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

Спеціальність № 142
«Енергетичне машинобудування»
ОПП: «Монтаж і обслуговування систем кондиціювання та вентиляції повітря»
Група: 4КВ - 07

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення
4КВ 07. 015. 000 ДП

Пенькова Валерія Артуровича

м. Одеса - 2024 р

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

Спеціальність142
Енергетичне машинобудування
Група 4 КВ-07

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
КВ. 07. 015. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми

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

Дипломник _____ (Пеньков В.А.)

Керівник проекту _____ (Беркань Іг.В.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

До захисту допущено
Голова предметної комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист "25" 06 2024 р. Протокол ЕК № 01 КВ

Оцінка ЕК 4 (добре)

Секретар ЕК _____ (Хоцяновський С.Ю.)

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

Дата видачі завдання
«20 » лютого 2024 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2024 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань Іг.В.
“ 20 ” лютого 2024 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім’я та по батькові **Пенькову Валерію Артуровичу**
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Монтаж і обслуговування систем кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми

Стверджена наказом по коледжу від « 02 » 11 2023 р. № 244 –А2- ОД
Вихідні данні для проекту: $t = 24\ ^{\circ}C$, $\varphi = 57\ \%$

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

1.1 Призначення і технічна характеристика об’єкта завдання
1.2. Вихідні дані проєкту
1.3 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2. **Технологічна частина**

2.1 Характеристика вентиляції в приміщенні
2.2 Опис роботи центрального кондиціонера
2.3 Обґрунтування вибору температурного режиму в приміщенні

3. Розрахунково-конструкторська частина

3.1 Розрахункові дані
3.2 Тепловий «теплотворний» розрахунок
3.2.1 Теплоприпливи крізь огороджуючи конструкції
3.2.2 Теплоприпливи від сонячної радіації крізь огороджуючи конструкції
3.2.3 Теплоприпливи від відвідувачів під час фізичних навантажень
3.2.4 Теплоприпливи від рециркуляційного повітря
3.2.5. Експлуатаційні теплоприпливи
3.3 Визначення вологоприпливів
3.4 Побудова процесів обробки повітря з однією рециркуляцією
3.4.1 Розрахунок кількості повітря, що подається в приміщення
3.4.2. Вибір марки центрального кондиціонера
3.4.3. Розрахунок тепло- вологісного проміння процесу та параметрів базових точок
3.5 Розрахунок витрати холоду на політропічну зрошувальну камеру
3.6 Розрахунок навантаження на холодильну установку
3.6.1 Вибір температурних режимів роботи холодильної машини
3.6.2 Побудова циклу холодильної машини, зняття параметрів вузлових точок
3.7 Тепловий розрахунок і вибір компресора
3.8 Тепловий розрахунок і вибір конденсатора

3.9 Тепловий розрахунок і вибір випарника
3.10 Розрахунок і вибір допоміжного устаткування

4. Організаційна частина

4.1 Монтаж систем кондиціювання та холодильного обладнання
4.2 Експлуатація обладнання центрального кондиціонера
4.3 Автоматизація установки кондиціювання

5. Економічна частина

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6.1 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що впливають на працівника
6.2 Розробка заходів з охорони праці
6.3 Пожежна безпека

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

Графік виконання проекту

Зміст	**Термін виконання**
1. Загальна частина	20 ÷ 21.05.2024
2. Технологічна частина	22 ÷ 24.05.2024
3. Розрахунково-конструкторська частина	25 ÷ 04.06.2024
4. Організаційна частина	05.06.2024
5. Аркуш 1, 2	06 ÷ 08.06.2024
6. Економічна частина	09 ÷ 11.06.2024
7. Аркуш 3	12.06.2024
8. Охорона праці	13.06.2024
Попередній захист	14.06.2024
Захист дипломного проекту	20 ÷ 28.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 3 від “ 17” жовтня 2023

Голова комісії _____(Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Беркань Іг.В.)

Форма	Зона	Поз	Позначення	Назва	Кіл.	Примітка
				Документація		
			КВ 07. 015. 000 ДП	Дипломний проект		
А4		1	КВ 07. 015. 000 ДП ПЗ	Пояснювальна записка	1	
				Креслення		
А1		1	КВ 07. 015. 001 ДП С7	Технічне креслення	1	
А1		2	КВ 07. 015. 002 ДП С7	Аксонометрична схема холодопостачання центрального кондиціонера	1	
А1		3	КВ 07. 015. 003 ДП С2	Схема автоматизації	1	

Зм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата	КВ 07. 015. 000 ДП		
Розробив		Пеньков В.			Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми	Літера	Арк. / Арк.
Перевір.		Беркань Іг				н д п	
Н. контр.		Волянська				ВСП ОТФК ОНТУ, 2024	
Затв.		Беркань					

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

ЗМІСТ

Стор.

Вступ

1 Загальна частина

1.1 Призначення і технічна характеристика об’єкта завдання

1.2 Вихідні дані

1.3 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2 Технологічна частина

2.1 Характеристика вентиляції в приміщенні

2.2 Опис роботи центрального кондиціонера

2.3. Обґрунтування вибору температурного режиму в Приміщеннях

3 Розрахунково-конструкторська частина

3.1 Розрахункові дані

3.2 Тепловий (теплотворний) розрахунок

3.3 Система кондиціювання повітря з однією рециркуляцією

3.4 Кількість повітря, що подається в приміщення

3.5 Побудова процесу обробки повітря

3.6 Розрахунок політропічної осушувальної камери

3.7 Вибір температурних режимів роботи холодильної машини

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми	Лит.	Лист	Листов
Разраб.								
Пров.								
Н.контр.								
Утв.								

3.8 Побудова циклу холодильної машини, визначення параметрів вузлових точок
3.9 Тепловий розрахунок та вибір компресору
3.10 Тепловий розрахунок та вибір конденсатору
3.11 Тепловий розрахунок і підбір випарника
3.12 Розрахунок та вибір допоміжного устаткування
4 Організаційна частина
4.1 Організація ремонту і монтажу устаткування
4.2 Експлуатація холодильного устаткування
4.3 Автоматизація холодильної установки
4.4 Охорона навколишнього середовищ
5 Економічна частина
5.1 Вихідні данні
5.2 Розрахунок капітальних вкладень
5.3 Розрахунок цехових витрат
5.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду
5.5 Розрахунок ефективності виробництва
5.6 Техніко – економічні показники
6 Охорона праці та протипожежні заходи
6.1 Виробнича санітарія і гігієна
6.2 Вибухопожаробезпека
6.3 Інструкція машиніста холодильних установок
7 Перелік використаних джерел

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку власного виробництва, а також находження на ринок із-за кордону сучасного вентиляційного обладнання і систем кондиціювання повітря відбувся поштовх у розвитку прогресивних способів створення та підтримання нормативних параметрів повітряного середовища приміщень і будівель і необхідність в спеціалістах, що володіють вміннями і навиками обслуговування вищевказаних систем.

Правильне використання досконалих технічних засобів у галузі вентиляції і кондиціювання забезпечує збереження здоров'я людей, підвищення якості життя, дотримання вимог протікання складних технологічних процесів, збереження культурних та історичних об'єктів.

Санітарно - гігієнічне призначення систем вентиляції і кондиціювання полягає у створенні та підтримуванні в приміщенні стану повітряного середовища, який задовольняє вимогам санітарних та будівельних норм проектування будівель і споруд різного призначення шляхом поглинання надлишків теплоти і вологи припливним повітрям, розбавленням ним до гранично допустимої концентрації (ПДК) газоподібних шкідливих домішок, а також видалення пилу за межі приміщення.

Технологічні вимоги до систем вентиляції і кондиціювання вирішують проблеми чистоти та забезпечення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря у приміщеннях спеціального призначення, наприклад приміщеннях радіоелектронної та радіотехнічної галузі, у текстильній промисловості.

Стосовно людини оптимальні параметри повітря сприяють найкращому самопочуттю людини, і забезпечують високий рівень працездатності.

Системи кондиціювання це складні системи і спеціалістам, що їх проектують, обслуговують і ремонтують потрібні спеціальні знання по холодильній техніці, опаленню, вентиляції, автоматизації, енергозбереженню, охороні праці і БЖД. Спеціалістів по кондиціюванню

повітря характеризує широта професійних інтересів, яка є результатом співпраці з робітниками суміжних професій.

Спеціалізація освіти по кондиціюванню і системам життєздатності дозволяє отримати робочі місця в багатьох традиційних галузях виробництва.

Потреба в спеціалістах даного профілю постійно зростає з розвитком будівництва, машинобудування, виробництва оптичних та електронних проборів, комплектуючих для персональних комп'ютерів, біоінженерних технологій, медицини, та інших.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Призначення і технічна характеристика об'єкта завдання

Система кондиціонування, що проектується представляє собою систему вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми.

Під системами кондиціонування повітря (ВКВ) слід розуміти пристрої, призначені для створення і автоматичної підтримки в приміщеннях необхідних параметрів (кондицій) повітряного середовища (температури, вологості, тиску, чистоти складу і швидкості руху) незалежно від зовнішніх (пору року, погода) і внутрішніх (тепло-, волого-і газовиділень) факторів.

Основою систем кондиціонування повітря є секції, в яких здійснюються очищення і термовологісної обробки повітря, що подається в обслуговувані приміщення, згідно з технологічними або санітарно-гігієнічним нормам.

Для того щоб підтримувати температурний режим в приміщеннях застосовується система кондиціонування з підігрівом повітря і охолодженням його з одночасним осушенням задопомогою охолодженої води, яка готується в кожухотрубному випарнику холодильної установки одноступінчастого стиснення.

Схема живлення - безнасосна, з нижньою подачею R-134a в випарник.

Будівля корпусу прямокутної форми з блоком підсобних приміщень. Машинне відділення розміщено на покрівлі спортивного залу. Тренажерна, роздягальні і підсобна тренерів розташовані симетричного навпроти один одного і розділені коридором.

Будівля виконана зі стандартних залізобетонних конструкцій.

До складу ВКВ входять пристрої, які здійснюють необхідну обробку повітря (зволоження фільтрацію, підігрів, охолодження, осушення,),

транспортування його, роздачу в обслуговувані приміщення, джерела тепло- і холодопостачання, засоби автоматичного регулювання, контролю і управління, а також допоміжне обладнання.

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

1.2 Вихідні дані

Місце розташування будівлі спорт - місто Суми

Для міста Суми:

річна температура для розрахунку 30 ° С

зимова температура для розрахунку -21 ° С

відносна річна вологість повітря 70%

відносна вологість повітря взимку 86%

температура середньорічна 6,9 °С

географічна широта $50^{0}53^{I}$

Підтримка температури і відносної вологості повітря проводиться цілий рік, і літом і зимою.

1.3 Техніко-економічне обгрунтування проекту

Для підтримки заданої температури і відносної вологості всередині приміщень, кондиціонують припливне повітря, що надходе в ці приміщення, піддають тепловій обробці в кондиціонері з однією рециркуляцією протягом року. Центральний кондиціонер в теплий період року працює на охолодження зі зниженням ентальпії, а в холодний період року - тепловологісна обробка повітря - в нагріванні і зволоженні повітря в адіабатном режимі зволоження.

Повітрообмін – це повітря, що подається за одиницю часу в приміщення для розчину в ньому шкідливих виділень до гранично допустимих концентрацій. Так можна визначити продуктивність вентиляційних систем.

Параметри зовнішнього та внутрішнього повітря в різні періоди року різні. Кількість шкідливих виділень (тепла, вологи) також може змінюватися протягом року. Тому розрахунок повітрообміну проводиться і для теплого і для холодного періодів року. За розрахунковий повітрообмін приймається найбільша кількість повітря, отримане за двома періодами. За розрахунковим повітрообміном вибирають вентилятори, калорифери, фільтри.

Вибір фреону R-134a в якості холодильного агента обумовлений хорошими термодинамическими властивостями, його високою об'ємною холодопродуктивністю і відносної екологічної безпекою. R-134a відноситься до озонобезпечний хладонів. Проектом передбачена хладонового холодильна машина одноступінчастого стистення. Компрессорно-конденсаторний агрегат з конденсатором повітряного охолодження, кожухотрубний випарник, ресивер, фільтр-осушувач, регенеративний теплообмінник, щити арматурний та управління, теплорегулюючі вентілі. Основне навантаження на холодильну установку складається з суми теплоприпливів: крізь огороджувальні конструкції , від людей, ,теплопритоков при експлуатації.

Виходячи з техніко-економічних розрахунків підтверджуємо що Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми є доцільною і економічно вигідною, так як вартість одиниці холоду (0,6 грн) є конкурентоспроможною у порівнянні з середгалузевою.

2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Характеристика вентиляції в приміщенні

На спортивних майданчиках в результаті фізичних навантажень і внаслідок скупчення великої кількості людей в повітря приміщень надходять надлишкове тепло, волога, шкідливі гази, пил, які називаються забрудненям. У зв'язку з цим виникає необхідність у вентиляції приміщень, заміні забрудненого повітря чистим зовнішнім повітрям. За призначенням вентиляція буває припливної, витяжної та припливно-витяжної, а за способом переміщення повітря природною і штучною.

Природна вентиляція: при природній вентиляції повітрообмін в приміщенні відбувається через нещільність зовнішніх огороджувальних конструкцій будинків (щілини в вікнах, дверях). У приміщеннях підприємств громадського харчування не менше половини всіх вікон повинні мати фрамуги, в гарячому цеху кожне вікно. Для посилення природного повітрообміну у внутрішніх стінах приміщень влаштовуються витяжні вентиляційні канали, вихідні отвори яких виводять на дах будівлі і обладнуються спеціальними пристосуваннями - дефлекторами.

Для надійного забезпечення повітрообміну застосовується штучне вентилювання, яке здійснюється за допомогою вентиляційних сістем.

Зовнішнє повітря попередньо очищується і нагнітається по проточним каналам, а забруднене відсмоктується і через витяжні канали частково повертається до камери змішування. Температура припливного повітря повинна бути не менше 16 градусів, відносна вологість 40 - 60 %, швидкість руху в робочій зоні, тобто на висоті 1,5 - 2м від людини, 0,15 – 0,2 м / с.

При будівництві треба виключити можливість проходження приточного повітря через приміщення. Однією припливної системою об'єднуються спортивний зал, тренажерний, роздягальні з душовими, тренерська.

2.2 Опис роботи центрального кондиціонера

Основними елементами центрального кондиціонера є:

1. Камера підготовки зовнішнього повітря яка складається з:

а) повітрозабірних решіток;

б) камери обслуговування воздухозабора;

в) камери фільтрів, що встановлюються при особливих вимогах до очищення зовнішнього повітря від пилу;

г) камери обслуговування фільтрів;

д) секції калориферів першого підігріву, що встановлюються в залежності від кліматичних умов в кількості однієї, двох або трьох ступенів, розташованих послідовно по повітрю;

е) стулкових клапанів перед калориферами і в обхідних каналах літнього та зимового періодів;

ж) проміжної камери з утепленням клапаном для літнього обхідного каналу, яка встановлюється між першим ступенем калориферів і стулковими клапанами;

2. Перша камера змішання зовнішнього повітря з реціркуляційним повітрям, що поступає з рециркуляционного каналу.

3. Промивна камера з піддоном, що служить для зволоження повітря в зимовий період і для охолодження і осушення його в літній період; в промивної камері встановлюються вхідний і вихідний краплевловлювачі і колектори з форсунками; в піддоні знаходиться фільтр для води.

4. Друга камера змішання повітря, обробленого в промивної камері, з повітрям, що рециркулюється поступає з обхідного каналу.

5. Стулчасті клапани, встановлені в рециркуляційному і в обхідному каналах.

