і необхідний повітрообмін для її асиміляції;

- Потужності встановлюваних засобів нагріву, охолодження і осушення припливного повітря.

Як відомо, розрахункові параметри зовнішнього повітря Б є деякими середніми значеннями, отриманими в результаті багаторічних спостережень. При проектуванні кліматичних систем залів критих басейнів з використанням розрахункових параметрів зовнішнього повітря Б можуть спостерігатися порушення заданих метеорологічних умов у залах ванн басейнів в окремі періоди, оскільки ці параметри характеризуються забезпеченістю 0,92 і 0,98, відповідно, для холодного і теплого періоду року.

Для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів повинні бути встановлені розрахунком для холодного і теплого періодів року такі основні вихідні дані:

- Тепловиділення від освітлення, відвідувачів і внутрішнього обладнання;

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Теплопоступлення через скління і несучі огорожувальні конструкції залу в результаті впливу сонячної радіації;

- Вологовиділення з водних поверхонь басейнів, атракціонів і відвідувачів у залі.

При виконання зазначених розрахунків можуть бути використані рекомендації, наведені в СНиП, довідниках і статтях [3, 8, 15, 17].

На закінчення відзначимо, що представлений в статті матеріал може бути корисний при розробці нормативно-технічних документів з проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів плавальних басейнів громадського призначення, спрямованих на створення ефективних систем залів ванн басейнів та забезпечення їх надійності та безпеки при експлуатації.

Кондиціонування приміщення з функціонуючим басейном цілий рік

Створення мікроклімату в приміщенні з басейном є одним з найбільш складних завдань при розробці і реалізації системи Кондиціонування і вентиляції приватного будинку.

Це обумовлено тим, що в приміщенні з басейном потрібно підтримувати постійну температуру повітря (зазвичай на 1-2 °С вище за температуру води в басейні), постійну відносну вологість $60\pm 5\%$, швидкість повітря над басейном не більше 0,2 м/с і подачу свіжого повітря не менше 80 м³/год на того, що одного купається.

Крім того замовник зазвичай просить забезпечити відсутність конденсату на стінах і вікнах. Найчастіше таке бажання замовника виявляється, коли стіни і вікна вже стоять, хоча правильніше було б про це поклопотатися при виборі конструкції вікон, конструкції і товщини стін.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Запобігання випаданню конденсату на обгороджуваннях за рахунок збільшення термічного опору стін і вікон.

Зменшення теплопроницаємості обгороджувань приміщення приводить одночасно до двох позитивних ефектів: зниженню витрат енергії на підтримку заданої температури в приміщенні з басейном (температура 28°C, що рекомендується) і запобіганню випаданню конденсату на стеклах вікон і стінах при дотриманні відповідних тепловологісних параметрів повітря.

У розрахунках показано, що в приміщеннях з басейном зовнішні стіни небажано робити із звичайної цеглини без шару теплоізоляції, оскільки це зажадає в кліматичних умовах м. Одеси збільшення їх товщини до 0,8-0,9 м для запобігання появи вологи на стінах.

Для надійного запобігання появи конденсату на стінах доцільно використовувати теплоізолятор, наприклад ISOVER.

Необхідно ще раз звернути увагу на те, що устаткування або матеріалів або конкретних фірм жодним чином не пов'язана з думкою про їх перевагу над аналогами інших фірм. Це, в основному, результат того, що студент використовував їх в своїй практиці і вважає придатними для вживання у вказаних цілях, втім як і устаткування або матеріали ряду інших не згаданих фірм.

Однокамерні склопакети у віконних отворах приміщень з басейнами не запобігають випаданню конденсату на поверхнях внутрішніх стекол, дотичних з повітрям приміщення. Це показано в розрахунках Прикладу 1.

У цьому ж прикладі показано, що і при 2-х камерних склопакетах у вікнах залишається певна небезпека конденсації на них вологи з повітря приміщення при температурі зовнішнього повітря мінус 18 °С.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для досить надійного запобігання конденсації вологи з повітря необхідно або інтенсифікувати процес тепловіддачі від внутрішнього теплого повітря до поверхні скла, дотичного з ним, або використовувати 2-х камерні склопакети з великим термічним опором, наприклад склопакети вітчизняного виробництва DiamantEcoTerm™[10]. Можливо також використання інших енергозберіжних стекол, наприклад ЕКО PLUS[11]. Проміжки між стеклами склопакета інколи заповнюють аргоном або криптоном, що збільшує в 2-х камерних склопакетах загальне термічний опір відповідно в 1,3 і 1,6 разу при товщині стекол 4 мм і товщині дистанційної рамки 12 мм.

Додаткові витрати на збільшення термічного опору в зимовий час і зниження загальної пропускну здатності сонячної радіації в літній час є важливими енергозберіжними заходами і окупаються за короткий строк, як правило, не більше 2-3 років. Для приміщень з високою вологістю ці заходи знижують вірогідність появи конденсату на стеклах

Дотримання режиму рекомендованої вологості має важливе значення для здоров'я людей і збереження устаткування і інтер'єру басейну.

Зниження вжитку енергії і запобігання випаданню конденсату на стінах і вікнах приміщення з басейном за рахунок осушення повітря вентиляцією.

У приміщенні з басейном потрібний особливий мікроклімат, що дозволяє людям відчувати себе комфортно. До найважливіших параметрів, що забезпечують комфорт в приміщенні з басейном, відноситься вологість повітря. Оптимальне значення відносної вологості повітря в приміщенні з басейном 60%. Таку відносну вологість можливо забезпечити, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера данської фірми Dantherm). Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м² необхідний осушувач CDP 125. Це дорогий агрегат, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для 5-ти що купаються по нормі необхідно подавати не менше 400 м³/год свіжого повітря. У Прикладі 1 показано, що

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

велику частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з басейном, використовуючи загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей. Таким чином в холодний період можна, не включаючи спеціальний осушувач, забезпечувати необхідну відносну вологість 60% за рахунок роботи припливно-витяжної вентиляції. Для кліматичних умов м. Одеси осушення вентиляцією можна виробляти до зовнішньої температури 19-22°C. При вищих температурах зовнішнього повітря вступ вологи з припливним повітрям починає превалювати над кількістю вологи повітря, що видаляється витяжною вентиляцією. Це додаткова кількість вологи разом з вологою, що випаровується з дзеркала басейну, в цей період повинно видалятися спеціальним компресорно-конденсаційним осушувачем.

Для забезпечення підігрівання 400 м³/год свіжого припливного повітря при температурі -18 °C до температури на вході в приміщення 30 °C необхідний калорифер теплової потужністю 7,9 кВт. Всього потужність 2-х вентиляторів і електричного калорифера складе 8,2 кВт.

Економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжній вентиляції агрегат з рекуперацією тепла, наприклад припливно-витяжний агрегат фірми Systemair VX 700 E [12]. Вживання такого рекуператора дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах Прикладу 3.2.2 економити більше 4 кВт потужності калорифера. Необхідно відзначити, що при підвищенні зовнішньої температури кількість тепла, передана припливному повітрю в рекуператорі, падатиме, але при цьому зменшиться і потрібна потужність нагрівача. При температурах зовнішнього повітря вище 28°C з'явиться необхідність охолоджувати припливне повітря, проте рекуператор зменшуватиме необхідну холодопродуктивність кондиціонера-осушувача. Зрозуміло, що при температурах зовнішнього повітря вище 28 °C тепла потужність, що відводиться від припливного повітря, буде істотно нижча, ніж тепла потужність, передавана йому в

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зимовий час із-за набагато вищої різниці температур між внутрішнім і зовнішнім повітрям. Проте зменшення необхідною холодопродуктивності кондиціонера в окремих випадках може дозволити використовувати кондиціонер меншого номінала, чим без рекуператора. Різниця в ціні таких кондиціонерів може скласти істотну частину вартості рекуператора і таким чином понизити термін його окупності на 1-2 роки.

Резюмуючи зміст цього параграфу, необхідно відзначити, що при піковій різниці температур припливу і витягу в зимовий час більше 40 °С, а в літній час більше 8-10 °С і потужності, якою обмінюються потоки в зимовий час, більш 30- 40 кВт (приблизно відповідає при параметрах температурної вологості Зниження добового вжитку енергії і оцінка часу підготовки після функціонування в нічному черговому режимі систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з басейном.

Після закінчення використання басейну можна закрити дзеркало води спеціальною плівкою і допустити збільшення відносної вологості в приміщенні до 65-70% . Це можна зробити в ручному режимі або при використанні вільно програміруемого контролера. Додаткова автоматика, включаючи датчики присутності людей, окупається протягом 2-3 років за рахунок економії енергії в черговому режимі, коли басейн затягується плівкою, вимикається спеціальний осушувач і зменшується або припиняється вентиляція зовнішнім повітрям.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

2.1 Характеристика будівельних конструкцій

Назва об'єкту: Басейн торгового комплексу

Географічна широта 48⁰.Одеса

Стіни виготовлені з цегли ($\delta_{кр} = 250\text{мм}$),вкритого з двох сторін цементною штукатуркою($\delta_{шт} = 25\text{ мм}$) і утеплювачем Пінополіуретаном ($\delta_{ут} = 15\text{ мм}$).

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0.7\text{ Вт/(мК)}$;

цегла $\lambda = 0.47\text{ Вт/(мК)}$;

утеплювач Пінополіуретан $\lambda = 0,025\text{ Вт/(мК)}$.

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)} \quad (2.1)$$

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.25}{0.47} + \frac{0.15}{0.025} + \frac{0.025}{0.7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.15\text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

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

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

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

Перекриття:

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

(2.2)

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{пер} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.16}{2.04} + \frac{0.15}{0.025} + \frac{0.2}{0.93} + \frac{0.01}{0.17} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплозасвоєння матеріалу S шару на границі розділення. Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шару огороження D, теплову інерцію огороження ΣD за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (2.3)$$

де δ - товщина шару огороження;

λ - теплопровідність шару огороження.

$$D = R \cdot S \quad (2.4)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1- Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і 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 ΣD
1	Вікна – подвійні склопакети				0.4		
2	Зовнішня стіна						
	штукатурка	1800	0.025	0.8	11.1	0.043	0.48
	цегла	1400	0.25	0.47	12.2	0.53	6.47
	утеплювач	125	0.15	0.025	1.1	6	6,6

3	Перекриття						
	з/б плита	2500	0.16	2.04	8.7	0.07	1.3
	Пінополіуретан	125	0.15	0.025	0,99	6	5,94
	цем.пісч. шар	1800	0.02	0.93	19.1	0.21	4
	рубер. килим	600	0.01	0.17	6.7	0.058	0.38
4	Внутрішні перегородки						
	утеплювач	125	0.12	0.025	1.1	2.6	2.86
	цегла	1400	0.12	0.47	12.2	0.25	3.05
	утеплювач	125	0.12	0.025	1.1	6	6.6

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ЧЕРЕЗ ОГОРОДЖУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огородження

Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 28°C.