6. Камера фільтрів, що служить для очищення припливного повітря від пилу.

7. Стулчасті клапани перед калориферами другого підігріву і в обхідному каналі над ними.

8. Одна або дві секції калориферів другого підігріву.

9. Колектор вентилятора.

10. Відцентровий вентилятор з електродвигуном, клиноремінною передачею і пусковим стулчастим клапаном.

Калорифери першого підігріву в кожній камері забезпечують підігрів зовнішнього повітря для зовнішніх розрахункових температур не нижче -35° С.

Залежно від необхідної різниці температур повітря після і до калориферів першого підігріву встановлюються три, дві або одна секція калориферів.

Повітрозабірники. При обробці системи кондиціонування повітря отепленной дверцята, що встановлюються в отворі для входу зовнішнього повітря, повністю відкриваються. При перервах в роботі дверцята повинні бути щільно закриті за допомогою спеціальних затворів щоб уникнути заморожування калориферів в зимову пору року.

Доцільно пристрій світловий або звуковий сигналізації, що вказує на необхідність закриття дверцят при зупинці вентилятора.

Камера обслуговування воздухозабора і проміжна камера призначені для забезпечення доступу обслуговуючого персоналу до дверцят воздухозабора і до поворотним теплим клапанів, що встановлюються в каналі літнього періоду. Останній служить для пропуску збільшеної кількості зовнішнього повітря в літній і перехідний час року. При установці тільки одного ступеня калориферів першого підігріву проміжна камера не встановлюється. У цьому випадку канал літнього періоду закривається щитами з першої камери змішання. У камерах обслуговування воздухозабора встановлюються датчики, що реагують на зміну температури зовнішнього повітря.

При розробці типових кондиціонерів передбачалося використання для нагрівання зовнішнього повітря пластинчастих калориферів типу ГСТМ.

В даний час слід застосовувати нові марки пластинчастих калориферів і, зокрема, при теплоносії гарячій воді - багатоходові пластинчасті калорифери. У першій катері змішання відбувається змішання зовнішнього повітря з реціркуліруємим. На лицьовій стінці камери є двері, обхідні для доступу обслуговуючого персоналу всередину камери. До верхньої частини камери приєднується на фланцях канал реціркуліруемого повітря.

Зволоження повітря взимку і охолодження влітку здійснюється в промивної камері.

У другій камері змішання повітря, оброблений в промивної камері, змішується з реціркуліруемих повітрям. У цій камері при регулюванні температури повітря, що виходить з промивної камери, за методом точки роси встановлюються температурні датчики. Другі камери змішання, крім свого основного призначення використовуються також для обслуговування фільтрів. До верхньої частини камер приєднується на фланцях обхідний канал для реціркуліруемого повітря. На лицьових стінках є двері.

Для очищення повітря від пилу в кондиціонерах рекомендуються до застосування масляні або паперові касетні (осередкові) фільтри, що встановлюються в спеціальних камерах, що є однією із секцій кожного агрегату. Розташування осередків фільтрів вертикальне, а для масляних фільтрів - зигзагообразное в плані.

При очищенні тільки зовнішнього повітря камера фільтрів встановлюється: у разі застосування масляних фільтрів - між калориферами першого підігріву і першою камерою змішання, в разі застосування паперових фільтрів - між камерою обслуговування воздухозабора і камерою обслуговування фільтрів.

Камери масляних фільтрів можуть встановлюватися для очищення всього обсягу повітря, що подається кондиціонерами. У цьому випадку канал літнього періоду закривається отепленими щитами з першої камери змішання.

У камерах обслуговування воздухозабора встановлюються датчики, що реагують на зміну температури зовнішнього повітря.

Габарити паперових фільтрів не дозволяють застосувати таку ж компоновку, тому камера фільтрів повинна встановлюватися окремо від кондиціонера.

Калорифери другого підігріву встановлюються після камери фільтрів і служать для нагріву повітря, що надходить з камери змішування. Залежно від необхідної температури припливного повітря можуть бути встановлені одна або дві ступені калориферів. Установка двох ступенів може застосовуватися в тому випадку, коли система в зимову пору року здійснює функції повітряного опалення та повинна повністю відшкодовувати теплові втрати приміщення, що обслуговується.

Для регулювання кількості і розподілу повітря на окремих стадіях його обробки встановлюються стулчасті клапани.

Здвоєний стулковий клапан калориферів першого підігріву, що встановлюється перед останньою по ходу повітря щаблем калориферів, має дві групи стулок: верхню групу - в обході калориферів і нижню - перед калорифером. Обидві групи стулок мають загальний привід, що дозволяє встановлювати їх у взаємно зворотних положеннях - одна група закривається, а інша відкривається.

Для підтримки постійним кількості зовнішнього повітря в разі зміни кількості реціркуліруемого повітря, що надходить в промивну камеру, за клапаном обхідного каналу зимового періоду повинен бути встановлений одно- або двостулковий додатковий клапан. Цей клапан повинен мати окремий, привід з ісполнітельньним механізмом.

Стулковий клапан каналу літнього періоду призначений для регулювання збільшеної кількості зовнішнього повітря в літній і перехідний періоди. Цей клапан має самостійний привід і монтується в одній загальній рамі зі здвоєним стулчастим клапаном калориферів першого підігріву.

Здвоєний стулковий клапан калориферів другого підігріву встановлюється перед калориферами другого підігріву і за своїм устроєм подібний клапану калориферів першого підігріву.

Стулковий клапан обхідного каналу повітря, що ре циркулює ться має дві групи стулок, що встановлюються під кутом 90 °. Одна група стулок розташовується в відгалуженні канали, що служить для подачі повітря, що рециркулює в обхід промивної камери, інша - в відгалуженні канали для пропуску реціркуліруемого повітря через промивну камеру. Кожна група приводиться в дію окремим виконавчим механізмом.

Стулковий клапан вентилятора встановлюється за вихлопним отвором вентилятора. Цей клапан призначений для закриття вихлопного отвору вентилятора в момент пуску. Крім того, клапан може бути використаний для регулювання загальної кількості що подається в приміщення повітря або вручну, або автоматично при наявності регулятора витрати або тиску. У разі застосування вентиляторів з напрямних апаратом необхідність в установці цього клапана відпадає.

Стулкові клапани калориферів і каналу реціркуліруемого повітря забезпечені регулювальними пристроями на приводі, що дозволяють встановлювати різний початковий кут відкриття стулок для зрівнювання опорі обходу і калориферів.

Промивна камера має два ряди форсунок з напрямком розпилення води назустріч руху повітря. Камера збирається з окремих елементів - бічних стінок, кришок, люка, піддону, колекторів тощо. На лицьовій стінці монтується вікно-люк з розмірами лазу в світлі 400 Х 500 мм. До стельового листу камери кріпиться герметичний світильник з плафоном.
Піддон промивної камери зварюється з листового заліза і з'єднується фланцями з каркасом. Для запобігання виносу водяних крапель на вході повітря в камеру і на виході його з камери встановлюються краплевловлювачі. До піддону промивної камери приєднуються наступні трубопроводи:

а) подають труби, що приєднуються до фланців двох горизонтальних колекторів, встановлених в піддоні;

б) поворотна труба (до насоса);

в) переливна труба (в бак);

г) водопровідна труба з кульовим краном;

д) спускна труба.

Дно піддона має ухил до спускний трубі. У піддоні, в місці приєднання поворотної труби, встановлюються сітчасті фільтри для води. До двох горизонтальних колекторів в піддоні приєднуються вертикальні колектори з форсунками.

2.3 Обгрунтування вибору температурного режиму в приміщеннях

Повітря - це те природне середовище, через яке відводиться більша частина теплоти від людського організму. Процес тепло- і вологообмін між тілом людини і навколишнім середовищем відбувається безперервно і він строго індивідуальний. Стан повітря при якому людина не відчуває жодних неприємних відчуттів, пов'язаних з оточуючими метеоумовами називають комфортним мікрокліматом.

Параметри комфортного мікроклімату різні не тільки для різних людей, але і для кожної людини в залежності від виконуваної ним діяльності, його одягу, пори року та ін. Температуру припливного повітря , приймаємо в залежності від схеми розподілу повітря в кожному приміщенні . Так, при асіміляції тепло- і влагозалишків допускається приймати різницю температур повітря приміщення і припливного $\Delta t = 2\ ^\circ C$ при подачі повітря в робочу зону, 4 - 6 ° С ; при подачу на висоті 2,5- 4 м від рівня підлоги , 6 - 8 ° С; при подачі на висоті більше 4 м від рівня підлоги. При одночасному виділенні в приміщенні теплоти і вологи для визначення параметрів припливного повітря

можна користуватися не тільки припустимим перепадом температур Δt, а ще й асімілюючою здатністю припливного повітря по волозі Δd

Усереднені показники, що визначають комфортне повітря:

швидкість повітря

комфортний рівень 0,1 - 0,15 м /с

відчувається як протяг 0,35 м /с

не відчувається менше 0,08 м /с

температура повітря від 22,5 - 25,5° приймаємо 21°С

відносна вологість повітря від 40% до 60% приймаємо 50%

Швидкість зміни температури повітря не повинна перевищувати 2,2 °С / год

Швидкість зміни відносної вологості 20% / годину

Температура повітря виходить з будівлі 30°С.

3 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові дані

Спортивний зцентр виконаний в одноповерховому вигляді зі сторонами стін 12 на 24 метрів і вісотой 10 метрів. Будівля орієнтована найбільшою стороною площею 240 м^2 на північь. С півдня спортивний центр щільно примикає до сусідньої будівлі. Зі сходу і заходу стіни площею 147 м^2.

Будівля складається з:

Примішень першого поверху

Спортивного залу 12 * 24 = 288 м^2,

Жіноча роздягальня 6 * 5 = 30 м^2,

Чоловіча роздягальня 6 * 5 = 30 м^2,

Коридору 2 * 6 = 12 м^2

Приміщення другого поверху

Великою фітнес зали 12 * 24 = 288 м^2,

Малої правої фітнес зали 6 * 5 = 30 м^2,

Малої лівої фітнес зали 6 * 5 = 30 м^2,

Коридору 2 * 6 = 12 м^2

У спортивному центрі одночасно займаються 230 осіб і 10 тренерів.

3.2 Тепловий (теплотворний) розрахунок

3.2.1 Розрахунок теплопритоків через огородження

Таблиця 3.1 Конструкції огороджень

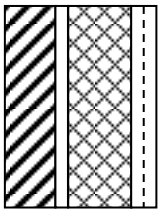
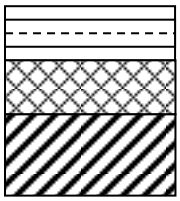
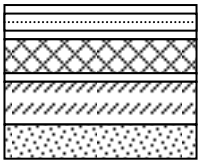
Найменування конструкція огорожі	№ шару	Найменування і матеріал шару	Товщи-на, м.	коефіцієнт теплопровідності Вт /мК	Тепловий опір, м К / Вт
Наружная стеновая панель 	1	Штукатурка складним розчином по метал. сітці.	0,020	0.98	0.020
	2	Теплоізоляція з пінопласту полістирольного ПСБ-С	-	0,05	потрібно визначити
	3	Пароізоляція-2 шари гидроїзола на бітумної мастиці.	0,004	0,30	0,013
	4	Зовнішній шар з важкого бетону.	0,140	1,86	0.075 = 0,108
Покрытие охлаждаемых помещений 	1	5 шарів гидроїзола на бітумної мастиці	0.012	0.3	0.040
	2	Стяжка з бетону по метал. сітці	0.040	1,86	0.022
	3	Пароізоляція (шар пергаміну)	0.001	0.15	не враховуємо
	4	Залізобетонна плита покриття	0.035	2.04	0.017 = 0.079

Таблица3.1 Конструкции ограждений

Найменування конструкція огорожі	№ шару	Найменування і матеріал шару	Товщина м.	коефіцієнт теплопровідності Вт / мК	Тепловий опір м К / Вт
Полы охлаждаемых помещений 	1	Монолітне бетонне покриття з важкого	0.040	1,86	0.022
	2	бетону	0.080	1,86	0.043
	3	армобетонних стяжка			
	4	Пароізоляція (1 шар пергаміну)	0,001	0,15	не учитываем
	5	Цементно-піщаний розчин	-	0,98	0,026
	6	ущільнений пісок	-	0,58	2,338
	7	Бетонна підготовка	-	-	- = 2,43

Теплопритоки через огороджувальні конструкції Q_1 визначаємо за формулою:

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

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

Q_{1C} - теплоприток від сонячної радіації.

Теплопритоки через огорожі розраховуємо за формулою:

$$Q_{1T} = k_Д F\theta * 10^{-3} = k_Д F * (t_н - t_в) * 10^{-3}, кВт \qquad (3.2)$$

де: $к_д$ - дійсний коефіцієнт теплопередачі огородження визначається при розрахунку товщини ізоляційного шару Вт/м^2 К

F - площа поверхонь огорожі, м^2

$t_н$ - розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огорожі, С

$t_в$ - розрахункова температура повітря всередині охолоджується охолоджуваного приміщення, С

θ - розрахункова різниця температур (температурний напір), С

розрахунку теплопритоків через внутрішні огородження, що виходять в сусідні приміщення не виробляємо.

3.2.2 Теплоприпливи від сонячної радіації

визначаємо за формулою:

$$Q_{1C} = k_{Д} F \Delta t_{c} * 10^{-3}, кВт$$

$$Q_{1C} = F * q * 10^{-3}, кВт \qquad (3.3)$$

де кд - дійсний коефіцієнт теплопередачі огородження, Вт /мК

F - площа поверхні огородження, що опромінюється сонцем, м2

Δ tc- надлишкова різниця температур, яка характеризує сонячної радіації в літній час, 0С

Розрахунок тепло припливів в велику фітнес залу другого поверху

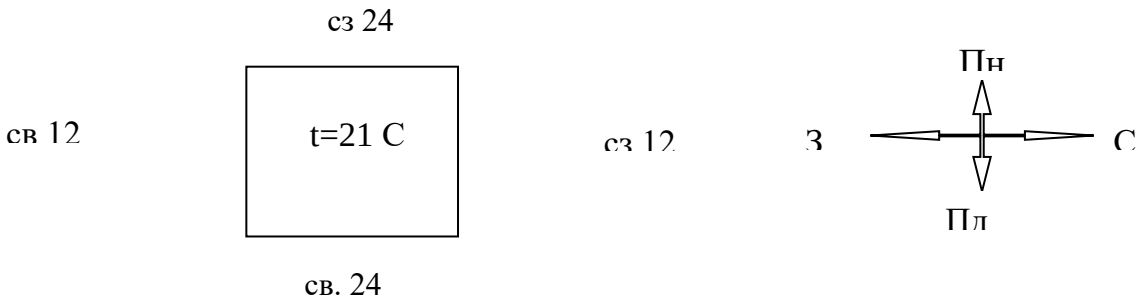


Таблица 3.2 Розрахунок теплоприпливів крізь огорожі площею

а*в = 24*12=288 м^2 , висота стелі h= 6 м

Огородження	K д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м^{2}К	м^2	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
св Пд	0.46	144	21	21	0	0.000	0	0	0.000
сз Сх	0.46	72	30	21	9	0.298	0	0	0.298
сз Пн	0.46	144	30	21	9	0.596	0	0	0.596
св Зх	0.46	72	30	21	9	0.298	0	0	0.298
покриття	0.67	288	45	21	24	4.631	0	0	4.631
підлога	0.25	288	21	21	0	0.000	0	0	0.000
									5.823

Розрахунок теплоприпливи від сонячної радіації Q_1

(Пн) північна стіна F = 144 м^2,q_{sol} = 52 Вт $\mathbf{Q_{пн}}$ = 144 *52 = **7488** Вт

(Сх) східна стіни F=72 м^2, q_{sol}=200Вт $\mathbf{Q_{сх}}$ = 72 * 200 = **14400** Вт

(Зх) західна стіни F=72 м^2, q_{sol}=200Вт $\mathbf{Q_{зх}}$ = 72 * 200 = **14400** Вт

(Пв) південна стіна є внутрішня і тепло припливи відсутні

$\sum_{max}$ **Q** = 34623 Вт

$\sum_{мін}$ **Q** = 1860 Вт

Розрахунок тепло припливів в баскетбольний майданчик першого поверху

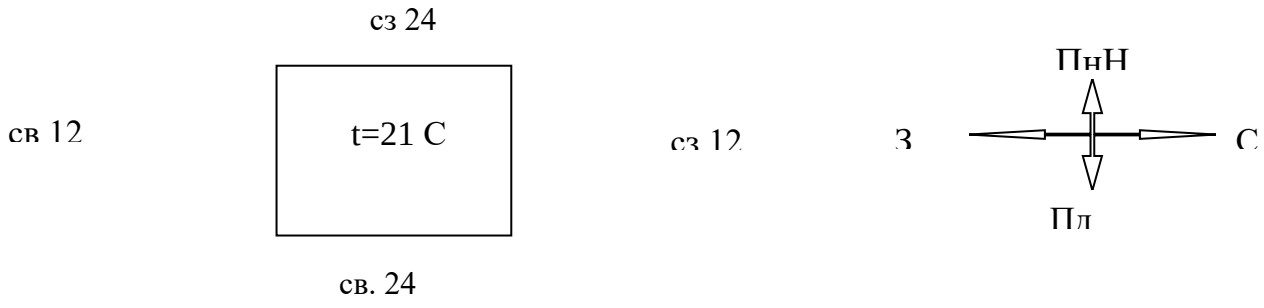


Таблица 3.2 Розрахунок теплоприпливів крізь огорожі площею

а*в = 24*12=288 м^2 , висота стелі h= 6 м

Огородження	К д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м^{2}К	м^2	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
св Пд	0.46	144	21	21	0	0.000	0	0	0.000
сз Сх	0.46	72	30	21	9	0.298	0	0	0.298
сз Пн	0.46	144	30	21	9	0.596	0	0	0.596
св Зх	0.46	72	30	21	9	0.298	0	0	0.298
покриття	0.67	288	21	21	0	0.000	0	0	0.000
підлога	0.25	288	21	21	0	0.000	0	0	0.000
									1.192

Розрахунок теплоприпливи від сонячної радіації Q_1

(Пн) північна стіна F = 144 м^2,q_{sol} = 52 Вт **$Q_{пн}$** = 144 *52 = **7488** Вт

(Сх) східна стіни F= 72 м^2, q $_{sol}$=200Вт **$Q_{сх}$** = 72 * 200 = **14400** Вт

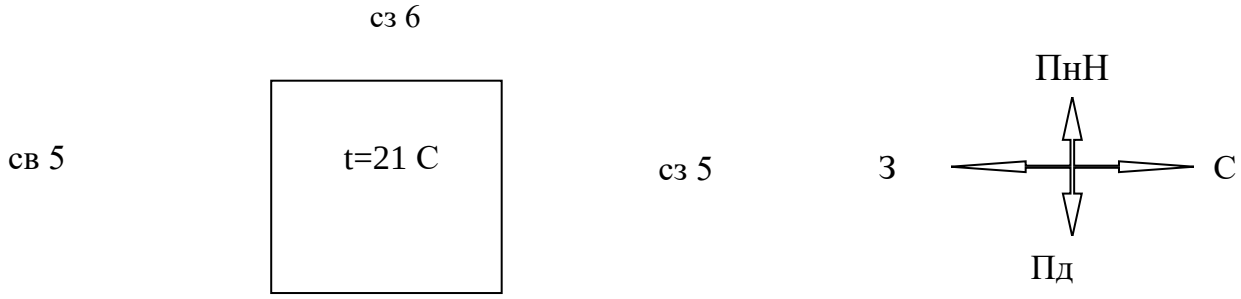
(Зх) західна стіни F= 72 м^2, q $_{sol}$=200Вт **$Q_{зх}$** = 72 * 200 = **14400** Вт

(Пв) південна стіна внутрішня тепло припливи відсутні

$\sum_{max}$ **Q** = **37480** Вт

$\sum_{мін}$ **Q** = **1192** Вт

Розрахунок тепло припливів в праву малу фітнес залу другого поверху



Таблиця 3.3 Розрахунок теплопритоків через огорожі

а*в = 6*5 = 30 м^2 , висота стелі h = 6 м

Огородження	K д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м^{2}К	м^2	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
СВПд	0.46	30	30	21	9	0.124	0	0	0.124
СВСх	0.46	36	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СЗПн	0.46	30	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СВЗх	0.46	36	30	21	9	0.149	0	0	0.149
покриття	0.67	30	45	21	24	0.482	0	0	0.482
підлога	0.25	30	21	21	0	0.000	0	0	0,000
									0.756

кВт

Розрахунок теплоприпливи від сонячної радіації Q_1

(Пд) південна стіна F = 30 м^2, q_{sol} = 140 Вт $Q_{пд}$= 30 *140 = **4200** Вт

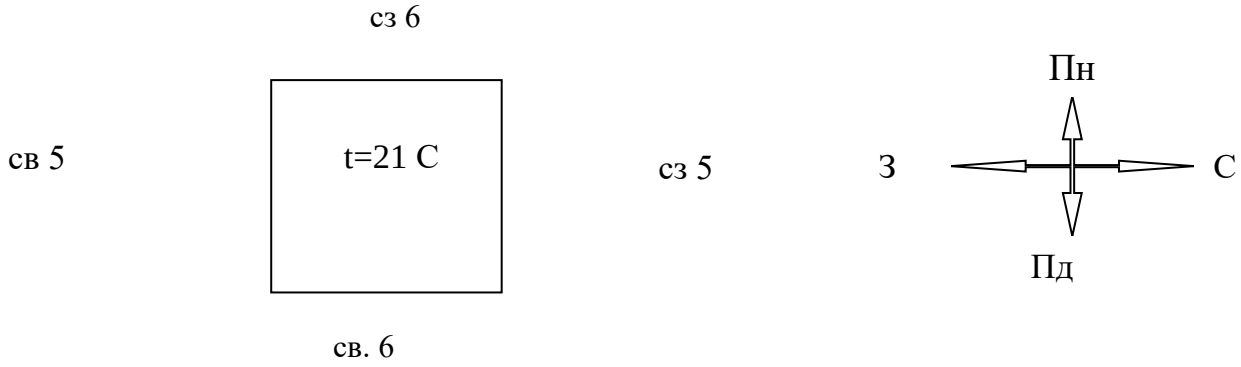
(Зх) західні стіни F = 36 м^2, q_{sol}= 200Вт $Q_{зх}$ = 36 * 200 = **7200** Вт

(Пн)(Сх)північна та східна стіни внутрішні і тепло припливи відсутні

$\sum$ *мах* **Q** = **12156** Вт

$\sum$ *мін* **Q** = **756** Вт

Розрахунок тепло припливів в ліву малу фітнес залу другого поверху



Таблиця 3.3 ***Розрахунок теплопритоків через огорожі***

а*в = 6*5 = 30 м², висота стелі h = 6 м

Огородження	K д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м²К	м²	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
СВПд	0.46	30	30	21	9	0.124	0	0	0.124
СВСх	0.46	36	30	21	9	0.149	0	0	0.149
СЗПн	0.46	30	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СВЗх	0.46	36	21	21	0	0.000	0	0	0.000
покриття	0.67	30	45	21	24	0.482	0	0	0.482
підлога	0.25	30	21	21	0	0.000	0	0	0,0
									0.756

кВт

Розрахунок теплоприпливи від сонячної радіації Q_1

(Пд) південна стіна F = 30м², q_{sol} = 140 Вт $\mathbf{Q_{пд}}$ = 30 *140 = **4200** Вт

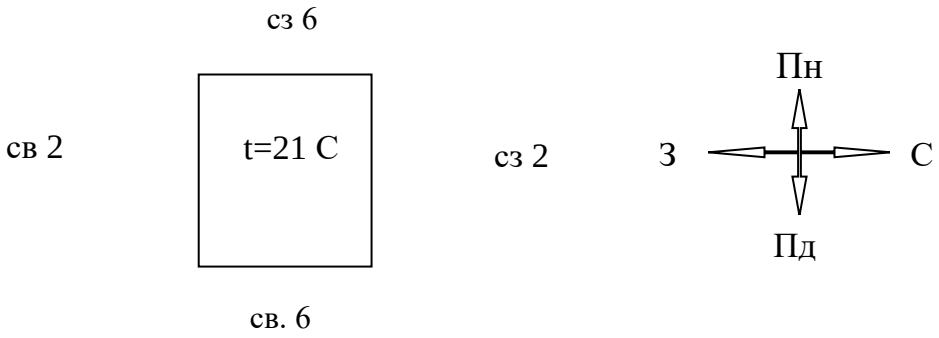
(Сх) східна стіни F=36м², q_{sol}=200Вт $\mathbf{Q_{сх}}$ = 36 * 200 = **7200** Вт

(Пн) (Зх) північна та західні стіни внутрішні і тепло припливи відсутні

$\sum_{max}$ **Q** = **12156** Вт

$\sum_{мін}$ **Q** = **756** Вт

Розрахунок тепло припливів в коридор другого поверху



Таблиця 3.4 ***Розрахунок теплопритоків через огорожі в зал площею а*в = 6*2 = 12 м^2 , висота стелі h = 6 м***

Огородження	K д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м^{2}К	м^2	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
СВПд	0.46	12	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СВСх	0.46	36	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СЗПн	0.46	12	30	21	9	0.050		0	0.050
СВЗх	0.46	36	21	21	0	0.000	0	0	0.000
покриття	0.67	12	45	21	24	0.193	0	0	0.193
підлога	0.25	12	21	21	0	0.000	0	0	0,000
									0.243

кВт

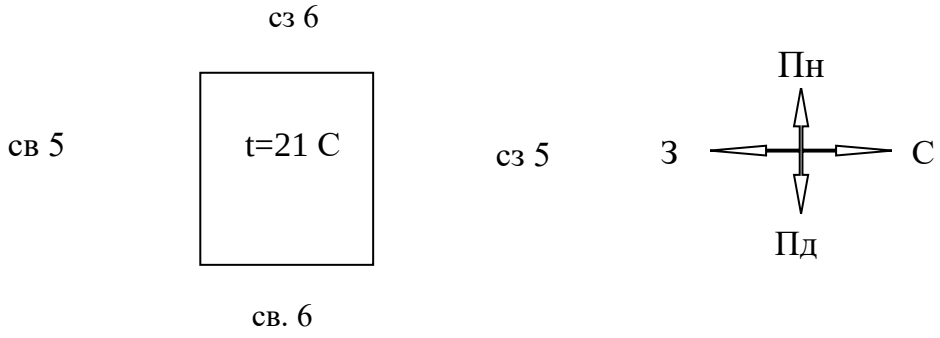
Розрахунок теплоприпливи від сонячної радіації Q_1

(Пд) південна стіна F = 12м^2, q_{sol} = 140 Вт **$Q_{пд}$** = 12 *140 = 1680 Вт

(Пн),(Сх),(Зх) внутрішні стіни $\sum_{max}$ **Q = 1923 Вт**

$\sum_{мін}$ **Q** = **243** Вт

Розрахунок тепло припливів в жіночу роздягальню першого поверху



Таблиця 3.3 ***Розрахунок теплопритоків через огорожі***

а*в = 6*5 = 30 м², висота стелі h = 6 м

Огородження	K д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м²К	м²	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
СВПд	0.46	30	30	21	9	0.124	0	0	0.124
СВСх	0.46	36	30	21	9	0.149	0	0	0.149
СЗПн	0.46	30	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СВЗх	0.46	36	21	21	0	0.000	0	0	0.000
покриття	0.67	30	21	21	0	0.000	0	0	0.000
підлога	0.25	30	21	21	0	0.000	0	0	0,000
									0.273

кВт

Розрахунок теплоприпливи від сонячної радіації Q_1

(Пд) південна стіна F = 30м², q_{sol} = 140 Вт **$Q_{пд}$** = 30 *140 = **4200** Вт

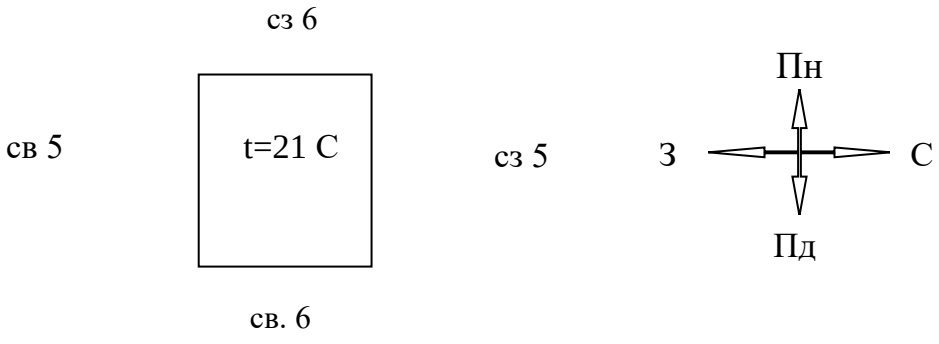
(Сх) східна стіни F = 36м², q_{sol}=200Вт **$Q_{сх}$** = 36 * 200 = **7200** Вт

(Пн) (Зх) північна та західна стіни є внутрішніми

$\sum_{max}$ **Q** = **11673** Вт

$\sum_{мін}$ **Q** = **273** Вт

Розрахунок тепло припливів в чоловічу роздягальню першого поверху



Таблиця 3.3 ***Розрахунок теплопритоків через огорожі***

а*в = 6*5 = 30 м², висота стелі h = 6 м

Огородження	K д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м²К	м²	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
СВПд	0.46	30	30	21	9	0.124	0	0	0.124
СВСх	0.46	36	21`	21	0	0.000	0	0	0.000
СЗПн	0.46	30	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СВЗх	0.46	36	30	21	9	0.149	0	0	0.149
покриття	0.67	30	21	21	0	0.000	0	0	0.000
підлога	0.25	30	21	21	0	0.000	0	0	0,000
									0.273

кВт

Розрахунок теплоприпливи від сонячної радіації Q_1

(Пд) південна стіна F = 30м², q_{sol} = 140 Вт — $\mathbf{Q_{пд}}$ = 30 *140 = **4200** Вт

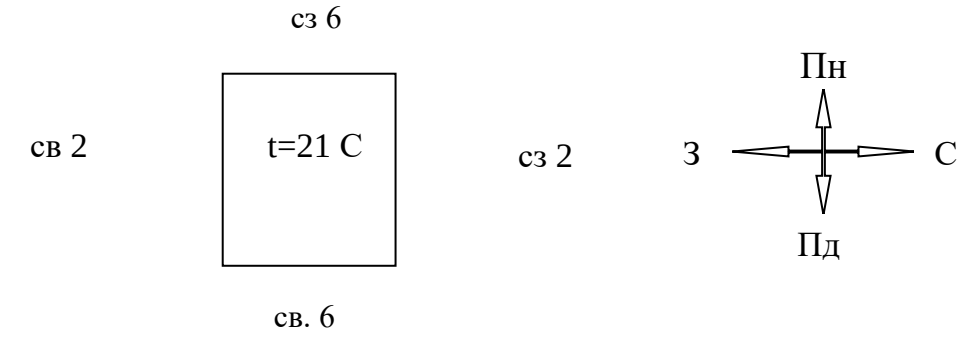
(Зх) західна стіни F = 36м², q_{sol}=200Вт — $\mathbf{Q_{зх}}$ = 36 * 200 = **7200** Вт