Характеристика огороджуючих конструкцій приміщення приведена в таблиці 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для двойного скління в дерев'яних переплетах $K_4=0,4$ [1] та відсутності захисних споруд на вікнах $K_1=1; K_2=1, K_3=1$.

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \quad (3.1)$$

Де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за [1]

$K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,e}$ - коефіцієнт опромінення сонячною радіацією для врахунку площі світлового отвору, незатіненого горизонтальною та вертикальною площинами в будівельному виконанні.

Параметри за сторонами світу.

На західній стороні:

площа 15 м² ;

максимальна щільність потоку прямої радіації 542 Вт/ м² ;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації 129 Вт/ м².

Таким чином максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна на південній стороні:

$$Q_{oc,i} = (542 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.4 \cdot 15 = 4026$$

Арк.

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

34

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Для знаходження показника a_n поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти тепло засвоєння $Вт/(м^2 \cdot К)$:

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.2)$$

Де R_{oc} – термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку 6 [1]

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 [1].

$$Y_{oc} = \frac{1}{0.4 - 1/8} = 3,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача: $D=6,6 > 1$, то $Y_{ст} = S_{ут.} = 1.1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини залізобетону: $D/2 = 0.229 < 1$, то

$$Y_{пер} = R_m S_m^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.3)$$

$$Y_{пер} = 0.6 \cdot 12.2^2 = 44.6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Де R_m – термічний опір частини шару перегородки, розділеної по осі симетрії, $[(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}]$;

S_m – коефіцієнт тепло засвоєння матеріалу шару на кордоні розділення, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$.

Для перекриття по шару залізобетонної плити: $D=1.3 > 1$,

То $Y_{пер} = S_{жел.} = 18.7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$\sum Y = Y_{oc} A_{oc} + Y_{cm} A_{cm} + Y_{nep} A_{nep} \quad (3.4)$$

Де $A_{ст}$ – внутрішні поверхні огорожень приміщення, $м^2$

$$\sum Y = 3.6 \cdot 15 + 1.1 \cdot 386 + 44.6 \cdot 255.6 = 11878 \text{ Вт/К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(A_{oc} + A_{cm} + A_{nep}), \text{ м}^2$$

(3.5)

$$\Delta = 2.55(15 + 386 + 255.6) = 1674 \text{ м}^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi(\sum Y / \Delta) \quad (3.6)$$

$$a_{п} = \varphi(11878 / 1674) = \varphi 6$$

За БНіП II-3-79 знаходимо загальну тривалість радіації через 3х.-3х.вікна $\Delta Z = 8$ годин та початок радіації $Z = 11$ годин; при $a_{п} = 6$ знаходимо величини показника для всіх годин доби та заносимо їх в табл.3.1

Помножаємо $Q_{oc i}$ на показники $a_{п}$; отриманні годині поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стоку табл.3.1

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна і значення заносимо в табл.3.1

$$Q_{\Delta t} = (t_{н} + 0.5\theta_1 A_{м.с.} - t_{п}) A_{oc} / R_{oc}, \text{ Вт} \quad (3.7)$$

Для західної стіни:

$$Q_{\Delta t} = (31 + 0.5\theta_1 11,3 - 28) 15 / 0.4 = 132\theta_1 + 147 \text{ Вт}$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Де $t_{нар}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» БНіП 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

$A_{мс}$ – максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні, яка приймається за БНіП 2.01.01-82.

Θ_1 – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до БНіП 2.04.05-91.

t_n – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за БНіП 2.04.05-91.

$A_{ос}, R_{ос}$ – площа, m^2 , та приведений опір теплопередачі, $m^2K/вт$, скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до БНіП 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м,с} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_M \quad (3.8)$$

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), $m^2\text{°C}/Вт$, яке приймається у відповідності до вимог п.п.2.6-2.9 БНіП II-3-79**;

$t_{нар}, t_n$ – середня температура зовнішнього повітря в липні за БНіП 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні.

ρ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій , який приймається за додатком 7 БНіП II-3-79** ;

J_{cp} – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної), $Вт/m^2$, яка поступає в липні, приймаємо по табл.7 для горизонтальної та по табл.8 для вертикальної поверхні за посібником до БНіП 2.04.05-91.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

β_k – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні(перекритті) та дорівнює 0,6 для усіх інших захисних конструкцій;

V – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4* БНіП II-3-79 або за формулою:

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.9)$$

$$V = 2^{13.55} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{6.573}{13.55} \right) \cdot 1.01 \cdot 1 = 242$$

Де ΣR – термічний опір огороження, Вт/(м²°С)

ΣD – теплова інерція огороження.

Для багат шарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.10)$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{12.2}{11.1} = 1.01$$

Де S_1 і S_2 – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару по ходу теплової хвилі, Вт/м²°С, за БНіП II-3-79**;

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1 θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до БНіП 2.04.05-91, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$.

ε – запізнювання температурних коливань в огороженні;

z – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається за табл.7 та 8 за посібником до за [1].

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

A_M – площа масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), m^2 .

$\alpha_n, \alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, $Вт/(m^2 \cdot C)$, яке визначається за [1]

$\rho=0.3$ для штукатурки (зовнішній шар стіни)

$J_{cp}=159$ $Вт/m^2$ для західної стіни

$A_j=356+99-328=127(Вт/m^2)$ для західної стіни;

3.2 Облік кількості води, що випаровується з дзеркала басейну при осушенні повітря.

На основі використання різних методів розрахунку кількості води, що випаровується з дзеркала басейну, і перевірки їх на практиці нами був вибраний метод, приведений в Європейському стандарті VDI 2086, [13] з врахуванням вимог ДБН-13* ,[5]

Вихідні дані:

Площа водної поверхні басейну, $S = 140 m^2$

Температура повітря в приміщенні, $t_b = 28 \text{ }^\circ C$

Температура води в басейні, $t_w = 27^\circ C$

Температура зовнішнього повітря, $t_n = 28,6^\circ C$

Емпіричний коефіцієнт E :

-частний басейн, $E=10-15$;

-громадський басейн, $E=20$;

-великий басейн з високою активністю тих, що купаються, $E=28-35$

Емпіричний коефіцієнт, E_n :

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-невеликий приватний басейн за відсутності тих, що купаються, $E_n=5$

Відносна вологість повітря, підтримувана в приміщенні, $\varphi=60\%$

Тиск водяної пари насиченого повітря при $t_w = 26$, $P_{нас} = 33.59$ мбар

Тиск водяної пари при $\varphi = 0.5\%$, $P_{уст} = 24$ мбар

Відносна вологість зовнішнього повітря, $\varphi_n = 38\%$

Кількість тих, що купаються, $n = 12$ чол.

Витрата вентиляційного повітря, L , $m^3/год$

Розрахунок

1. Інтенсивність випару з поверхні води басейну, W , г/год.

Інтенсивність випару, розрахована за стандартом VDI 2086, [13]

За наявності тих, що купаються у воді

Кількість води, що випаровується з поверхні води басейну, W , г/год.

$$W = E \cdot F \cdot (P_{нас} - P_{уст}) = 20 \cdot 147 \cdot (33.59 - 24) = 28194$$

Для видалення такої кількості вологи в годину придатний, наприклад, осушувач Dantherm CDP 125 [13]

За відсутності тих, що купаються у воді

Кількість води, що випаровується з поверхні води басейну, W_n , г/година

$$W_n = E_n \cdot F \cdot (P_{нас} - P_{уст}) = 5 \cdot 147 \cdot (33.59 - 24) = 7048$$

З метою енергозбереження можна використовувати для вилговидалення припливно-витяжну вентиляцію в досить широкому діапазоні зовнішньої

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температури повітря, навіть при його високій вологості, без збільшення витрати, обумовленої вимогою норм для дихання людей.

3.3 Нестационарний тепловологістний режим

Температура води в басейні, $t_w = 28 \text{ }^\circ\text{C}$

Відносна вологість повітря, що зростає в приміщенні, $\phi = 0.5$

Відносна вологість зовнішнього повітря, $\phi_n = 38 \%$

Розрахунок

1. Інтенсивність випару з поверхні води басейну, $W(\psi)$, г/година

Інтенсивність випару, розрахована за стандартом VDI 2086

За наявності тих, що купаються у воді

Температура повітря в приміщенні басейну, $t_b = 28^\circ\text{C}$;

Температура зовнішнього повітря, $t_n = 31^\circ\text{C}$;

Тиск водяної пари, залежний від ψ , $P_{\text{уст}}(\psi) = 24\text{мбар}$

$$P_{\text{уст}}(\psi) = \frac{p(t_b)}{100} \cdot \psi = \frac{28}{100} \cdot 24 = 6.72$$

Кількість води, що випаровується з поверхні води басейну, $W(\psi)$, г/година

$$W(\psi) = E \cdot S \cdot (P_{\text{нас}} - P_{\text{уст}}(\psi)) = 20 \cdot 147 \cdot (33.59 - 6.72) = 78998$$

Кількість вологи, що поступає з 1 кг повітря вентиляції, г

3.4 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_l = n \cdot q_l, \text{ Вт}, \quad (3.11)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

де n - число людей, що знаходяться у приміщенні,

$$Q_l = 12 \cdot 150 = 1800 \text{ Вт.}$$

Визначаємо явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_l^{\text{скр}} = n \cdot q_l^{\text{скр}}, \text{ Вт,} \quad (3.12)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_l^{\text{скр}}$ – сховані теплові відношення відносно людини, Вт

Теплові відношення від штучного освітлення:

$$Q_{\text{осв}} = F_{\text{пл}} \cdot q_{\text{осв}} \cdot \beta = 728 \cdot 12 \cdot 1.6 = 13977 \text{ Вт.} \quad (3.13)$$

$q_{\text{осв}}$ – теплові відношення від висвітлення на 1 м^2 площі підлоги;

$F_{\text{пола}}$ – площа підлоги;

β – освітленість.