(Пн) (Сх) північна та східна стіни є внутрішніми

$\sum_{max}$ **Q** = **11673** Вт

$\sum_{мін}$ **Q** = **273** Вт

Розрахунок тепло припливів в коридор першого поверху



Таблиця 3.4 ***Розрахунок теплопритоків через огорожі в коридор першого поверху.***

а*в = 6*2 = 12 м^2 , висота стелі h = 6 м

Огородження	K д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t_c	Q 1с	Q 1
	Вт/м^{2}К	м^2	С	С	С	кВТ	С	кВТ	кВТ
СВПд	0.46	12	30	21	9	0.050	0	0	0.050
СВСх	0.46	36	21	21	0	0.000	0	0	0.000
СЗПн	0.46	12	21	21	0	0.000		0	0.000
СВЗх	0.46	36	21	21	0	0.000	0	0	0.000
покриття	0.67	12	21	21	0	0.000	0	0	0.000
підлога	0.25	12	21	21	0	0.000	0	0	0,00
									0.050

кВт

Розрахунок теплоприливи від сонячної радіації Q_1

(Пд) південна стіна F = 12м^2, q_{sol} = 140 Вт $Q_{пд}$ = 12 *140 = 1680 Вт

(Пн),(Сх),(Зх) внутрішні стіни

$\sum_{max}$ **Q = 1730 Вт**

$\sum_{мін}$ **Q = 50 Вт**

$\sum_{max}$ **$Q_{загалом}$ = 123414 Вт**

$\sum_{мін}$ **$Q_{загалом}$ = 5403 Вт**

3.2.3.Теплопріток від відвідувачів під час фізичних навантажень на

$$q_2 = k*n \qquad (3.4)$$

q_2 = 0,103*10 = 1,03 кВт

q_2 = 0, 36*230 = 82,8 кВт

де : 0,103- k ,тепловиділення одного тренера, кВт;

де : 0, 36 – k ,тепловиділення одного відвідувача, кВт;

n - число одночасно знаходяться людина - 240 людини.

q_2 = 83,83 кВт

3.2.4 Теплопритоки від рециркуляції

$Q_{2.}$ визначаємо за формулою:

$$Q_{2пр} = M_{пр}\Delta i \frac{10^3}{24*3600}, кВт \qquad (3.5)$$

де: M - витрата зовнішнього повітря, м^3/ч.

Δh - різниця питомих ентальпій повітря відповідних початковій і кінцевій температура кДж/кг.

Розраховуємо кількість повітря яку необхідно надати в приміщення.

На одного відвідувача необхідно 20 м^3/год

M = 240*20=4800 м^3/год

Q_2 = 4800*1,2*(78.25-40.77)/3600/24 = **2,5 кВт**

3.2.5 Експлуатаційні теплопритоки Q_4

Теплоприток від освітлення q_1 (кВт) розраховуємо по формулі:

$$q_1 = AF*10^{-3}, кВт \qquad (3.6)$$

де : А - теплота. виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м площі підлоги, Вт/м ;

F - площа всього центру , м ^{2}

А= 20 Вт/м.

$\mathbf{q_1}$= 720*20/1000=**14,4 кВт**

$\sum max$ **$Q_{загалом}$ =14,4+2,5+83,83+153= 224,14 кВт**

$\sum мін$ **$Q_{загалом}$ =14,4+2,5+83,83+5,4= 76,54 кВт**

3.2.6. Визначення вологоприпливі

На спортивних майданчиках основними джерелами вологоприпливів є люди які виконують інтенсивні навантаження.

кількість вологоприпливів:

$W_2= 20{,}2\times10^{-6}\frac{кг}{с}$ на одного тренера;

вологоприпливи від відвідувачів

$W_2= 32{,}2\times10^{-6}\frac{кг}{с}$

Кількість вологи, що виділяється людьми, $\frac{кг}{с}$, визначається за формулою:

$$W_л= w_{чел}\times n \qquad (3.7)$$

де: $w_{чел}$ – вологовиділення людини, що займається певним працею, $\frac{кг}{с}$;

n – число людей, що займається певним працею.

$$W_{л.відв.}= 32{,}2\times230\times10^{-6}=7{,}4\times10^{-3}\frac{кг}{с}$$

$$W_{л.преп}= 20{,}2\times10\times10^{-6}=0.2\times10^{-3}\frac{кг}{с}$$

Вологопріплив із зовнішнім повітрям, $\frac{кг}{с}$, визначається за формулою:

$$W_{в.н} = 4800*1{,}136*(18{,}8 - 7{,}7)/24/3600 = 0{,}7\times10^{-3}\frac{кг}{с}$$

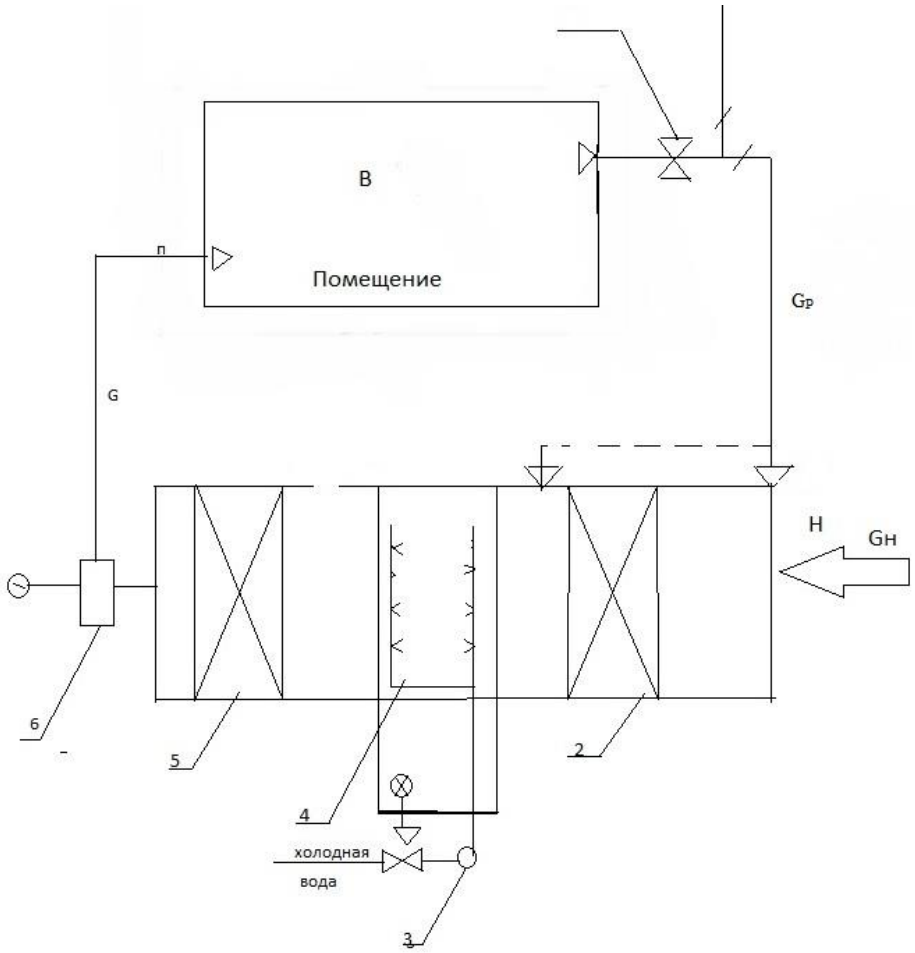
Влагопрітокі по приміщеннях, $\frac{кг}{с}$, визначаються за формулою:

$$W_{спорт\ комп} = W_{л.відв.}+W_{л.преп}+W_{в.н} \qquad (3.8)$$

$$\mathbf{W_{спорт\ комп}}= 0{,}7\times10^{-3} +7{,}6\times10^{-3}= \mathbf{8{,}3\times10^{-3}}\frac{кг}{с}$$

3.3 Система кондиціювання повітря з однією рециркуляцією

В системі кондиціонування повітря з одного рециркуляцією пріменяют, як правило, подачу рециркуляційного повітря перед воздухонагревателем першого підігріву.



Мал. 3.1

Система кондиціювання повітря з застосуванням першої рециркуляції: 1 - рециркуляционний вентилятор; 2 - повітронагрівач 1-го підігріву; 3 -насос; 4 - камера зрошення; 5 - повітронагрівач 2-го підігріву; 6 - вентиляційний агрегат кондиціонера

У теплий період року з метою економії холоду зовнішній воз¬дух змішується з більш холодним внутрішнім повітрям. Суміш очищається у фільтрі, охолоджується і осушується в камері зрошення, а потім, при

необхідності, нагрівається в повітронагрівачі другого підігріву. Оброблене повітря подається в обслуговуване приміщення з параметрами припливного повітря. У приміщенні пріточ¬ний повітря асимілює тепло- і влагоізбиткі, його параметри зрівнюються з параметрами внутрішнього повітря. Частина повітря, що видаляється з приміщення, повертається на рециркуляцію, осталь¬ное кількість видаляється назовні.

У холодний період з метою економії теплоти суміш теплого повітря приміщення і холодного зовнішнього очищається в фільтре- і перегрівається в воздухонагревателе першого підігріву, обробляється в камері зрошення, підігрівається в воздухонагревателе вто¬рого підігріву до необхідних параметрів повітря та по¬ступает в приміщення.

Кількість зовнішнього повітря $G_н$, кг / год, Для спрощення розрахунків першій-ліпшій нагоді завдань условно прийнято $G_н = 0,6\ G_o$, де G_o витрата повітря, що проходить через камеру зрошення ,. кг / год

3.4 Кількість повітря, що подається в приміщення

Кількість повітря, необхідне для кондиціонування приміщення, $\frac{кг}{с}$, розраховується за формулою:

$$G_{пол} = \frac{Q_я}{C * t} \qquad (3.9)$$

де: С – теплоємність повітря;
t– різниця зовнішнього та внутрішнього повітря, °С

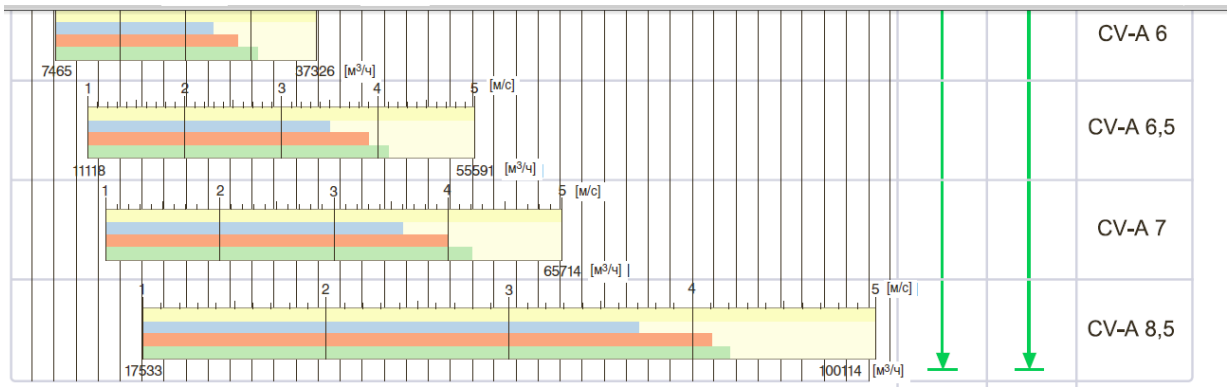
$$G_{пол} = \frac{224,14}{1,136 * 9} = 21,9 \frac{кг}{с}$$ или 89664 кг/год , 69401 м^3/с

Кількість зовнішнього повітря, домішують в центральному кондиціонері, $\frac{кг}{с}$, розраховується за формулою:

$$G_н = p \times G_{пол} \qquad (3.10)$$

де: р – відсоток зовнішнього повітря від загального обсягу повітря, що подається, 69401/4800=14,46%

$$G_н = 21.9/14,46 = 1,51 \frac{кг}{с} \text{ или } 4800 \text{ м}^3/\text{год}$$

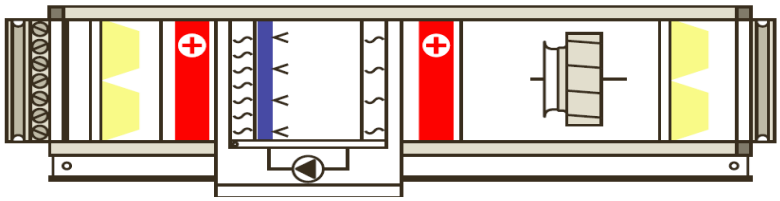


Макс. скорости воздуха во внутреннем «окне» агрегата vmax [м/с]							Maks. P
3,7	4,0	3,4	3,4	3,9	4,2	3,5	P 400 Pa

	V max [м³/ч]	V max [м³/ч]
	72 834	54 500
	——	42 200

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КВ 07. 015. 000 ДП ПЗ	Лист

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



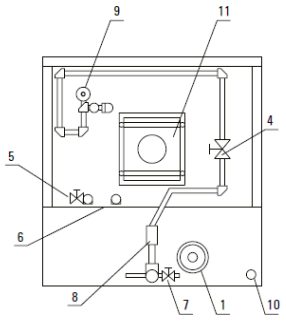
CV-A ☐ - ☐ /N L -158A/ ☐ - ☐

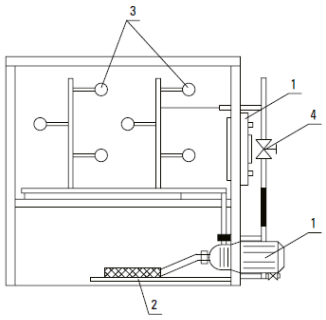
Nawilżanie wodne
Water humidification

Sekcja nawilżania dyszowego zastosowana w centralach CV-A jest oddzielnym, niedemontowalnym blokiem, wyposażonym w wannę, zespół dysz zraszających, układ pompowy, spust wody oraz przyłącze wody z zaworem pływakowym i systemem przelewowym.

The section of nozzle humidification used in CV-A units is the separate, dismountable block, equipped with the tub, set of spraying nozzles, pump system, water drain and water terminal with the float valve and overflowing system.

1. Pompa wodna z silnikiem
2. Filtr wodny
3. Dysze zraszające
4. Zawór regulacyjny upustowy
5. Zawor szybkiego napelniania
6. Podłączenie zaworu pływakowego
7. Zawór spustowy
8. Przelew
9. Manometr
10. Termometr
11. Pokrywa rewizyjna

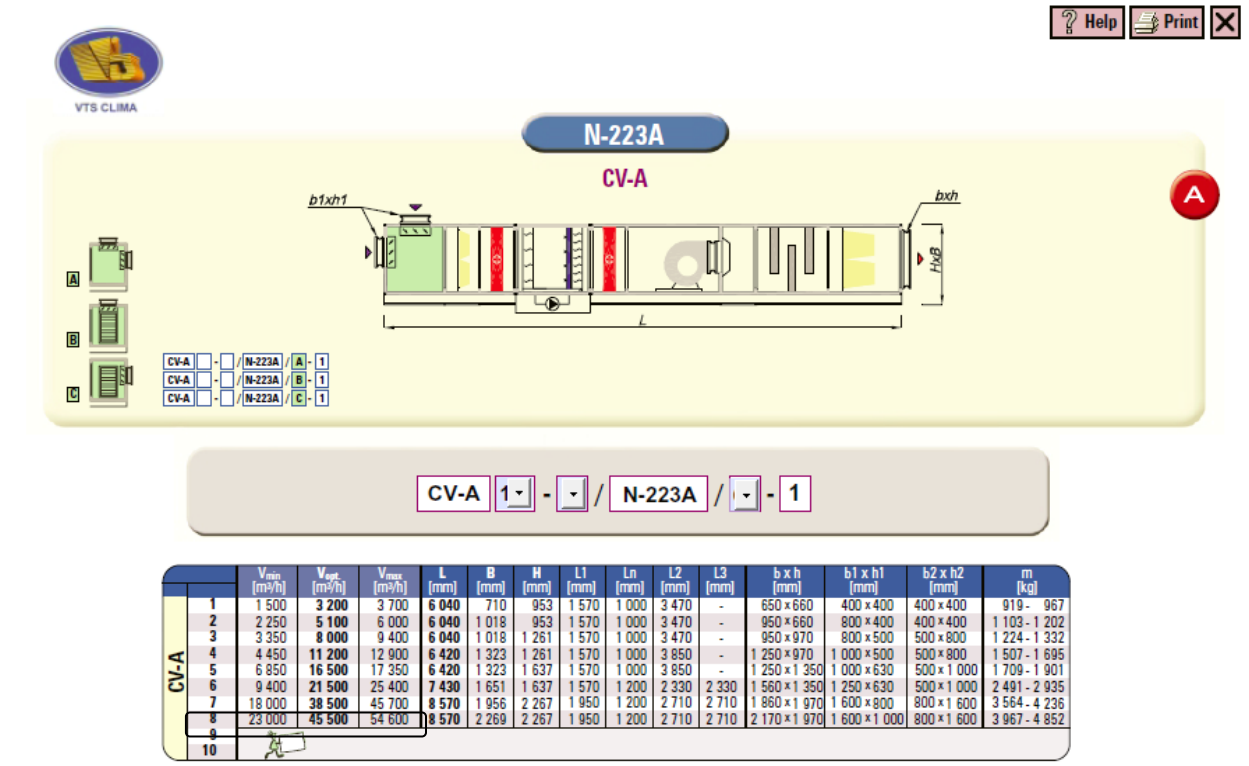




1. *water pump with the motor*
2. *water filter*
3. *spraying nozzle*
4. *release vent valve*
5. *valve of fast filling*
6. *connection of float valve*
7. *water drain release*
8. *overflow*
9. *manometer*
10. *thermometer*
11. *inspection panel*

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КВ 07. 015. 000 ДП ПЗ	Лист



CV-A		V_{min} [m³/h]	$V_{opt.}$ [m³/h]	V_{max} [m³/h]	L [mm]	B [mm]	H [mm]	L1 [mm]	Ln [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	b x h [mm]	b1 x h1 [mm]	b2 x h2 [mm]	m [kg]
	1	1 500	**3 200**	3 700	**6 040**	710	953	1 570	1 000	3 470	-	650 × 660	400 × 400	400 × 400	919 - 967
	2	2 250	**5 100**	6 000	**6 040**	1 018	953	1 570	1 000	3 470	-	950 × 660	800 × 400	400 × 400	1 103 - 1 202
	3	3 350	**8 000**	9 400	**6 040**	1 018	1 261	1 570	1 000	3 470	-	950 × 970	800 × 500	500 × 800	1 224 - 1 332
	4	4 450	**11 200**	12 900	**6 420**	1 323	1 261	1 570	1 000	3 850	-	1 250 × 970	1 000 × 500	500 × 800	1 507 - 1 695
	5	6 850	**16 500**	17 350	**6 420**	1 323	1 637	1 570	1 000	3 850	-	1 250 × 1 350	1 000 × 630	500 × 1 000	1 709 - 1 901
	6	9 400	**21 500**	25 400	**7 430**	1 651	1 637	1 570	1 200	2 330	2 330	1 560 × 1 350	1 250 × 630	500 × 1 000	2 491 - 2 935
	7	18 000	**38 500**	45 700	**8 570**	1 956	2 267	1 950	1 200	2 710	2 710	1 860 × 1 970	1 600 × 800	800 × 1 600	3 564 - 4 236
	8	23 000	**45 500**	54 600	**8 570**	2 269	2 267	1 950	1 200	2 710	2 710	2 170 × 1 970	1 600 × 1 000	800 × 1 600	3 967 - 4 852
	9														
	10														

Підбираю два центральних кондиціонера VTS Clima CV/A 18 /N-223A /1 продуктивністю кожного по повітрю 45500 $\frac{м^3}{час}$

Таблиця 3.4 Характеристика ЦК

Показник	VTS Clima
Діаметр робочого колеса, дм	63
Статичний тиск, Па	50-1500
Частота обертання колеса, об / хв	1500-3000
Швидкість потоку в прохідному перерізі, м / с	4-8
Установча потужність, кВт	3-11
Продуктивність, $м^3$ / год	23000-54000

3.5 Побудова процесу обробки повітря

Луч тепловлажностного процесу, $\frac{кДж}{кг}$, розраховується за формулою:

$$\varepsilon = \frac{Q_я}{W} + r \qquad (3.12)$$

де: $Q_{3п}$- теплоприток від зовнішнього повітря, кВт;

r- теплосодержание води, $\frac{кДж}{кг}$;

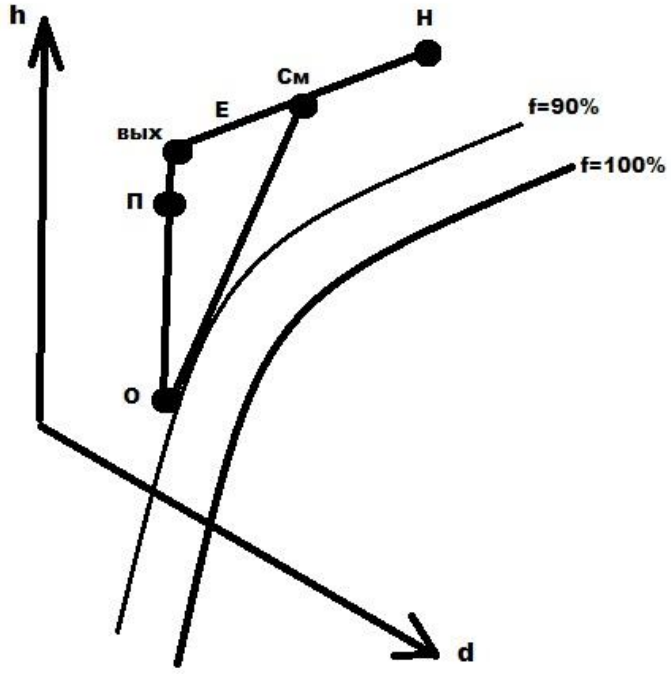
W- влагопрітокі в приміщенні

$$\varepsilon = \frac{Q_я}{W} + r$$

$$\varepsilon = \frac{Q_я}{W} + r = \quad 224{,}14 \,/8{,}3*1000+ 2500 – 2{,}38*30 = \mathbf{29433\ кДж/кг}$$

$$\mathbf{Q_{пол}} = \varepsilon * W = 29433*8.3/1000 = \mathbf{244{,}3\ кДж}$$

Графічне зображення процесу обробки повітря в секціях центральних кондиціонера VTS Clima CV/A 18 /N-223A /1 в літній період.



Базові точки процесу на діаграмі:

П: $\mathbf{t_п}$= 21°С; $\mathbf{\varphi_п}$ = 50%; $\mathbf{d_п}$ =7,7 $\frac{г}{кг}$; $\mathbf{h_п}$ = 40,77 $\frac{кДж}{кг}$

вих: $\mathbf{t_в}$ = 30°С; $\mathbf{\varphi_в}$= 37%; $\mathbf{d_в}$ =8 $\frac{г}{кг}$; $\mathbf{h_в}$ = 55,24 $\frac{кДж}{кг}$

См: $\mathbf{t_{см}}$ = 30°С; $\mathbf{\varphi_{см}}$= 62%; $\mathbf{d_{см}}$ =16,6 $\frac{г}{кг}$; $\mathbf{h_{см}}$ = 72,61 $\frac{кДж}{кг}$

О: $\mathbf{t_о}$ = 11°С; $\mathbf{\varphi_о}$ = 90%; $\mathbf{d_о}$ =7,7 $\frac{г}{кг}$; $\mathbf{h_о}$ = 29,6 $\frac{кДж}{кг}$

З: $\mathbf{t_з}$ = 30°С; $\mathbf{\varphi_з}$= 70%; $\mathbf{d_з}$ =18,8 $\frac{г}{кг}$; $\mathbf{h_з}$ = 78,5 $\frac{кДж}{кг}$

3.6 Розрахунок політропичної зрошувальної камери

Визначаємо питому ентальпію насичення повітря, $\frac{кДж}{кг}$, за формулою:

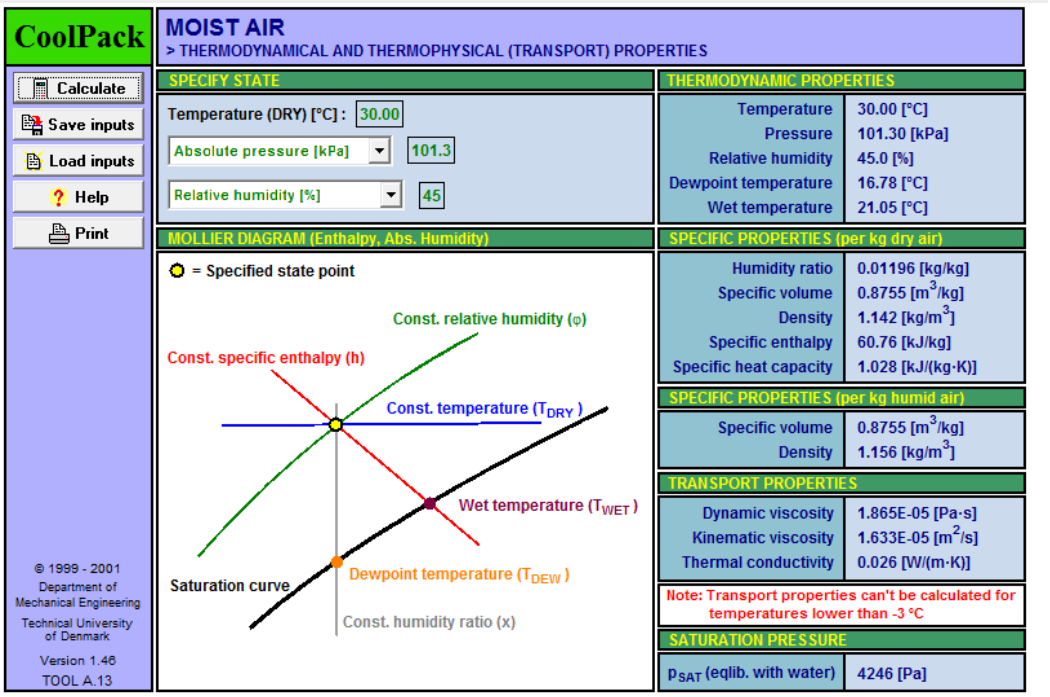
$$\mathbf{h}_{нас}=1,26+2,85*\mathbf{t}_{н.в.} \quad (3.13)$$

де: $\mathbf{t}_{н.в.}$= температура води, що подається в зрошувальну камеру для охолодження повітря, °С

$t_{н.в.}$ –повинна бути нижче точки роси для повітря яке входить в камеру.

Знаходимо температуру точки роси за допомогою програми «Cool Pack»

См: $\mathbf{t_{см}} = 30°C$; $\mathbf{\varphi_{см}}= 45\%$; $\mathbf{d_{см}} =11,9\frac{г}{кг}$; $\mathbf{h_{см}} = 61\frac{кДж}{кг}$



$\mathbf{t}_{роси} = 22°C$, $\mathbf{t_{н.в.}}= 5°C$, $\mathbf{h_{см}} = \mathbf{h_н} = 61\frac{кДж}{кг}$, $\mathbf{h_o} = \mathbf{h_к} = 29,6\ \frac{кДж}{кг}$

$$\mathbf{h}_{нас}=9,42+1,97*5 = \mathbf{19,27}\ \frac{кДж}{кг}$$

3.6.1. Знаходимо параметр **a**, який враховує конструктивні і гідродинамічні особливості камери:

$$a = \frac{h_н - h_к}{(h_н - h_{нас})(1+0,000716(h_н - h_{нас})+0,00351(54-h_{нас}))} \quad (3.14)$$

$$a = \frac{61-29.6}{(61-21,24)(1+0,000716(61-21,24)+0,00351(54-21,24))} = 0,69$$

3.6.2. Знаходимо коефіцієнт зрошення, $\frac{кг}{кг}$,:

(3.15)

$$M=0,294\exp(2,99a)$$

$$M=0,294\exp(2,99\times0,69)= 2,37 \ \frac{кг}{кг}$$

3.3.3. Розраховуємо коефіцієнт ефективності зрошувальної камери:

(3.16)

$$E_{пол}= 1-\exp(-1,19\mu^2)$$

$$E_{пол}= 1-\exp(-1,19\times2,37^2)= 0,9999$$

3.3.4. Визначаємо масову витрату води в ЗК на один центральний кондиціонер

(3.17)

$$G_B= L\times\rho\times\mu = M * \mu$$

де: L - витрата повітря, $\frac{м^3}{год}$;

ρ – щільність насиченого повітря, $\frac{кг}{м^3}$;