Від обхідних доріжок:

$$Q_{\text{од}} = \alpha_{\text{хд}} \cdot F_{\text{пл}} \cdot (t_{\text{хд}} - t_{\text{в}}) = 12 \cdot 45 \cdot (31 - 28) = 1620 \text{ Вт,} \quad (3.14)$$

Теплові втрати на нагрів води у ванні:

$$Q_{\text{в}} = \alpha \cdot F_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{пов}}) = 4 \cdot 267.5 \cdot (28 - 25) = 3210 \text{ Вт,} \quad (3.15)$$

Повний теплоприплив приміщення

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{осв}} + Q_{\text{огор}} + Q_{\text{од}} + Q_l - Q_{\text{в}} = 13.9 + 6 + 1.6 + 1.8 - 3.2 = 20.1 \text{ кВт,} \quad (3.16)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунок вологовиділень

Виділення вологи від людей

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

n – число людей у приміщенні;

$w_{л}$ – виділення вологивідоднієї людини, г/с.

$$W_{л} = 12 \cdot 4.5 \cdot 10^{-5} = 5.4 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

Визначаємо вологовиділення від обхідних доріжок

$$W_{од} = \sigma \cdot (t_{в} - t_{мт}) \cdot F \cdot 0.45, \text{ кг/с}$$

(3.18)

Площа змоченої частини обхідних доріжок складає 0.45 від всієї її площі.

де температура мокрого термометра $t_{мт} = 20.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

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

$$\sigma = \frac{\alpha_{к}}{C_{в.в}} = \frac{7}{1.006} = 0.0069, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

(3.19)

$\sigma = \alpha_{к}/C_{в.в}$ - співвідношення Л'юїса;

$C_{в.в}$ – ізобарна теплоємність, $[\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}]$;

$\alpha_{к}$ - коефіцієнт тепловіддачі, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$;

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

$$W_{в} = \sigma \cdot F \cdot (d'' - d) = 0.0069 \cdot 75 \cdot (20 - 13) \cdot 10^{-3} = 0.0036 \text{ кг/с}$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Вологовиділення з поверхні відкритої води

$$W_{\text{Вод}} = \sigma \cdot F \cdot (d'' - d) = 0.0069 \cdot 147 \cdot (24.1 - 14.4) \cdot 10^{-3} = 0.0098 \text{ кг/с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{\text{скр}} = r \cdot W_{\text{вл.у.}}, \text{ (кВт)}, \quad (3.20)$$

де r - схована теплота паротворення

$$r = r_0 - 2.3 \cdot t_w^M, \text{ (кДж/кг)}. \quad (3.21)$$

де t_w^M - температура повітря в приміщенні по мокрому термометрі.

$$r = 2500 - 2.3 \cdot 20.5 = 2264 \text{ (кДж/кг)},$$

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{обц}} - Q_{\text{скр}} = 20.1 - 12 = 8.1 \text{ кВт} \quad (3.22)$$

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{явн}} + Q_{\text{скр}} = 8.1 + 12 = 20.1 \text{ кВт} \quad (3.23)$$

Визначаємо повне вологовиділенн

$$W_{\text{нов}} = W_{\text{люд}} + W_{\text{од}} + W_B + W_{\text{Вод}}, \text{ кг/с} \quad (3.24)$$

$$W_{\text{нов}} = 0.54 \cdot 10^{-3} + 0.174 \cdot 10^{-3} + 3.6 \cdot 10^{-3} + 0.98 \cdot 10^{-3} = 5.3 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.25)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, = 8200 \text{ кДж/кг.}$$

Массова витрата повітря

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По балансу загальної теплоти:

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

де

$h_g = 65 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 57.4 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія припливного повітря;

$G_1 = \frac{Q_{пол}}{h_g - h_n}$, = По балансу явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.27)$$

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

$$G_2 = \frac{8.1}{1.037 \cdot 5} = 1.5 \text{ кг/с}$$

$$c_p = 1.006 + 1.8 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.28)$$

$$c_p = 1.006 + 1.8 \cdot 17.1 \cdot 10^{-3} = 1.037 \text{ кДж}$$

По балансу вологи:

$$G_3 = \frac{W_{пол}}{d_b - d_{п}}, \text{ кг/с}. \quad (3.29)$$

$$G_3 = \frac{5.3 \cdot 10^{-3}}{(14.5 - 11.5) \cdot 10^{-3}} = 1.76 \text{ кг/с}.$$

Приймаємо $G_T = 2 = 2.8 \text{ кг/с}$.

3.5 Холодний період року.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

45

$$G^{ТП} = G^{ХП} = 2.8 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q_{л}^{ТП} = Q_{л}^{ХП} = 1800 \text{ Вт.}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{осв}^{ТП} = Q_{осв}^{ХП} = 13977 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки через огороження:

$$Q_{огор} = Q_{ст} + Q_{вік} = 3068.7 + 9540 = 12608.7 \text{ Вт} \quad (3.30)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.31)$$

$$Q_{ст} = 0.15 \cdot 386(-23 - 28) = -3068.7 \text{ Вт}$$

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 й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ок} = F_{вік} \cdot k_{вік} (t_{н} - t_{в}), \text{ Вт} \quad (3.32)$$

$$Q_{вік} = 15 \cdot 12 \cdot (-23 - 28) = -9540 \text{ Вт}$$

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 й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{пол} = Q_{осв} + Q_{огор} + Q_{од} - Q_{в} = 13.9 - (12.61 \cdot 0.4) + 1.62 - 3.2 = 7.3 \text{ кВт} \quad (3.33)$$

$$W_{нов}^{ТП} = W_{нов}^{ХП} = 0.0053 \text{ кг/с}$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$h_n = h_g - \frac{Q_{\text{пол}}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.34)$$

$$h_n = 65 + \frac{7.3}{2.6} = 67.8 \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{ХП}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{7.3}{0.0053} = 1377 \text{ кДж/кг}$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ПРОЕКТУВАННЯ ЦЕНТРАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 2.8 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho}, \quad (4.15)$$

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

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot 2.6}{1.2} = 7800 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі воздуховодів :

$$L_{\text{КД}}^{\text{повне}} = L_{\text{КД}} \cdot 1.05 = 7800 \cdot 1.05 = 8190 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.16)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем АКВ -3-10 .

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{КД}}^{\text{повне}}}{3600} = \frac{1.2 \cdot 8190}{3600} = 2.73 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.17)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = -22^\circ\text{C}$, $t_k = 5^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_B = 8190 \text{ м}^3/\text{год}$, початкова та кінцева температура теплоносія початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 110^\circ\text{C}$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач *BHB243.1-103-090-02-2.5-0.2-2* кондиціонера АКВАРИС АКВ-3-10 площа фронтального перетину 2.9 м^2

$$v_p = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (4.18)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G_B – витрата повітря кг/с ;

$$v_p = 8190 / (3600 \cdot 2.9) = 0.94 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot C_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (4.19)$$

C_g – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 8190 \cdot (5 - (-23)) = 76741 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч :

$$G_w = \frac{3.6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (4.20)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 76741 / (4.187 \cdot (110 - 70)) = 1649.5 \text{ кг/год.}$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах $w = \text{от } 1.2 \text{ до } 1.5 \text{ м/с}$, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

49

Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, р.

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (4.21)$$

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

h – крок труб по висоті, м,

для АКВАРИС $h = 0.05$ м.

Приймаємо $p = 1$; при $H_{mp} = 0,6$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0.6 / 0.05 = 12$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (4.22)$$

Де

f_w – площа живого перетину мідної трубки m^2 ;

Приймаємо швидкість руху води в трубках $w = 1,8$ м/с.

Тоді

$$m = \frac{1649.5}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.8} = 2.2$$

Приймаємо $m = 2$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (4.23)$$

$$n = \frac{12}{2} = 6$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (4.24)$$

$$w = \frac{1649.5}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 2} \approx 2 \text{ м / с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, $Bm / (m^2 \cdot ^\circ C)$

$$k = A \cdot (v\rho)^{0.37} \cdot w^{0.18} \quad (4.25)$$

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

$$k = 23.11 \cdot (0.94)^{0.37} \cdot 2^{0.18} = 25.6 Bm / (m^2 \cdot ^\circ C)$$

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \quad (4.26)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{110 + 70}{2} - \frac{-23 + 5}{2} = 99^\circ C.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (4.27)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{35238}{25.6 \cdot 99} = 13.9 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (4.28)$$

де B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 0.94^{1.64} = 1.9 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1.69} \quad (4.29)$$

Де

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

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.02 \cdot 6) \cdot 2^{1.69} = 38 \text{ кПа}$$

4.1 ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В БАСЕЙНАХ

У приміщенні з басейном потрібний особливий мікроклімат, що дозволяє людям відчувати себе комфортно. До найважливіших параметрів, що забезпечують комфорт в приміщенні з басейном, відноситься вологість повітря. Оптимальне значення відносної вологості повітря в приміщенні з басейном 60%. Таку відносну вологість можливо забезпечити, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера данської фірми Dantherm). Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м² необхідний осушувач CDP 125. Це дорогий агрегат, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для 5-ти що купуються по нормі необхідно подавати не менше 400 м³/год свіжого повітря. У Прикладі 1 показано, що велику частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

басейном, використовуючи загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей. Таким чином в холодний період можна, не включаючи спеціальний осушувач агрегат, забезпечувати необхідну відносну вологість 60% за рахунок роботи припливно-витяжної вентиляції. Для кліматичних умов м. Одеси осушення вентиляцією можна виробляти до зовнішньої температури 19-22°C. При вищих температурах зовнішнього повітря вступ вологи з припливним повітрям починає превалювати над кількістю вологи повітря, що видаляється витяжною вентиляцією. Це додаткова кількість вологи разом з вологою, що випаровується з дзеркала басейну, в цей період повинно видалятися спеціальним компресорно-конденсаційним осушувачем. [11]

Для забезпечення підігрівання 400 м³/год свіжого припливного повітря при температурі -18 °С до температури на вході в приміщення 30 °С необхідний калорифер теплової потужністю 7,9 кВт. Всього потужність 2-х вентиляторів і електричного калорифера складе 8,2 кВт.

Економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжній вентиляції агрегат з рекуперацією тепла, наприклад припливно-витяжний агрегат фірми Systemair VX 700 E [12]. Вживання такого рекуператора дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах

4.2 Розрахунок повітроохолоджувача

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 оребрення, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охолоджене повітря зустрічається з поверхнею оребрення, що має

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

53

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охолодженого повітря і частини осушеного повітря в підстави обребрення, 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:

$t_{e1} = 31^{\circ}\text{C}$ – початкова температура повітря;

$h_{e1} = 57.4 \text{ кДж} / \text{кг}$ – початкова ентальпія повітря;

$t_{e2} = 28^{\circ}\text{C}$ – кінцева температура повітря

$G_e = 2.73 \text{ кг} / \text{с}$ – витрата повітря через повітроохолоджувач

$Q_0 = 17.703 \text{ кВт}$ – кількість тепла;

$W_0 = 0.00255 \text{ кг} / \text{с}$ – кількість вологи;

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

$S_p = 0.002 \text{ м}$ – крок ребра;

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

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

$S_1 = 0.02 \text{ м}$ – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S_2 = 0.02 \text{ м}$ – крок труби по ходу повітря;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$H = 1.17\text{ м}$ – висота повітроохолоджувача;

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

$$n = \frac{1}{S} = \frac{1}{0.02} \approx 50 \text{ шт.} \text{ – кількість ребер.}$$

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

$$Q_{n.ов.ох} = G \cdot (h_c - h_k), \text{ кВт}; \quad (4.30)$$

$$Q_{n.ов.ох} = 2.73 \cdot (57.4 - 47) = 28.4 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт живого перетину:

$$k_f = \frac{(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p)}{S_1 \cdot S_p} \quad (4.31)$$

$$k_f = \frac{(0.02 - 0.01)(0.002 - 0.0003)}{0.02 \cdot 0.002} = 0.43$$

Швидкість повітря у фронтальному і вузькому перетинах:

$$\omega_{B.H.} = 1.53 \text{ м/с}, \text{ приймаємо } \omega_{B.H.} = 1.5 \text{ м/с};$$

$$\omega_{B.H.} = k_f \cdot \omega_B = 0.43 \cdot 1.5 = 0.645 \quad (4.32)$$

Звідси $\omega_B = 0.645 \text{ м/с}$.

Площа фронтального перетину:

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

(4.33)

де γ_B - щільність повітря при початкових параметрах;

$$f'_B = \frac{2.73}{1.05 \cdot 0.645} = 4 \text{ м}^2$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача:

$$h_{B2} = h_{B1} - \frac{Q_0}{G_B}, \text{ кДж / кг}, \quad (4.34)$$

$$h_{B2} = 57.4 - \frac{7.3}{2.73} = 54.7 \text{ кДж / кг}$$

Знаходимо коефіцієнт вологовипадіння:

$$\xi_n = \frac{h_{B1} - h_{B2}}{C_{B1} (t_{B1} - t_{B2})} \quad (4.35)$$

Де

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

$$t_{в.ср.} = 0.5 \cdot (t_{\theta 1} + t_{\theta 2}) = 0.5 \cdot (31 + 28) = 29.5^\circ \text{C}, \quad (4.36)$$

$$C_{\theta 1} = 1,006 \text{ кДж / (кгК)}$$

$$\xi_n = \frac{57.4 - 54.7}{1.006 \cdot (31 - 28)} = 0.89$$

Температурний натиск:

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\theta_n = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2.31 \lg \frac{t_{B1} - t_n}{t_{B2} - t_n}}, ^\circ C \quad (4.37)$$

$$\theta_n = \frac{31 - 28}{2.3 \cdot \lg \frac{31 - 23}{28 - 23}} = 6.4^\circ C$$

Необхідна поверхня теплообміна:

$$F_n = \frac{10^3 \cdot Q_0}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot \theta_n}, m^2 \quad (4.38)$$

$$F_n = \frac{10^3 \cdot 7.3}{23 \cdot 0.68 \cdot 6.4} = 72.9 m^2$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E_p = \frac{th(h_p \cdot \sqrt{B})}{h_p \cdot \sqrt{B}} \quad (4.39)$$

$$B = \frac{2 \cdot \alpha_n \xi}{\delta_p \cdot \lambda_n}, m^{-2} \quad (4.40)$$

$$B = \frac{2 \cdot 23 \cdot 0.68}{0.0003 \cdot 45} = 2317.037 m^{-2}$$

$$E_p = \frac{th(0.01 \sqrt{2317.037})}{0.01 \cdot \sqrt{2317.037}} = 1.064 \quad (4.41)$$

Коефіцієнт ефективності ребристої поверхні:

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$E_n = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_w} \quad (4.42)$$

$$E_n = 0.63$$

Питоме теплове навантаження на внутрішню поверхню повітроохолоджувача:

$$q_{Fa} = \beta \cdot \alpha_n \cdot \xi \cdot \theta_n, \text{Вт/м}^2 \quad (4.43)$$

де β - міра ребрення, $\beta = 16,9$;

$$q_{Fa} = 16.9 \cdot 23 \cdot 0.68 \cdot 6.4 = 1691.6 \text{Вт/м}^2$$

Температура кипіння фреону:

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

Температура конденсації : $t_k = 31 + 10 = 41^\circ\text{C}$

$$t_1 = t_0 + 10 = 9 + 10 = 19^\circ\text{C} \quad (4.44)$$

$$t_3 = t_k - 3 = 41 - 3 = 38^\circ\text{C} \quad (4.45)$$

Точку 4 знаходимо по величині ентальпії:

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6) = 230 - (421 - 392) = 201 \text{кДж/кг} \quad (4.46)$$

Витрата фреону:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{(h_6 - h_5)}, \text{кг/с} \quad (4.47)$$

$$G_0 = \frac{16.75}{(392 - 207)} = 0.094 \text{кг/с}$$

Оптимальна масова швидкість фреону:

$$\omega_a \rho_a = 19.3 \cdot q_{Fa}^{0.24}, \text{кг/м}^2\text{с} \quad (4.48)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\omega_a \rho_a = 19.3 \cdot 1018^{0.24} = 107.98 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$$

Витрата фреону через трубку:

$$G_a = 0.785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega_a \rho_a, \text{ кг/с} \quad (4.49)$$

$$G_a = 0.785 \cdot 0.01^2 \cdot 107.98 = 0.008 \text{ кг/с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до киплячого фреону:

$$\alpha_a = A \cdot q_{Fa}^{0.6} \cdot (\omega_a \rho_a)^{0.2} \cdot d_{\text{вн}}^{-0.2}, \text{ Вт/м}^2 \quad (4.50)$$

$$\alpha_a = 5.83 \cdot 1305.7^{0.6} \cdot (107.98)^{0.2} \cdot 0.008^{-0.2} = 2892 \text{ Вт/м}^2$$

Повний температурний натиск:

$$\theta = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{2.31 \lg \frac{t_{B1} - t_0}{t_{B2} - t_0}} \quad (4.51)$$

$$\theta = \frac{31 - 28}{2.3 \cdot \lg \frac{31 - 9}{28 - 9}} = 21.5$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \xi_n \cdot F_n} + \frac{1}{\alpha_a}}, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (4.52)$$

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{23 \cdot 0.68 \cdot 72.9} + \frac{1}{2892} \cdot 16.9} = 148.8 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Знаходимо необхідну поверхню теплообміну:

$$F_n = \frac{Q_0}{10^{-3} \cdot k_n \cdot \theta}, \text{ м}^2 \quad (4.53)$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

$$F_n = \frac{7.3}{10^{-3} \cdot 148.8 \cdot 21.5} = 2.28 \text{ м}^2$$

Поверхня теплообміну одного ряду трубок:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot L \cdot n_1 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (4.54)$$

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

Число рядів трубок по ходу повітря:

$$n_2 = n_2' = \frac{F_n}{F_{n1}}, \text{ рядів} \quad (4.55)$$

$$n_2 = n_2' = \frac{2.28}{4.413} = 0.51 \text{ рядів}$$

Уточнюємо поверхню теплообміну:

$$F_{n1} = \pi \cdot d_n \cdot B \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot \beta', \text{ м}^2 \quad (4.56)$$

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

Осушуюча здатність повітроохолоджувача:

$$W_0 = \frac{Q_0}{q} \left(1 - \frac{1}{\xi_n} \right), \text{ кг} / \text{ с} \quad (4.57)$$

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

5 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Тепловий розрахунок компресора

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є кількість холоду, яку вона повинна виробити для СКП, а також режим роботи.

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: $t_{\text{води}} = 10,5^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

$$t_o = 10,5 - 3 = 7,5^\circ\text{C}$$

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

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15)^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

$t_n = 29,4^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 29,4 + 9 = 38,4^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в

конденсаторі:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

61

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.3)$$

$$t_3 = 38,4 - 5 = 33,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який має достатньо хороші термодинамічні якості.

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: $t_{\text{води}} = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

$$t_o = 10,5 - 3 = 7,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15) \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

$t_n = 29,4 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 28,6 + 10 = 38,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (5.3)$$

$$t_3 = 38,4 - 5 = 33,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

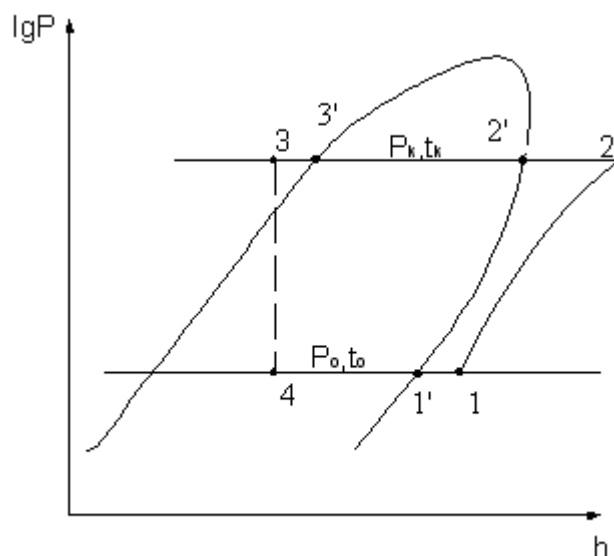
Перегрів в випарнику- $\Delta t_0 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (5.4)$$

$$t_1 = 7,5 + 5 = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Побудуємо цикл в $\lg P$ - h діаграмі та визначимо параметри точок процесів.