M – витрата повітря $\frac{кг}{с}$

$$G_B = 10,95 \times 2,37 = 25,95 \ \frac{кг}{с}$$

3.3.5. Визначаємо температуру нагрітої води, ° С:

$$t_{K.B} = t_{H.B} + \frac{h_H - h_K}{4,19 * \mu} \qquad (3.18)$$

$$t_{K.B} = 5 + \frac{61 - 29,6}{4,19 * 2.37} = 8.16°C$$

3.3.6. Визначаємо витрату холоду (теплове навантаження на компресори), кВт,:

$$Q_x= G_B*\rho*(t_{K.B.}-t_{H.B.}) \qquad (3.19)$$

$$Q_x=25,95*4,19*(8,16 - 5) = 341,12 \text{ кВт}$$

3.6. Навантаження на холодильну установку

розраховуємо за формулою , кВт:

$$Q_0 = \frac{k \times Q_x}{b} \qquad (3.20)$$

де: k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах
b- коефіцієнт робочого часу

$$Q_0 = \frac{1{,}12 \times 341{,}16}{0{,}95} = 400 кВт$$

3.7 Вибір температурних режимів роботи холодильної машини

Температура кипіння розраховується за формулою:

$$t_o = t_{вых} - 3°C \qquad (3.21)$$

$$t_o = 5 - 3 = 2°C$$

Температура конденсації розраховується за формулою:

$$t_к = t_{наруж} + 10°C \qquad (3.22)$$

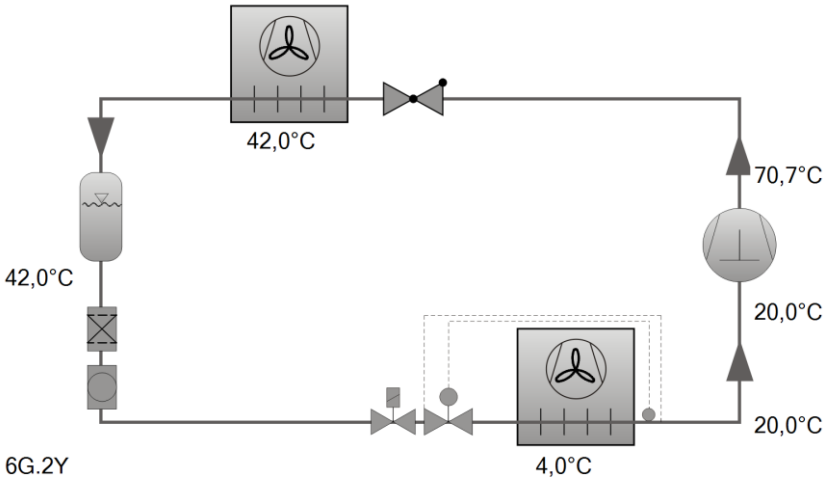
$$t_к = 30 + 10 = 40°C$$

3.8 Побудова циклів холодильної машини і зняття параметрів вузлових точок

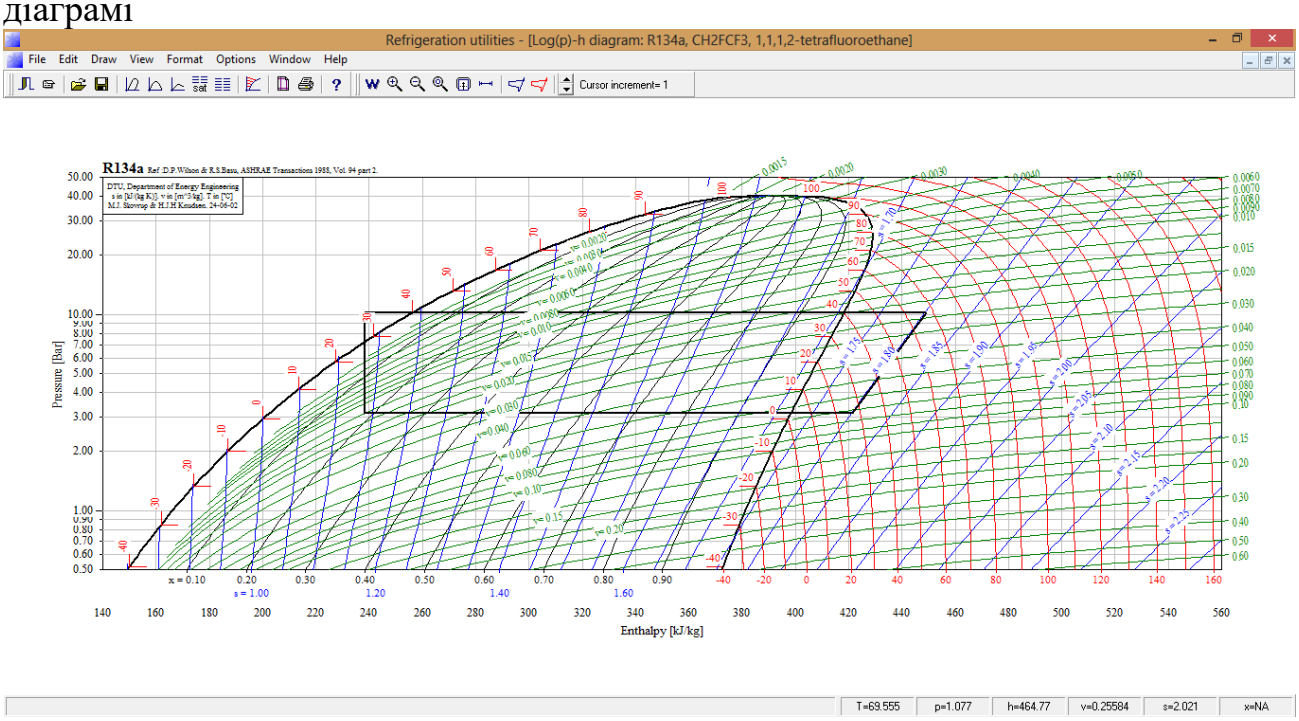
зображення:

1) схема холодильної машини;

2) цикл холодильної машини в і- lg P



діаграмі

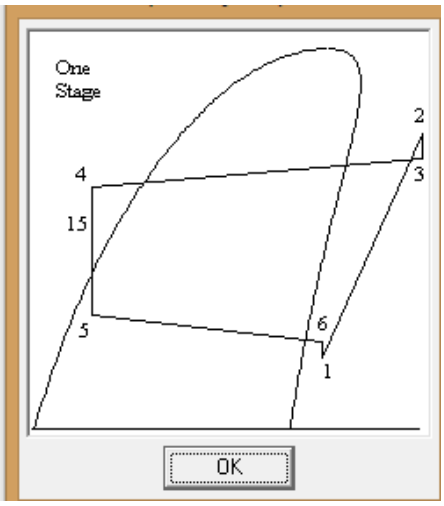


Одноступінчатий цикл на температуру кипінняя 2°С

Таблица 3.5

№	параметри			
	t, °C	P, МПа	h , $\frac{кДж}{кг}$	V, $\frac{м^3}{кг}$
0	2	0,315	398	-
1`	10	0,315	405	0,0725
1	27	0,315	421	-
2	67	1,0	449	-
3`	40	1,0	238	-
3	28	1,0	238	-
4	4	0,315	238	-

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m^3/kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	27.000	3.146	0.072520	421.561	1.8016
2	67.287	10.164	0.023451	449.065	1.8016
3	67.287	10.164	0.023451	449.065	1.8016
4	28.000	10.164	N/A	238.582	N/A
5	N/A	3.146	N/A	238.582	N/A
6	27.000	3.146	0.072518	421.561	1.8016
15	N/A	10.164	N/A	238.582	N/A



3.9 Тепловий розрахунок і підбір компресора

Питома масова холодопродуктивність холодильного агента, $\frac{кДж}{кг}$, розраховується за формулою:

$$q_o = h_0 - h_4 \quad (3.23)$$

$$q_o = 398 - 256 = 142 \ \frac{кДж}{кг}$$

Масова витрата пара, $\frac{кг}{с}$, розраховується за формулою:

$$M_д = \frac{Q_o}{q_o} \quad (3.24)$$

$$M_д = \frac{400}{142} = 2.81 \ \frac{кг}{с}$$

де: Q_o– навантаження на компресор з урахуванням витрат, кВт.

Дійсна об'ємна подача, $\frac{м^3}{с}$, розраховується за формулою

$$V_д = m_д \times v_1 \quad (3.25)$$

$$\mathbf{V_д} = 2{,}81 \times 0{,}072 = \mathbf{0{,}2} \ \frac{м^3}{с}$$

де: v_1 – питомий обсяг усмоктуваного пару, $\frac{м^3}{кг}$.

Коефіцієнт подачі компресора розраховується за формулою:

$$\lambda = \lambda_c \times \lambda_{\omega 1} \quad (3.26)$$

$$\lambda = 0{,}91 \times 0{,}76 = 0{,}69$$

Коефіцієнт впливу мертвого простору на роботу компресора розраховується за формулою:

$$\lambda_c = 1 - c\left[\left(\frac{P_{пр}}{P_O}\right)^{1/m} - 1\right] \quad (3.27)$$

$$\lambda_c = 1 - 0.03\left[\left(\frac{1,0}{0,31}\right)^{1/1} - 1\right] = 0,91$$

Коефіцієнт невидимого витрати компресора розраховується за формулою:

$$\lambda_\omega = \frac{T_o + \theta}{\alpha T_k + \beta\theta} \qquad (3.28)$$

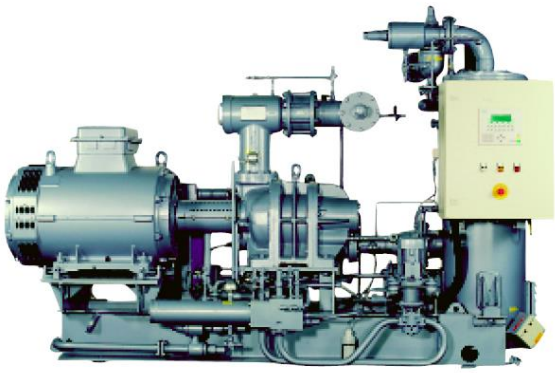
где: θ=T_1-T_o=293-277=16 K°; α=1.12; β=0,5

$$\lambda_\omega = \frac{256+16}{1,12*310+0,5*15} = 0,76$$

Теоретична об'ємна подача, $\frac{м^3}{с}$, розраховується за формулою:

$$V_T = \frac{V_\partial}{\lambda} \qquad V_T = \frac{0,2}{0,69} = 0,28\ \frac{м^3}{с} \qquad (3.29)$$

LARGE Series with Swept Volumes ranging from 805 to 5800 м³/н (474 to 3435 CFM)
Grasso screw compressor packages in the LARGE series have a separate base frame to accommodate all the components and are characterised by a vertical oil separator. Their robust construction and the use of tried-and-tested LT screw compressors ensures particularly low noise and low vibration whilst running and an extraordinarily long service life.



Підбираю 1 винтовой компресор «Grasso Packages R» з сумарною теоретичної подачею 0,28 $\frac{м^3}{с}$. (720 $\frac{м^3}{год}$)

	Type	NH_3		R22		R134a	R404A		R507	
		-40/+35 °C	0/+40 °C	-40/+35 °C	0/+40 °C	0/+40 °C	-40/+35 °C	0/+40 °C	-40/+35 °C	0/+40 °C
SH	C	31	195	34	174	111	32	175	33	182
	D	37	231	41	206	132	38	208	40	216
	E	45	277	49	247	158	46	249	48	259
	G	53	328	58	293	187	54	295	56	307
MC	H	68	420	74	375	240	70	378	72	393
	L	81	495	88	441	283	82	445	85	463
	M	102	628	112	560	358	104	565	108	588
	N	134	812	149	726	451	131	710	136	739
LT	P	125	760	139	679	422	123	665	128	692
	R	162	982	180	878	545	159	859	165	894
	S	201	1218	223	1089	676	197	1066	205	1108
	V	260	1573	286	1413	870	253	1370	264	1425
	Y	364	2202	400	1978	1218	355	1919	369	1996
	Z	436	2636	479	2368	1458	425	2297	442	2389
	Alpha	515	3118	566	2801	1724	503	2717	523	2825
	Beta	658	3980	723	3575	2201	642	3468	668	3607
	Gamma	777	4700	854	4223	2600	758	4096	788	4260
	Delta	920	5564	1011	4999	3077	897	4849	933	5042
		superheating 5 K		superheating 10 K						

Питома об'ємна холодопродуктивність в робочих умовах, $\frac{кДж}{кг}$, розраховується за формулою:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} \qquad (3.30)$$

$$q_v = \frac{142}{0{,}072} = 1972 \ \frac{кДж}{кг}$$

Адіабатне потужність, кВт, розраховується за формулою:

$$N_a = m_д \times (h_2 - h_1) \qquad (3.31)$$

$$N_a = 2{,}81 \times (449 - 421) = 78{,}68 \text{ кВт}$$

Індикаторний ККД розраховується за формулою:

$$\eta_i = \lambda_\omega + b \times t_o, \quad b = 0{,}001 \qquad (3.32)$$

$$\eta_i = 0{,}812 + 0{,}0025 \times 4 = 0{,}816$$

Індикаторна потужність, кВт, розраховується за формулою:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \qquad (3.33)$$

$$N_i = \frac{78{,}7}{0{,}816} = 96{,}42 \text{ кВт}$$

Потужність тертя, кВт, розраховується за формулою:

$$N_{тр} = V_т \times P_{тр}, Ртр = 40 \text{ Н} \qquad (3.34)$$

$$N_{тр}=0,099\times 40=3,96 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність, кВт, розраховується за формулою:

$$N_e=N_i+N_{тр} \quad (3.35)$$

$$N_e=96,4+3,96=100,4 \text{ кВт}$$

Потужність на валу двигуна, кВт, розраховується за формулою:

$$N_{дв}=(1,1\div 1,12)\times \frac{N_e}{\eta_n} \quad (3.36)$$

$$N_{дв}=1,1\times \frac{100,4}{0,96}=115 \text{ кВт}$$

Ефективна питома холодопродуктивність, і холодильний коефіцієнт розраховується за формулою:

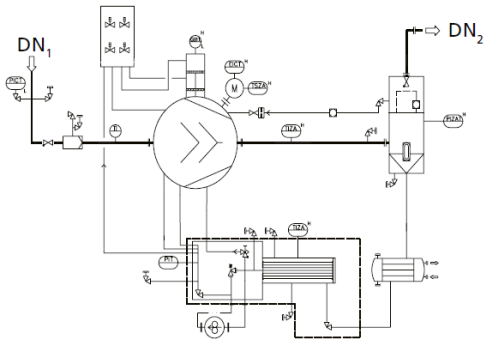
$$\varepsilon_e=\frac{Q_o}{N_e} \quad (3.37)$$

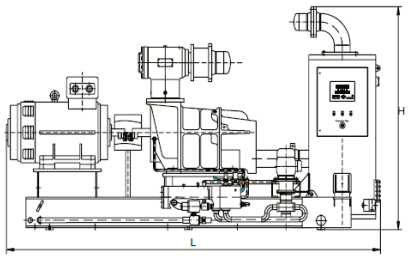
$$\varepsilon_e=\frac{400}{100,4}=3,98$$

Тепловий потік в конденсаторі, кВт, розраховується за формулою:

$$Q_k = m_д \times (h_2 - h_{3`}) \quad (3.38)$$

$$\mathbf{Q_k}=2,81\times (449-238)= \mathbf{593} \text{ кВт}$$



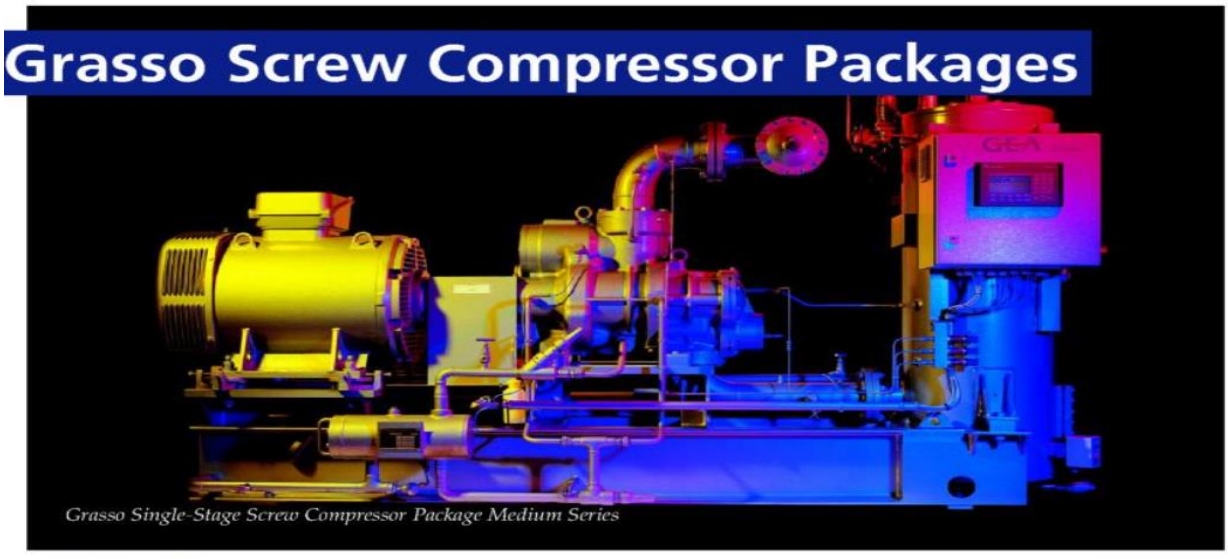


	Type	Swept Volume in m³/h at 2940 min⁻¹ (50 Hz)	Swept Volume in CFM at 3550 min⁻¹ (60 Hz)	Dimensions (mm)			DN1 (mm)	DN2 (mm)	Mass (kg)
				L	B	H			
SH	C	231	164	939	585	560	80	50	313
	D	265	188	968	585	560	80	50	324
	E	321	228	1004	675	670	100	65	460
	G	372	264	1033	675	670	100	65	471
MC	H	471	335	938	425	554	125	80	340
	L	544	387	974	425	554	125	80	365
	M	690	490	1090	480	610	125	100	580
	N	860	611	1135	480	610	125	100	640
LT	P	805	572	817	600	525	150	100	595
	R	1040	739	965	660	570	175	100	895
	S	1290	917	1032	660	570	175	100	960
	V	1640	1165	1040	750	670	250	150	1186
	Y	2296	1632	1161	750	670	250	150	1308
	Z	2748	1953	1315	760	700	250	150	1670
	Alpha	3250	2309	1425	760	700	250	150	1740
	Beta	4150	2949	1410	900	850	300	200	2100
	Gamma	4900	3486	1480	900	850	300	200	2400
	Delta	5800	4122	1560	900	850	300	200	2600