Підбираємо чілер зі спіральним компресором.

Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_0^ч = 1,1G_B(h_B - h_{II}) = 1,1 * 7,96(52,5 - 32) = 180 \text{ кВт}; \quad (5.5)$$

Температура кипіння фреону: $t_0 = +7,5 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_k = +38,4 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

63

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	15	17	5
t, °C	12,5	51	33,4	7,5
h, кДж/кг	422	445	250	256
v, м ³ /кг	0,043	-	-	-

Далі керуючись [9]:

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 422 - 256 = 166 \text{ кДж/кг}; \quad (5.6)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 445 - 422 = 23 \text{ кДж/кг}; \quad (5.7)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 445 - 250 = 195 \text{ кДж/кг}; \quad (5.8)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{166}{0,043} = 3860 \text{ кДж/м}^3; \quad (5.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{280,5}{(311,4 - 280,5)} = 9,07; \quad (5.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 166 / 23 = 7,21; \quad (5.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{сгс} = \frac{\text{сop}_a}{\text{сop}_k} = \frac{7,21}{9,07} = 0,79; \quad (5.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 180/166 = 1,08 \text{ кг/с}; \quad (5.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{bc} = M_a \cdot V_1 = 1,08 \cdot 0,043 = 46,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (5.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

$$\left(\frac{P_k}{P_o}\right) = 3,4 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 2,35;$$

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$V_h = \frac{Q_o^q}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{180}{(2,35 \cdot 3860)} = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (5.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{km} = 1,08 \cdot 23 = 24,84 \text{ кВт}; \quad (5.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{24,84}{0,9} = 27,4 \text{ кВт}, \quad (5.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 27,4 + 0,3 = 27,7 \text{ кВт}, \quad (5.18)$$

де $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ед}}} = \frac{27,7}{0,9} = 30,7 \text{ кВт}, \quad (5.19)$$

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

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_d = \frac{Q_0^{\text{ч}}}{N_{\text{ел}}} = \frac{180}{30,7} = 5,86; \quad (5.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{сгс} = \frac{\text{cop}_d}{\text{cop}_k} = \frac{5,86}{9,07} = 0,64; \quad (5.21)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = (G_b \cdot \rho \cdot \Delta h) / 3600, \quad (5.22)$$

де Δt - перепад температури води в повітроохолоджувачі;

C_p , кДж/кг·К- теплоємність води;

G_w , кг/с - витрата води;

L'_p , м³/год. - витрата повітря;

ρ , кг/ м³ – щільність повітря;

Δh , кДж/кг – різниця ентальпій на вході та виході з повітроохолоджувача;

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_p \cdot (h_{вх} - h_{вих}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{25074 \cdot (52.5 - 32) \cdot 1.2}{3600 \cdot 5 \cdot 4.19} = 9.17 \text{ кг/с}. \quad (5.23)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{9.17}{1000} = 9.17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (5.24)$$

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_T = \frac{L_w}{v} = \frac{(8.17 \cdot 10^{-3})}{1.5} = 0.0064 \text{ м}^2, \quad (5.25)$$

Визначимо теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0064}{3.14}} = 0.083 \text{ м}; \quad (5.26)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Беремо трубку екопластик PN 10 з фактичним діаметром $d_{\phi} = 90$ мм.

Перераховуємо швидкість рідини в трубках:

$$v = \frac{L_w}{F_{\phi}} = \frac{L_w}{(\pi \cdot d_{\phi}^2)/4} = \frac{0,00817}{(3,14 \cdot (0,09)^2)/4} = 1,28 \text{ м/с}, \quad (5.27)$$

де F_{ϕ} - фактична площа перерізу трубки, м^2 .

Підбираємо модель чилера по холодовидатності:

$$Q_o^c = 1,1 * G_B * (h_B - h_{II}) = 1,1 * 8.358 * (62 - 39) = 113 \text{ кВт}; \quad (5.28)$$

Підбираємо модель G-CGCL –700 фірми TRAINE

$$Q_o = 200 \text{ кВт}$$

Маса =1130, кг ; Шум=90, Дб.

Підбираємо модель гідромодуля по необхідній витраті води для камери зрошення :

$$G_w = V \cdot L_{II} \cdot \rho_{II} = 0,38 \cdot 699001,2 = 17.17 \text{ л/с} \quad (5.29)$$

Із каталогів фірми TRAINE вибираємо гідромодуль моделі HDM 4.4

Д/Ш/В, мм = 635/1045/1300

Маса =250 , кг; Номінальна потужність – 1, 1 кВт.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолоджуючому середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолоджуючого середовища конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор повітря-охолоджуваній. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі тепловіддаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів. Керуючись [11]

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (6.30)$$

де Q_0 - холодовидатність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 39 + 5,7 = 45,7 \text{ кВт}$$

Приймаємо $\Delta t_{\text{воз}} = 6^\circ\text{C}$,

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.31)$$

де $t_{\text{в1}}$ – зовнішня температура повітря, $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{в2}} = 29,4 + 6 = 35,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.32)$$

$$t_k = \frac{29,4 + 35,4}{2} + 10 = 42,4^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\theta = \frac{\Delta T_B}{\ln \frac{T_K - T_{B1}}{T_K - T_{B2}}}, K, \quad (6.33)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{315,4 - 302,4}{315,4 - 308,4}} = 9,69 K.$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_g = \frac{Q_K}{c_p \cdot \Delta T_g}, \text{ кг/с}, \quad (6.34)$$

$$G_g = \frac{40,7}{1.006 \cdot 6} = 6,743 \text{ кг/с},$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.35)$$

де $\rho_B = 1,171 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 314,6 \text{ К}$.

$$V_g = \frac{6,743}{1.171} = 5,758 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_{ж} = \frac{V_B}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (6.36)$$

де $\omega = 7 \text{ м/с}$ – прийнята швидкість повітря.

$$F_{ж} = \frac{5,758}{7} = 0,823 \text{ м}^2,$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби d_n , м -0,012

Внутрішній діаметр труби $d_{вн}$, м -0,010

Крок труб по фронту і в глибину s , м -.0,024

Товщина ребер δ_p , м 0,00015

Крок ребер u , м -0,004

Матеріал труб Мідь

Матеріал ребер -алюміній

Ребра Пластинчасті – суцільні

Розташування труб в пучку – Коридорне

Розміри апарату по фронту. Живий перетин апарату пов'язаний з основними розмірами, що характеризують поверхню теплообміну співвідношенням

$$F_{ж} = L_1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (6.37)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{ж}}{(s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (6.38)$$

$$L_1 = \frac{0,823}{(0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right)} = 71,25, \text{ м}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні оребреної труби. При коридорному розташуванні труб з

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пластинчастим оребренням при $Re = 500..10000$; $L/d_{\text{ЭКВ}} = 4..50$; $u/d_H = 0,18..0,35$; $s/d_H = 2..5$; $t_{\text{ж}} = -40..40 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Nu_{\text{ж}} = c \cdot Re_{\text{ж}}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}} \right)^m \quad (6.39)$$

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{2(s - d_H) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_H) + (u - \delta_p)}, \text{ м}, \quad (6.40)$$

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{2(0,024 - 0,012) \cdot (0,004 - 0,00015)}{(0,024 - 0,012) + (0,004 - 0,00015)} = 0,00583 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{ЭКВ}}}{\nu}, \quad (6.41)$$

де $\nu = 15,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, при $t = 28,6$

$$Re_{\text{ж}} = \frac{7 \cdot 0,00583}{15,9 \cdot 10^{-6}} = 2567.$$

$$\frac{u}{d_H} = \frac{0,004}{0,012} \approx 0,333; \quad (6.42)$$

$$\frac{s}{d_H} = \frac{0,028}{0,014} = 2 \quad (6.43)$$

$$\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}} \geq 5.$$

Довжина пластини по ходу повітря L залежить від числа паралельних секцій конденсатора a і визначається по рівнянню

$$L = a \cdot s. \quad (6.44)$$

Коефіцієнти

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

72

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}, \quad (6.45)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582,$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.46)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2567}{1000} = -0,075,$$

$$c = A \cdot B, \quad (6.47)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.48)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2567}{1000} = 0,744,$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right), \quad (6.49)$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right) = 0,201,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,744 = 0,15,$$

$$\text{Nu}_{\text{жс}} = 0,15 \cdot 2567^{0,582} \cdot (20)^{-0,075} = 11,556$$

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{ЭКВ}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.50)$$

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{11,556 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{0,00583} = 52,13 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

де $\lambda_{\text{в}} = 2,63 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_{в.тр} = \alpha_{в} \cdot \left(\frac{F_{н}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_{н}}{d_{вн}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.51)$$

де $F'_{тр}$ - поверхня труби між ребрами,

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_{н} \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.52)$$

$$F'_{тр} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004} \right) = 0,036 \text{ м}^2/\text{м},$$

де F_p – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{н}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.53)$$

$$F_p = 2 \cdot \left(0,024^2 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,231 \text{ м}^2/\text{м}.$$

$F_{н}$ – зовнішня поверхня оребреної труби,

$$F_{н} = F'_{тр} + F_p, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.54)$$

$$F_{н} = 0,036 + 0,231 = 0,267 \text{ м}^2/\text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_{н}, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.55)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,038 \text{ м}^2/\text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.56)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/m, \quad (6.57)$$

$\lambda_p = 218 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінію; h' - умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 52,13}{0,00015 \cdot 218}} = 56,46 \text{ 1/м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1)(1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (6.58)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.59)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,024}{0,012} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,012}{2} (2,29 - 1)(1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,013 \text{ м},$$

$$E = \frac{th(56,46 \cdot 0,013)}{56,46 \cdot 0,013} = 0,852$$

$$\alpha_{\text{в.пр}} = 52,13 \cdot \left(\frac{0,267}{0,038} \cdot 0,852 + \frac{0,036}{0,038} \right) \cdot \frac{0,012}{0,010} = 433,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_{\text{к}} - T_{\text{см}})}} = \quad , \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.60)$$

$$0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{170 \cdot 10^3 \cdot 1064^2 \cdot 0,01769^3 \cdot 9,81}{2,479 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot (T - T_{\text{см}})}} = \frac{985}{\sqrt[4]{T_{\text{к}} - T_{\text{см}}}}$$

де r – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

75

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па · с.

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

$$q_{aF_{\text{вн}}} = 985 \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2. \quad (6.61)$$

з боку повітря

$$q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в.пр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \text{ Вт/м}^2, \quad (6.62)$$

де $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,010 = 0,0314 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби;

$\lambda = 385 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (мідь).

$$q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{433,75} + \frac{0,031}{0,031 + 0,267} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) = 434 (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт/м}^2.$$

$$T_{\text{к}} - T_{\text{ст}} = (273 + 41,6) - 309 = 5,6$$

$$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}} = 309 - (273 + 28,6) = 7,4$$

Будуємо графік: $q_{aF_{\text{вн}}} = 985 \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{ст}})^{0,75}, \text{ Вт/м}^2$

Будуємо графік: $q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = 434 (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт/м}^2$

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{F_{\text{вн}}}}, \text{ м}^2, \quad (6.63)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{40,7 \cdot 10^3}{3375} = 12,06 \text{ м}^2$$

Загальна довжина оребрених труб

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ

Арк.

76

$$L = \frac{F_{\text{BH}}}{\pi \cdot d_{\text{BH}}}, \text{ м}, \quad (6.64)$$

$$L_{\text{общ}} = \frac{12,06}{3,14 \cdot 0,01} = \frac{12,06}{0,0314} = 384 \text{ м}.$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.65)$$

$$a = \frac{384}{71,25} = 5,389 \approx 5.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{FBB}} = \frac{q_{\text{FBB}}}{\theta_{\text{m}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.66)$$

$$\kappa_{\text{Fен}} = \frac{3375}{9,7} = 348 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Основні конструктивні розміри апарату. При числі секцій $a = 3$ довжина труб в одній секції:

$$L_1^1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.67)$$

$$L_1^1 = \frac{384}{5} = 76,8 \text{ м}.$$

Живий перетин

$$F_{\text{жс}} = L_1^1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u}\right) \quad (6.68)$$

$$F_{\text{жс}} = 76,8 \cdot (0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right) = 0,887 \text{ м}^2.$$

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (6.69)$$

$$n = \sqrt{\frac{76,8}{0,024}} = 56,57 \text{ Тоді висота апарату :}$$

$$H = n \cdot s_1 = 56,57 \cdot 0,024 = 1,358 \text{ м} \quad (6.70)$$

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{76,8}{56,57} = 1,358 \text{ м} \quad (6.71)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_b = T_{b2} - T_{b1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{ж} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.72)$$

$$\Delta T_b = \frac{40700}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 0,887 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тут з метою збереження колишнього коефіцієнта теплопередачі доцільно зберегти прийняту швидкість повітря.

Збільшення живого перетину апарату в порівнянні з визначеним в п. 5 повинне зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагріву. Зменшення перепаду температур на 0,7 є в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим оребренням по формулі Гоголина:

$$\Delta p = A \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (6.73)$$

де $A = 0,007$ для ретельно виготовлених поверхонь.

$$\Delta p = 0,007 (20) (7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 49,8 \text{ Па.}$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. 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

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

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

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

Гранично допустима концентрація на робочому місці

ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

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

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням 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 взривопожарній і пожежній небезпеці, згідно ОНТП24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню 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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

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:

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 чорнозьому 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.

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{\text{тр}}, \quad (12.4)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

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

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

В результаті отримуємо:

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

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

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\text{св}} = R_o / (n' \cdot h_b), \quad (7.5)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_b – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_b = 0,83$. Тоді

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (7.6)$$

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

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\Pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_0)), \quad (7.7)$$

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

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

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{\Pi} \cdot R_{св} / (R_{\Pi} + R_{св}), \quad (12.8)$$

де R_{Π} – 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

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

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

$$n = S/S' = \frac{254}{12} = 21 \quad (7.8)$$

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (7.9)$$

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

10.1. Освітлення

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

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

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

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

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

10.2. Захист від шуму і вібрації

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

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

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувальних; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходів 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.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

8 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення на створення систем вентиляції і кондиціонування повітря складаються з витрат, пов'язаних з придбанням устаткування, включаючи засоби автоматики, вартості виробничої площі, на якій воно розміщується і витрат на будівельномонтажні роботи, безпосередньо пов'язані із створенням системи кондиціонування і вентиляції.

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_m + K_{пр}, (грн.) \quad (8.1)$$

- где $K_{об}$ - вартість устаткування;

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 1-5% від вартості устаткування;

K_m - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 15-20% від вартості устаткування;

$K_{пр}$ - вартість проекту (проектної документації), приймаємо в розмірі 20 – 25 % від вартості обладнання.

$$K_m = 0.03 \cdot 566624 = 11856,75 \text{ (грн);}$$

$$K_m = 0.15 \cdot 566624 = 59283,75 \text{ (грн);}$$

$$K_{пр} = 0.2 \cdot 566624 = 79045 \text{ (грн);}$$

$$K = 395225 + 11856,75 + 59283,75 + 79045 = 545410,5 \text{ (грн)}. \quad (8.2)$$

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
VRF-система	176500	шт.	2	353000
Жестяні повітроводи	75	п.м.	500	37500
Повітророзподільні дифузори	63	шт.	75	4725
Вся вартість обладнання				395225
Транспортні витрати				11856,75
Витрати на монтажні роботи				59283,75
Вартість проектних робіт				79045
Всього капітальних вкладень				545410,5

Розрахунок експлуатаційних витрат

Експлуатаційними витратами (поточні витрати) є витрати, пов'язані з експлуатацією системи кондиціонування і вентиляції, направлені на підтримку системи в робочому стані і на отримання необхідних параметрів повітря в приміщенні. При визначенні витрат враховуємо тільки основні статті витрат (прямі витрати) без врахування накладних витрат.

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію (C_e)
2. Витрати на воду (C_v) і допоміжні матеріали (C_d)
3. Витрати на заробітну плату (C_z)
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт (C_o)
5. Амортизаційні витрати (C_a)
6. Інші витрати (C_i)

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрати на електроенергію

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3 \quad (8.3)$$

- где C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_3 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_3 = 0,7 \cdot 30 \cdot 5840 \cdot 43,6 = 53471 \text{ грн/рік}$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3} \quad (8.4)$$

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 65 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 280 \text{ грн/рік}$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (8.5)$$

де C_{m1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (8.6)$$

де V – обсяг холодоагенту, заправляемого в систему, кг;

C_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_0 = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 395225 = 19761 \text{ грн/рік} \quad (8.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 395225 = 59283 \text{ грн/рік} \quad (8.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{пр} = 0,03 * C_{об} = 0,03 * 132979 = 3989 \text{ грн/рік} \quad (8.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	53471
Витрати на воду	280
Витрати допоміжні матеріали	184
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	19761
Амортизаційні відрахування	59283
Інші витрати	3989
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	136968

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т,. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.
2. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря / Н.В.Жихарева // –Одеса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
3. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
4. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с.
5. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – , 2019. – 380 с.
6. Kogut V.. [The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter](#) / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//[AIP Conferenc Proceedings](#) 2285, 030087 (2020);
7. Німич Г.В. Сучасні системи вентиляції і кондиціонування повітря / Г.В. Німич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142
8. Жихарева Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарева // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
9. Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
10. Погорелов А.І. Тепломасообмін : Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорелов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с..

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

11. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с
12. Жуковський, С.С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2003. — 372 с.
13. Спосіб нагрівання повітря. Патент на винахід №u 121838 / Когут В.О., Бабой Є.О., Талибли Р.Е., Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Дорошенко О.В., Заявка №u201907885 Публікація 27.07.2020 р, бюл. № 14.
14. Установка для нагрівання повітря. Патент на винахід №u 121951 / Когут В.О., Бабой Є.О., Талибли Р.Е., Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Дорошенко О.В. Заявка №a201907887 Публікація 10.08.2020 р, бюл. № 15
15. Ежекційний охолоджувач повітря. Патент на корисну модель №u 117401 / Когут В.О., Бутовський Є.Д., Бушманов В.О., Хмельнюк М.Г., Жихарєва Н.В. Заявка №u201700181 Публікація 26.06.2017 р. бюл. № 12.
- 15.. М.Г. Хмельнюк, О.Сгф. Подмазко, І.О. Подмазко "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с., 2014.
16. Холодильні установки, (І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Ларьяновський та інш.), підручник для вищих навчальних закладів, в двох томах, Київ, "Либідь", 1995.
17. Холодильні установки. Проектування: Учбовий посібник / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю. та ін. – Одеса: Друк, 2008. - том 1 – 3.
- 18.. І.Г.Чумак, В.П.Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інші. "Холодильні установки" Одеса, "Рефпринтінфо" 2003. 531с;

					БКВ04. 020. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

Проект системи кондиціювання
повітря басейну спортивного
комплексу «Аква», м. Одеса

ЗВО: Мойса Денис Олегович

Керівник : К.т.н.,доц. Жихарєва Н.В.

Актуальність теми:

- * Вирішення проблем скорочення витрат електроенергії. Аналіз сучасних теплоізоляційних конструкцій, що запобігають випаданню конденсату в приміщенні з басейном.
- * Знаходження оптимальних обладнання для підтримки мікроклімату в басейнах
- * Осушення повітря в басейнах

Вихідні данні

Місто Одеса

Супермаркет «**City Center**»

Температура зовнішнього повітря $t = 28,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Ентальпія зовнішнього повітря $h = 54 \text{ кДж/кг}$;

Амплітуда добових коливань $\Delta t = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Температура всередині приміщення $t = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Температура води в басейні $t = 27,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Кондиціювання приміщення з функціонуючим басейном.