L = Length B = Width H = Height DN1 = Suction connection DN2 = Discharge connection

Таблиця 3.6 Технічні характеристики одноступінчатого компресора

Показник	Grasso Packages R
Охолодження, кВт	422
Споживана потужність, кВт (А)	132 (81)
Кількість масла OptsionBSE 55, дм3	19,5
Теоретична об'ємна холодопродуктивність КМ $V_{КМ}$ м3 / с	0,22
Умовний діаметр трубопроводів, мм на вході х / а на виході	NW150 NW100



GEA Grasso

Grasso Products B.V. • P.O. Box 343 • 5201 AH 's-Hertogenbosch • The Netherlands • Phone: +31 (0)73 - 6203 911 • Fax: +31 (0)73 - 6214 320 • E-Mail: products@grasso.nl
Grasso GmbH Refrigeration Technology • Holzhauser Straße 165 • 13509 Berlin • Germany • Phone: +49 (0)30 - 43 592 6 • Fax: +49 (0)30 - 43 592 777 • E-Mail: info@grasso.de

3.10 Тепловий розрахунок і підбір конденсаторів

Площа поверхні конденсатора, яка передає тепло, розраховується за формулою:

$$F = \frac{Q_k}{k \times \theta_m} \qquad (3.39)$$

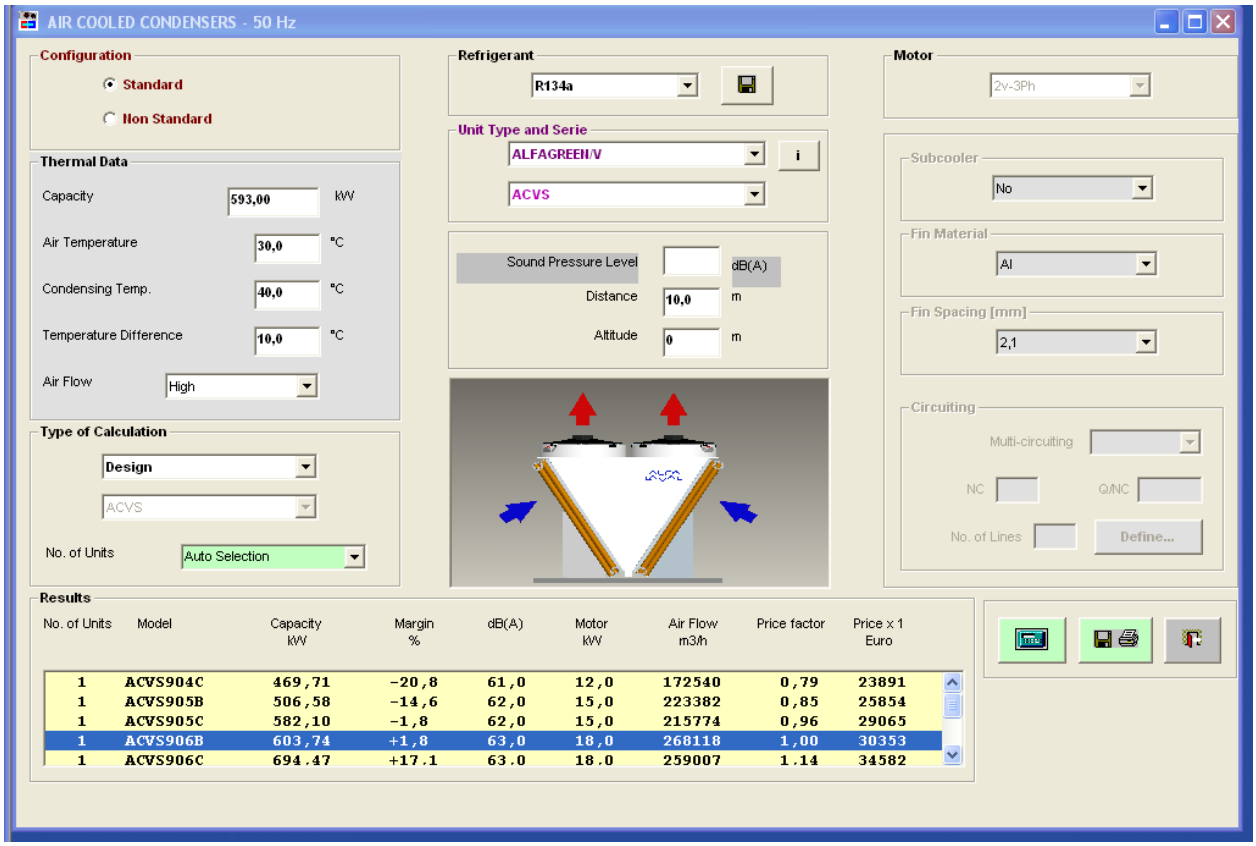
$$F = \frac{593}{2{,}33 \times 0{,}3} = 805{,}4 \text{ м}^2$$

де: Q_k– сумарний тепловий потік в КД від всіх груп компресорів,кВт;

k – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$;

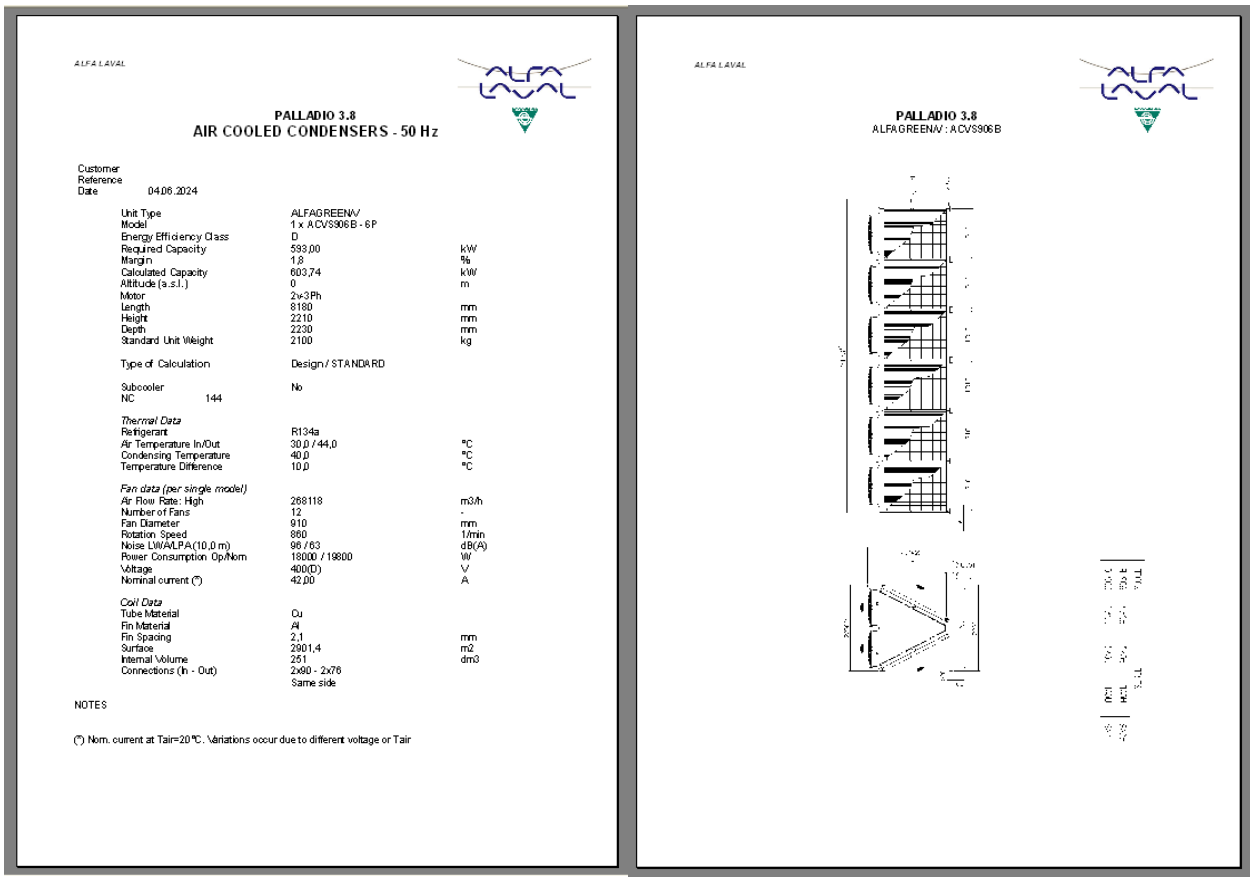
θ_m – середня логарифмічна різниця температур між конденсуючімся х / а і охолоджуючої середовищем, ° С.

Підбираю конденсатор AlfaGREEN V ACVS з площею внутрішньої теплопередающей поверхні 805,4 м^2.



Таблиця 3.7 Характерістікі конденсатора

Марка	GREEN V ACVS
Площею внутрішньої теплопередающей поверхні, м^2	2901
Вентилятори	12x800
Внутрішній об'єм труб, дм3	251
Довжина, мм	8180
Ширина, мм	2210
Вхідний патрубок, мм	2x54
Вихідний патрубок, мм	2x29
маса, кг	454



ALFA LAVAL

PALLADIO 3.8
AIR COOLED CONDENSERS - 50 Hz

Customer
Reference
Date 04.06.2024

Unit Type	ALFAGREENAV	
Model	1 x ACVS906B - 6P	
Energy Efficiency Class	D	
Required Capacity	593,00	kW
Margin	1,8	%
Calculated Capacity	603,74	kW
Altitude (a.s.l.)	0	m
Motor	2v-3Ph	
Length	8180	mm
Height	2210	mm
Depth	2230	mm
Standard Unit Weight	2100	kg
Type of Calculation	Design / STANDARD	
Subcooler	No	
NC 144		
Thermal Data		
Refrigerant	R134a	
Air Temperature In/Out	30,0 / 44,0	°C
Condensing Temperature	46,0	°C
Temperature Difference	10,0	°C
Fan data (per single model)		
Air Flow Rate: High	268118	m3/h
Number of Fans	12	-
Fan Diameter	910	mm
Rotation Speed	860	1/min
Noise LWA/LPA (10,0 m)	96 / 63	dB(A)
Power Consumption Op/Nom	18000 / 19800	W
Voltage	400(D)	V
Nominal current (*)	42,00	A
Coil Data		
Tube Material	Cu	
Fin Material	Al	
Fin Spacing	2,1	mm
Surface	2901,4	m2
Internal Volume	251	dm3
Connections (In - Out)	2x90 - 2x76	
	Same side	

NOTES

(*) Nom. current at Tair=20°C. Variations occur due to different voltage or Tair

ALFA LAVAL

PALLADIO 3.8
ALFAGREENAV : ACVS906B

3.11 Тепловой розрахунок і підбір випарника

Площа теплопередающей поверхні випарника розраховується за формулою:

$$F = \frac{Q_{об}}{k\,\Delta t} = \frac{Q_{об}}{q_f} \qquad (3.40)$$

де: $Q_{об}$– сумарне навантаження на випарник, обумовлена розрахунком, кВт;

k – коефіцієнт теплопередачі приладу охолодження $\frac{Вт}{м^2К}$;

$_{\Delta}t$ – Різниця температур між кіпящім x / a іхладоносітелем, °С.

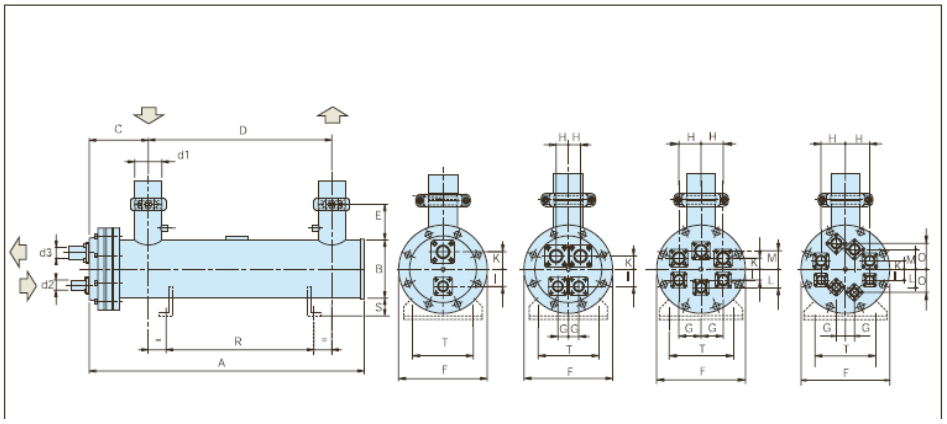
q_f– питомий тепловий потік, $\frac{Вт}{м^2}$.

$$F = \frac{400000}{3500} = 114 \text{ м}^2$$

Підбираю випарник Alfa Laval Dryplus DXD 570

385-450 кВт

Номинальные условия	Модель	DXS385 – DXD385 DXT385 – DXQ385	DXS450 – DXD450 DXT450 – DXQ450
Хладагент: R407c Tвх рассола = 12°C Tвых рассола = 7°C Tк = 45,26 °C Tисп = 2,75 °C ΔTперегрев = 3K; ΔTпереохл = 5K Смазочное масло ISO68	$Q_н$ [кВт]	385	450
	$W_н$ [м³/ч]	66	77,1
	$W_м$ [м³/ч]	70	100
	$\Delta p_н$ [бар]	0,38	0,35



Модель			DXS 385	DXD 385	DXT 385	DXQ 385	DXS 450	DXD 450	DXT 450	DXQ 450
Размеры	A	мм	2654	2654	2648	2648	2697	2697	2693	2693
	B	мм	273	273	273	273	324	324	324	324
	C	мм	234	234	228	228	277	277	273	273
	D	мм	2280	2280	2280	2280	2250	2250	2250	2250
	E	мм	150	150	150	150	200	200	200	200
	F	мм	370	370	370	370	420	420	420	420
	G	мм	–	52	80	25	–	60	95	31
	H	мм	–	56	80	90	–	65	95	120
	K	мм	60	45	45	43	70	60	55	40
	I	мм	60	52	45	50	75	60	55	40
	L	мм	–	–	60	60	–	–	80	50
	M	мм	–	–	70	50	–	–	80	50
	O	мм	–	–	–	90	–	–	–	100
Опоры	R	мм	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
	S	мм	100	100	100	100	100	100	100	100
	T	мм	300	300	300	300	300	300	300	300
Соединения	d_1	—	J5	J5	J5	J5	J6	J6	J6	J6
	d_2	—	FA-35	FA-35	WA-35	WA-22	FA-35	FA-35	FA-35	FA-35
	d_3	—	FC-80	FB-54	WA-54	WA-42	FC-80	FC-80	FB-67	FA-54
Объемы – Вес	V_R	дм³	44,8	44,8	44,8	44,8	52,9	52,9	52,9	52,9
	V_{H_2O}	дм³	80,2	80,2	80,2	80,2	133,4	133,4	133,4	133,4
	P	кг	295	295	295	295	379	379	381	381
Категория PED*			III	II	II	II	III	II	II	II

* Категория PED согласно директиве Евросоюза 97/23/EC
Категория относится к использованию жидкостей группы 2 при стандартном значении температуры.