у приміщенні з басейном потрібно підтримувати постійну температуру повітря (зазвичай на 1-2 °С вище за температуру води в басейні); відносна вологість $60 \pm 5\%$, швидкість повітря над басейном трохи більше 0,2 м/с подача повітря не менше 80 м³/год на одну людину, що купається



Зменшення теплопроникності огорож приміщення призводить одночасно до двох позитивних ефектів

- зниження витрат енергії на підтримання заданої температури у приміщенні з басейном (рекомендована температура 28 ° С)- запобігання випаданню конденсату на стеклах вікон та стінах при дотриманні відповідних тепловологих параметрів повітря.

Температура стіни, що відповідає точці роси

$$t_{\text{рос}} = \frac{233,77 \ln\left(\frac{101 * d_{\text{вн}}}{622 + d_{\text{вн}}}\right) + 115.22}{16.57 - 0.997 * \ln\left(\frac{101 * d_{\text{вн}}}{622 + d_{\text{вн}}}\right)}$$

Температура наружної поверхності стіни

$$t_{\text{пст}} = t_{\text{вн}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \cdot q_{\text{ст}}$$

Температура внутрішньої поверхні стіни

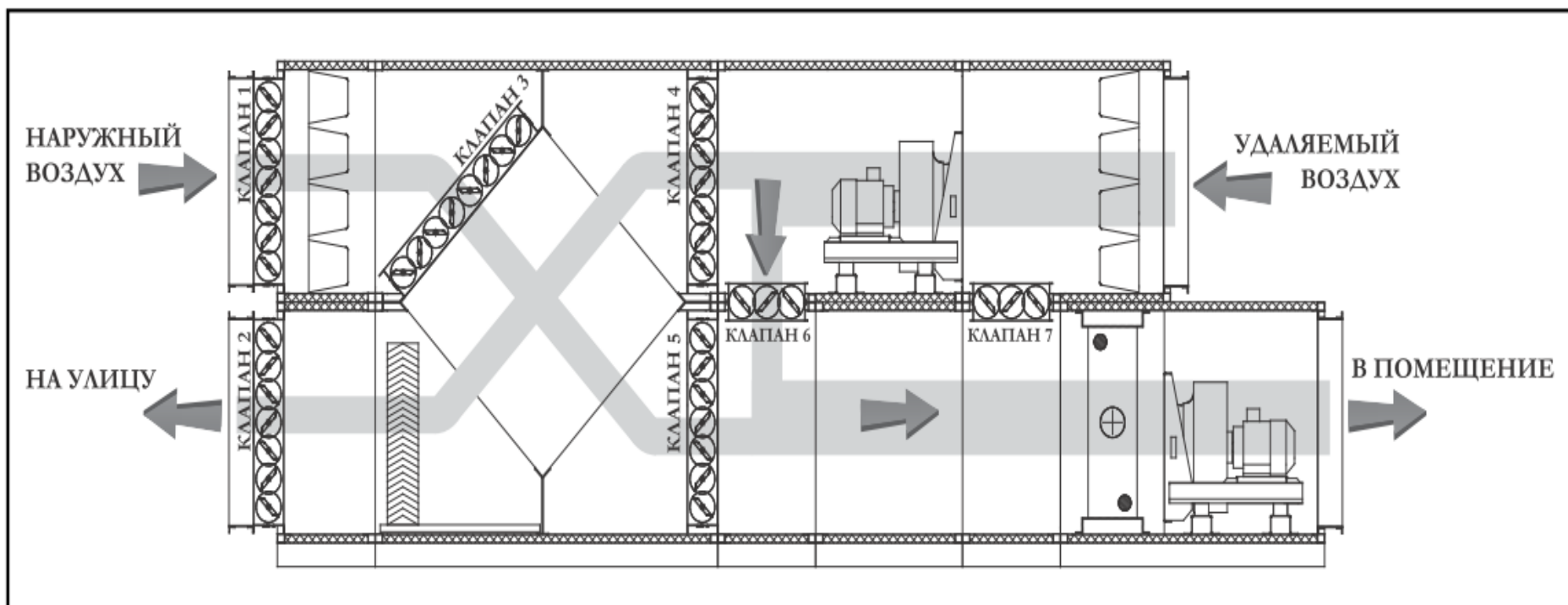
$$t_{\text{пст}} = t_{\text{вн}} - \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \cdot q_{\text{ст}}$$



Зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування у нічному черговому режимі систем забезпечення мікроклімату у приміщенні з басейном.

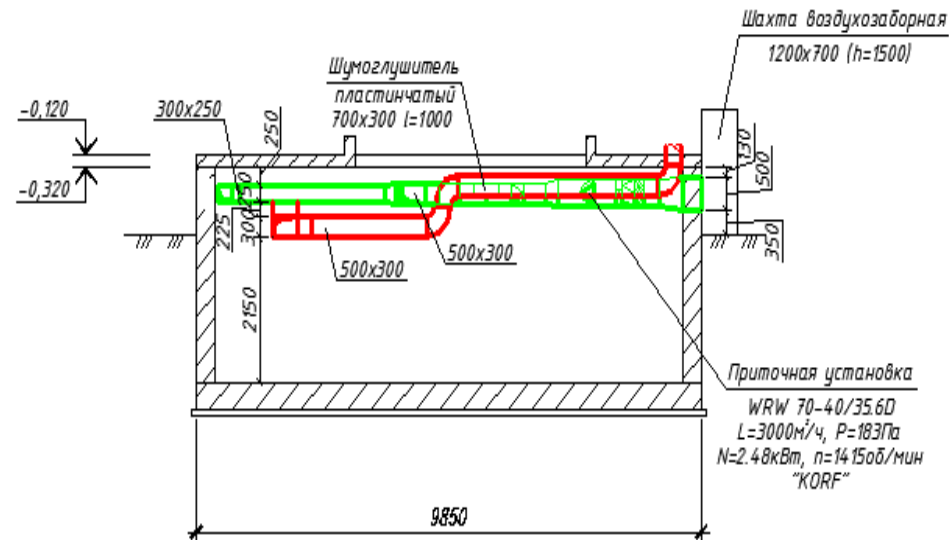
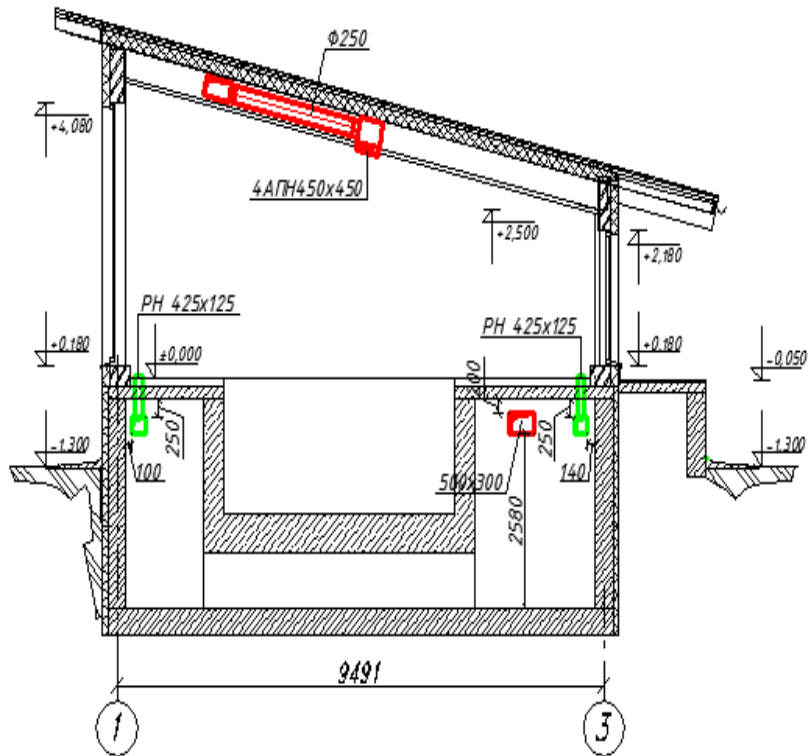
- * Після закінчення використання басейну можна закрити дзеркало води спеціальною плівкою та допустити збільшення відносної вологості у приміщенні до 65-70%. Це можна зробити в ручному режимі або при використанні вільно програмованого контролера. Додаткова автоматика, включаючи датчики присутності людей, окупається протягом 2-3 років за рахунок економії енергії в черговому режимі, коли басейн затягується плівкою, вимикається спеціальний осушувач та зменшується або припиняється вентиляція зовнішнім повітрям. Додаткова економія електроенергії при зупиненій у черговому режимі припливно-витяжної вентиляції (тривалість чергового режиму 10 годин) та зовнішній температурі $t_n = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ становитиме за 10 годин понад 80 кВт*годину. Нагрівач споживає 7,9 кВт та вентилятори 0,3 кВт.

Режим работы установки по схеме АКВ-3 С ПОЛНОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ И УТИЛИЗАЦИЕЙ ВОЗДУХА

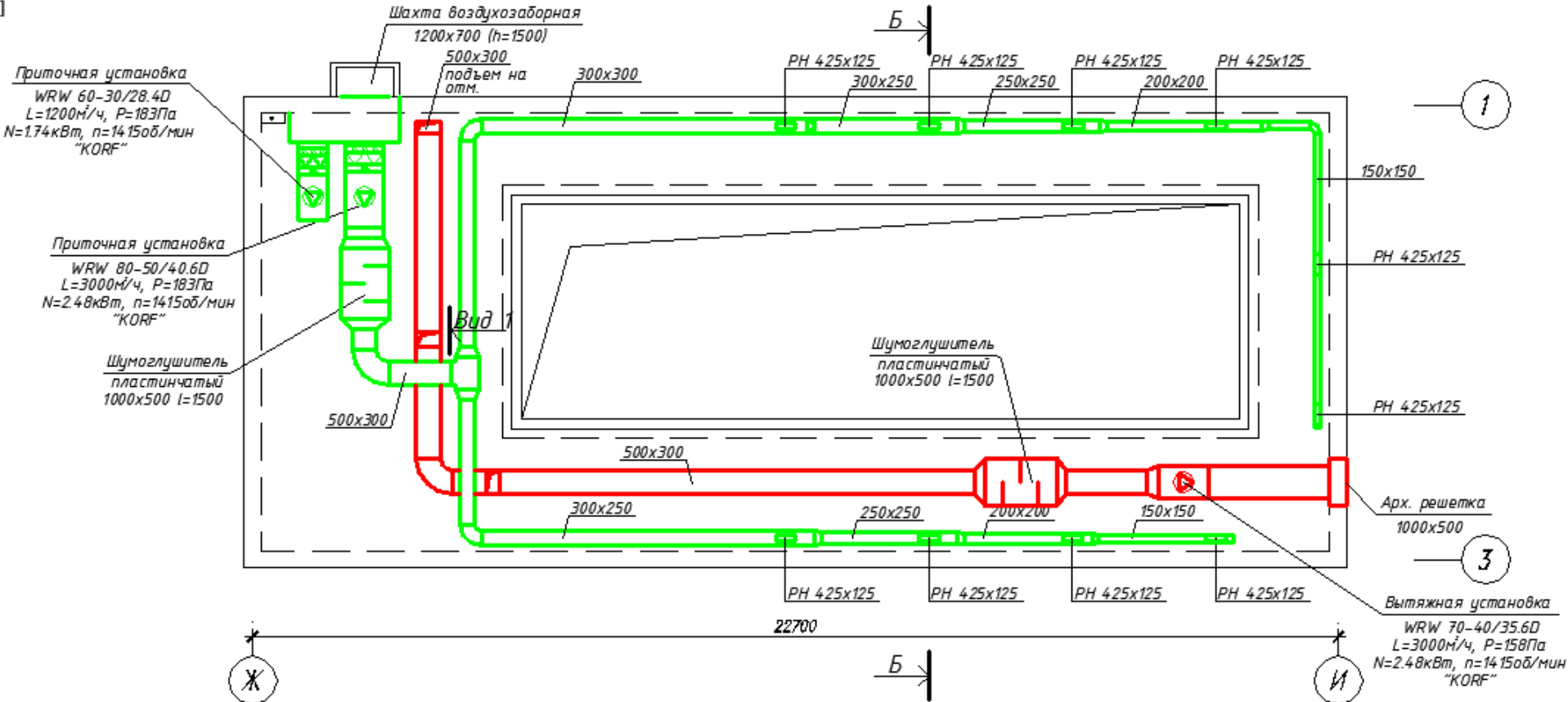


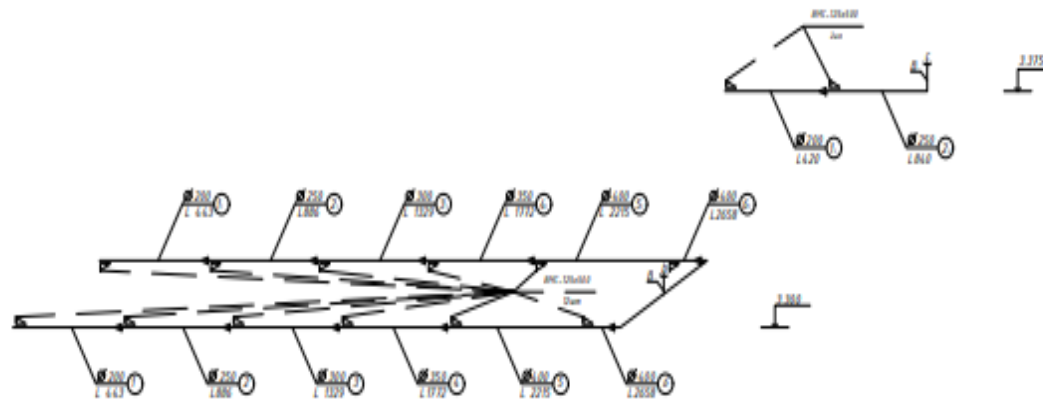
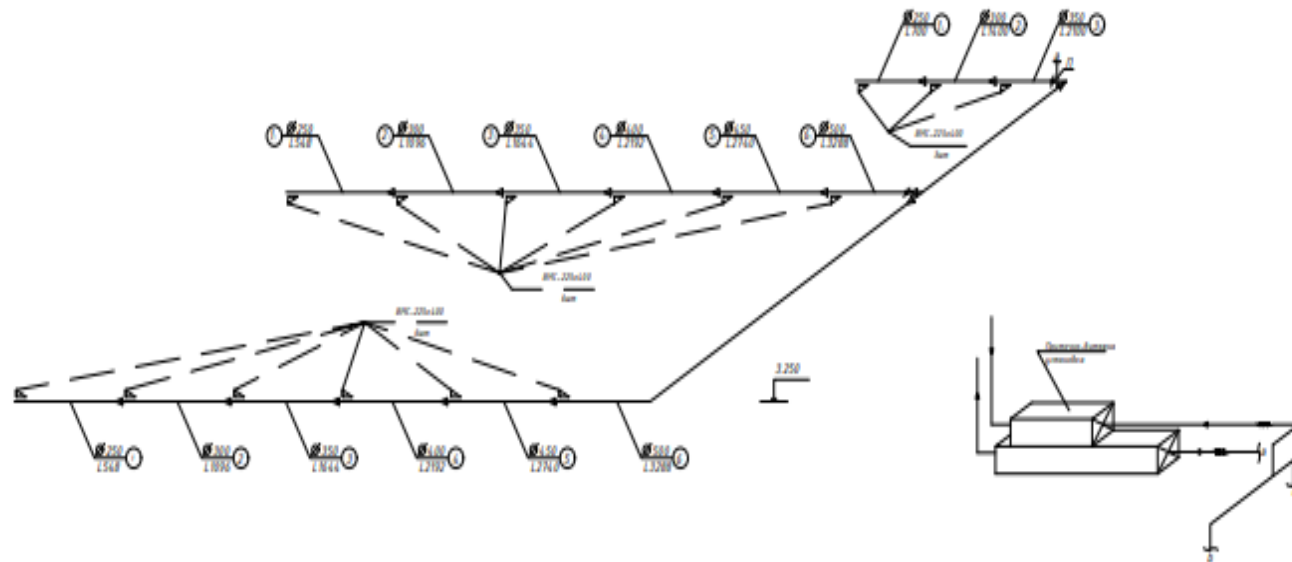
Басейн

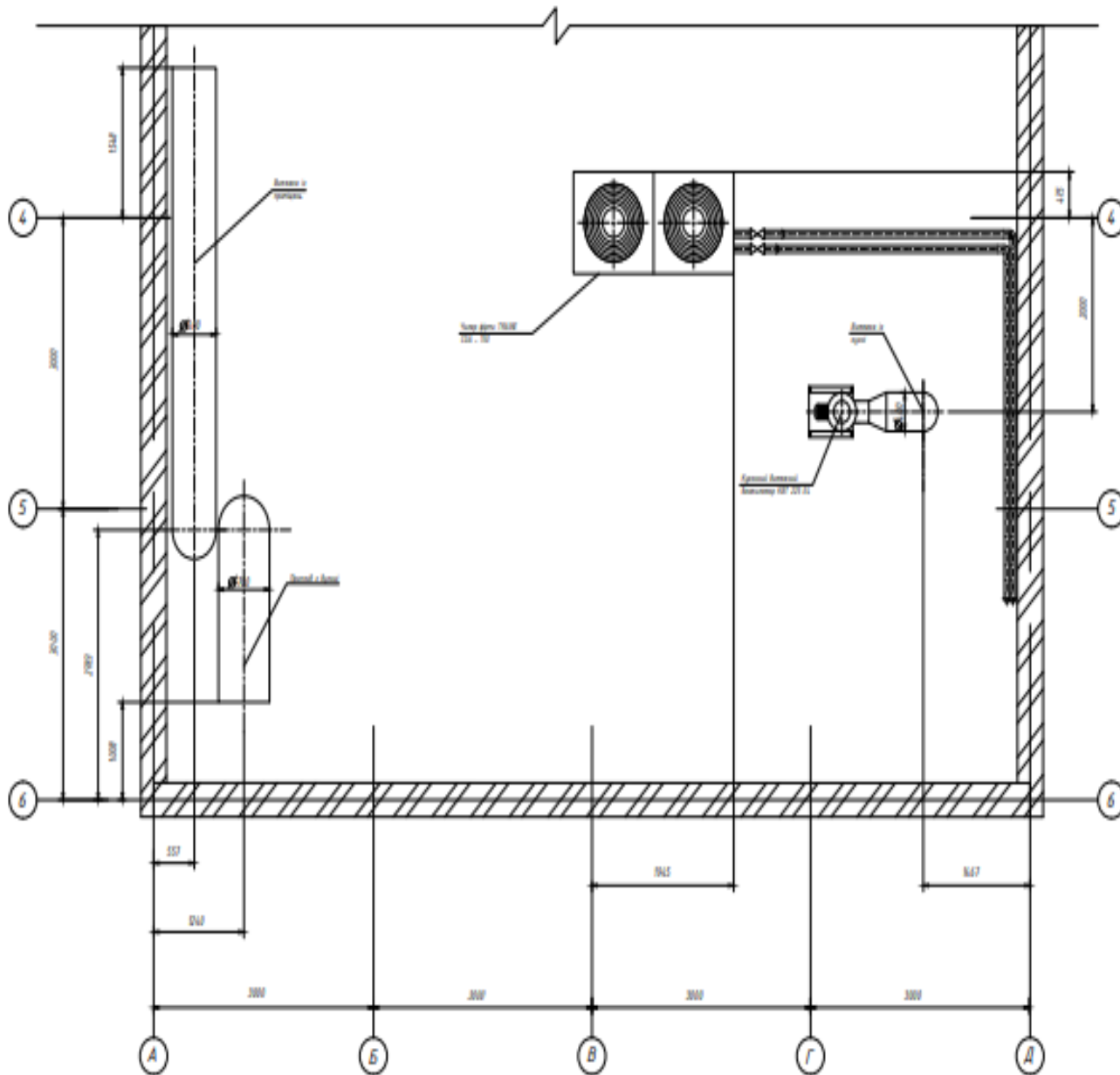
Вид 1



Повітророзподіл в приміщенні з басейном









Висновки

Висновок

Актуальність теми в тому, що: Сьогодні стрімкий прогрес з його економічними і політичними проблемами, велика кількість щоденної інформації наповнює практично кожну людину великих міст. Тому природно, що люди не випадково повертаються до спілкування з тим, що близько людям по їх природі: вода і свіже повітря. Зроблений аналіз осушення повітря осушувачем Danterm та центральним кондиціонером АКВ-3 Акваріс КЦКП “Веза”.

***Дякуємо за
увагу***