$Q_н$ номинальная мощность охлаждения
$W_н$ номинальная скорость потока воды
$W_м$ максимальная скорость потока воды
$\Delta p_н$ номинальный перепад давлений (со стороны воды)
$\Delta T_{переохл}$ переохлаждение
$\Delta T_{перегр}$ перегрев

Таблиця 3.8 Характеристики випарювача

Марка	Alfa Laval Dryplus DXD 450
Площа зовнішньої теплопередающей поверхні, м2	1350

Габаритні розміри, мм	2697
Діаметр кожуха, мм	324
Число горизонтальних рядів труб	12
Довжина кожуха, мм	2250
Діаметр всмоктувального штуцера, мм	FA 35
Діаметр рідинного штуцера, мм	J6
Діаметр розсолу штуцера, мм	FC 80
маса, кг	379

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КВ 07. 015. 000 ДП ПЗ	Лист

ГОСТ 2.104-68 Форма 2а Копировал Формат А4

3.12 Розрахунок і підбір допоміжного обладнання

Лінійний ресивер

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

(3.41)

Де: Vисп - місткість випарювальної системи Alfa Laval Dryplus DXD 450 = 52,9 дм³

1,44 - коефіцієнт, що враховує норму заповнення лінійного ресивера при нижній подачі х / а для режиму t_0= +2 ^{0}C

Σ $V_{в/о}$	$V_{лр}$
52.9	76.18

Підбираємо лінійний ресивер місткістю 100 дм^3 ,

теплообмінники

Теплообмінники підбираються по площі теплообмінної поверхні змійовика

Теплове навантаження на теплообмінник, кВт

$$Q_{T.O.} = m \cdot (h_3 - h_{3^1}) = m \cdot (h_{1^1} - h_1)$$

(3.41)

$$Q_{+2} = 2,8 * (449 - 422) = 75,6 кВт$$

(3.42)

$$F_{т.о,} = \frac{75,6x10^3}{290 \cdot 25} = 10,4 м^2$$

Виконуємо регенеративний теплообмінник на заказ з площею теплообмінної поверхні 10 м^2

4 ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

4.1 Організація ремонту і монтажу холодильного обладнання

Монтаж холодильного устаткування - це комплекс робіт по його налагодження, пуску та експлуатації.

Розрізняють три різні способи проведення механічних робіт: державний, підрядний і змішаний.

До початку монтажних робіт проводять організаційно-технічну підготовку, в яку входить: отримання від замовника проектно-технічної документації, розробка та затвердження проекту організації монтажних робіт, отримання від замовника обладнання згідно з проектом.

Проектно-технічна документація складається з креслень генерального плану з підземними та наземними комунікаціями, транспортними шляхами, креслень холодильної установки, холодильних камер, трубопроводів і т.д.

Холодильні машини продуктивністю до 20 квт поставляються заводами-виробниками у вигляді компресорно-конденсаторного агрегату і випарно-регулюючого агрегатів зі щитами управління і сигналізації в повністю зібраному вигляді. Внутрішні порожнини машин і апаратів після промивання і осушення випробовують на герметичність і заповнюють сухим інертним газом. Постачають агрегати з закритими запірними вентилями і запломбованими штуцерами. Після прибуття обладнання на місце монтажу агрегати встановлюють на фундаменти, вивіряють за рівнем, закріплюють болтами. Навішують і закріплюють охолоджуючі прилади, встановлюють і закріплюють допоміжні апарати, підганяють по місцю і монтують рідинні, газові, допоміжні трубопроводи. Потім встановлюють щити управління і сигналізації, монтують

електропривод до компресора, підключають до щитів прилади автоматики. Після закінчення монтажу систему відчувають на щільність надлишковим тиском, вакуумированием і хладоном. Після випробувань систему заправляють маслом і хладоном. Перед пуском установки проводиться настройка приладів автоматики на розрахунковий режим. Якщо результати випробувань позитивні, складають акт про передачу холодильної установки в експлуатацію.

Ремонт обладнання - це відновлення його працездатності, втраченої в процесі експлуатації.

Ремонт будь-якого обладнання полягає в розбиранні, очищення, дефектації вузлів і деталей.

Система планово-попереджувальних ремонтів передбачає зупинку машини на ремонт через певне число годин експлуатації. Ця система включає в себе: періодичне виконання технічних оглядів і перевірок частин холодильної установки в терміни, встановлені правилами технічної експлуатації холодильних машин; виконання профілактичних і ремонтних робіт до наступного планового ремонта.

Для холодильних компресорів і механізмів прийняті поточний, середній і капітальний ремонти.

Поточний ремонт передбачає мінімальний обсяг робіт і пов'язаний із заміною або відновленням швидкозношуваних деталей. Проводиться зазвичай один раз в 1,5 -2 роки. До категорії поточного ремонту відносять профілактичний ремонт, що включає технічний догляд, перебирання механізмів, устаткування, заміну зношених частин запасними.

Середній ремонт полягає у відновленні його експлуатаційних характеристик шляхом ремонту або заміни зношених деталей з обов'язковою перевіркою технічного стану інших складових частин і усуненням виявлених несправностей.

Капітальний ремонт передбачає повне відновлення його надійності шляхом розбирання, дефектації, заміни або ремонту всіх складових частин, комплексної перевірки, регулювання та випробування об'єкта. Його виконують один раз в 5-6 років.

Середній та капітельного ремонти об'єкта можна виконати тільки з залученням спеціалізованих організацій.

4.2 Експлуатація холодильного обладнання

Експлуатація холодильної установки включає в себе створення і підтримання нормативних температурно-вологісних режимів в охолоджуваних приміщеннях, забезпечення технологічних процесів за умови безпечної та надійної роботи обладнання.

Обслуговування холодильної установки включає в себе наступні операції: пуск, зупинка, регулювання режиму роботи, усунення несправностей в роботі, проведення дрібного поточного ремонту обладнання, спостереження за системою автоматизації, ведення обліку роботи холодильної установки.

Особливості експлуатації фреонових установок обумовлені специфічними властивостями фреонів.

Якщо компресор фреонової установки працює короткочасно, тиск нагнітання і всмоктування низька, то причинами цього є утворення крижаних пробок у ТРВ, недостатня поглинальна здатність осушувача.

В цьому випадку необхідно встановити додатковий осушувальний патрон і включити його на 14-16 годин.

Якщо при несправних заглушках волога потрапила в випарні батареї, то простим способом її видалення є продування батареї сухим повітрям, азотом або фреоном. Як поглинач вологи використовується силікагель з зернами розміром 3,6-6 мм.

Якщо компресор фреонової установки працює з короткочасними зупинками, а тиск на високій і низькій стороні нормальне, то допускаються пропуски в клапанах через прокладку головки блоку або допускаються значні перевищення теплопритоків.

Часто при експлуатації холодильних установок має місце повна або часткова втрата фреону з системи.

У цьому випадку агрегат не включається, тиск нагнітання і всмоктування близько нуля; змійовики випарника не покриває інеєм. Іноді спостерігається втрата фреону з термобаллона, капілярної трубки. В цьому випадку шляхом настройки ТРВ не дається збільшити подачу рідкого фреону в випарну систему. Необхідно відремонтувати силову частину і замінити капілярну трубку.

Коли прохідний перетин рідинного змійовика теплообмінника зменшено при виготовленні або забруднено настільки, що не вдається домогтися необхідної холодопродуктивності, а компресор сильно розігрівається через зниження тиску кипіння, потрібно довести прохідний перетин змійовика до нормативного.

На проектованому холодильнику передбачається примусова циркуляція повітря через випарник. при

Ремонтувати вентилятора може різко погіршиться теплопередача від повітря до випарника і температура в холодильній камері збільшиться. В цьому випадку рідкий фреон в випарнику майже не випаровується, він може потрапити в циліндр компресора і викликати гідравлічний удар.

Вологий хід компресора може мати місце, коли ТРВ сильно відкритий внаслідок неправильного положення клапана на сідлі. При цьому стінки компресора покриваються інеєм, тиск всмоктування підвищується, а тиск нагнітання залишається постійним. Слід перекрити подачу холодильного агента на камеру, вручну за допомогою спеціального гвинта, розташованого в нижній частині ТРВ підняти сідло і повернути в колишнє положення,

відновивши подачу рідкого холодильного агента, простежити за нормальним відкриттям ТРВ.

При обслуговуванні фреонової установки вентилі відкривають або закривають тільки за допомогою маховика даного вентиля. Після закінчення операції закривають вузол сальника спеціальним ковпаком. У рідинну лінію фреону потрібно включити фреоновий фільтр. Фільтр перемикають тільки при його очищенні. Після заповнення системи фреоном, а також після ремонту окремих вузлів і апаратів в рідинну лінію включають фреоновий осушувач на 10-12 частина. На всіх вентилях, що знаходяться в закритому стані, вивішують таблички з написом "Вентиль закритий".

Всі несправності неаварійного характеру, які неможливо усунути при роботі машини, фіксують в журналі з тим, щоб усунути їх при першій зупинці машини.

4.3 Автоматизація холодильної установки.

У схемі автоматизації передбачається взаємодія різних приладів автоматичного регулювання, захисту, пускових пристроїв та сигналізації.

Схема автоматизації забезпечує незалежність взаємодії приладів, максимально можливу простоту,
зручність налагодження приладів, їх обслуговування, заміни та ремонту.

Регулювання заповнення камерних приладів охолодження здійснюється підтриманням заданого перегріву плавним зміною подачі рідини за допомогою ТРВ.
Встановлені в камерах реле температури періодично відкривають і закривають соленоїдні вентилі на лінії подачі рідкого холодоагенту, що знаходяться перед ТРВ. Після ТРВ встановлюють спеціальний розподільник рідини РЖ.

Температура в камері зберігання регулюється пуском і зупинкою компресора від реле температури випарника РТ, керуючого котушкою магнітного пускача П.

Для захисту компресора від перегріву в кожусі його встановлюють реле температури РТК, яке при 85-95 0С
розмикає свої контакти і зупиняє компресор.

Для захисту мережі від короткого замикання і електродвигуна від струмів перевантаження в силовому ланцюзі встановлено автомат АВ. Він же служить кнопковим рубильником.

При 12-кратної перевантаження відключення відбувається майже миттєво. При тривалому перевантаженні спрацьовує тепловий захист автомата. Для повторного включення автомата типу АП50 потрібно через 10-15 хвилин після спрацювання натиснути на кнопку.

Для відтавання випарника у реле температури РТ типу РТХО є кнопка. При натисканні кнопки відключається соленоїд, що живить рідким холодильним агентом повітроохолоджувачі камери в якій проводиться оттайка. Поки температура випарника не зросте на 4-6 0С, тобто відбудеться відтавання інею. Тільки тоді соленоїд відкривається. Кожна камера комплектується індивідуальним РТХО.

У проекті підібрані машини з водяним охолодженням конденсатора, регулювання тиску в конденсаторі відбувається автоматично.

Автоматичний захист забезпечує відключення компресора: при тиску нагнітання 14 - 14,5 х 105 Па; при струмового перевантаження електродвигуна через 30 хвилин при перевантаженні 35% і не більше 10-40 секунд при 4-кратній перевантаження, коли двигун при включенні не розкручується через відсутність однієї фази; в разі короткого замикання; при перегріванні обмоток безсальниковим компресора.

Додатково передбачаємо профілактичний захист: зупинку компресора при зниженні тиску води в конденсаторі, при досягненні заданої температури одночасно у всіх камерах.

4.4 Охорона навколишнього середовища

Після подолання озонового кризи кінця XX століття потепління клімату, мабуть, стане основною глобальною екологічною проблемою XXI століття, породженої діяльністю людини.

Останнє століття міленіуму виявилося найтеплішим,
дані вимірювань показали, що за цей період температура підвищилася на 0,6 0,2 0С.

Аналіз цих змін за допомогою різних математичних моделей дозволив з досить великою часткою впевненості стверджувати, що спостерігається за останні 100 років глобальне потепління обумовлено головним чином дією антропогенних факторів - зростанням емісії вуглекислого та інших парникових газів.

Крім зростання приземної температури з'явилися і інші ознаки глобального потепління, такі, як танення арктичних льодів, руйнування шельфового льоду Антарктики. зменшення крижаного щита Гренландії, який останні 5 років скоротився на 250 км3.

Важливою ознакою зміни клімату є спостережуване зниження температури на 5 0С в стратосфері на висоті 50 км і на 30 0С в мезосфері на висоті 70 км. У цих областях атмосфери парниковий ефект не підвищує, а знижує температуру.

Все це свідчить про те, що сьогодні проблема глобального потепління виходить на перше місце, відтіснивши проблему збереження озонового шару на другий план.

Для холодильної промисловості це питання має особливе значення, оскільки "створення холоду" в умовах глобального потепління неминуче вимагатиме нових значних витрат.

У той же час сама холодильна промисловість, яка використовує холодоагенти, що володіють парниковими властивостями, сприятиме потеплінню клімату.

В даний час в світі відбувається холодильна революція. Монреальський протокол 1987 року і Кіотська угода 1997 р занесли старі, а потім і нові холодоагенти в розряд регульованих парникових газів. Холодильний світ розділився на тих, хто ратує за застосування натуральних холодоагентів (аміак, діоксид вуглецю, вуглеводні і суміші), не дивлячись на їх недоліки, і тих, хто

залишається, вірний хімічним холодоагентів - фторованим вуглеводнів.

Українське відділення МАХ в складі 97 академіків, 55 членів-кореспондентів, а також науково-дослідних організацій і навчальних закладів працює над проектами практичними рекомендаціями щодо зниження впливу забруднюючих речовин, стійкого відновлення і захист природного стану екосистем регіонів, моря, озер і річок України, вирішує фундаментальну проблему клатратних з'єднань - газогідратів в придонних шарах Чорного моря, отримання метану з шахтного повітря.

Велика увага приділяється підвищенню ефективності аміачних установок, отримані патенти і розроблена технологія виробництва розчинної в аміаку масла.

Розроблено науково-методичні основи енергозбереження в холодильних апаратах абсорбції типу та створено дослідний зразок низькотемпературної камерис автоматичною системою управління. В Одесі створено Центр з використання сонячної енергії в регіонах Чорного моря і басейну Дунаю.

5. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

5.1 Вихідні дані

Таблиця 5.1 - Вихідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об’єкту	«Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми.»
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодоагент	R-134a
4	Марка масла	OptsionBSE 55
5	Кількість робочих годин на 1 робітника	2096
6	Автоматизація	Повна
7	Витрати масла на 1 компресор, кг	19
8	Витрати фреона на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг	1,1
9	Вартість 1 кВт. електроенергії, грн.	4,5
10	Вартість 1 кг холодоагенту, грн.	510
11	Вартість 1 кг масла, грн.	540

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика устаткування

№	Перелік устаткування	Марка	Кіль-кість, шт.	Холодо-продуктивність, кВт	t_0 °С	Ціна, грн.
1	Центральний кондиціонер	VTS Clima CV/A 18 /N-223A /1	2			550000
2	Компресор	«Grasso Packages R»	1	400	+2	320000
3	Конденсатор	AlfaGREEN V ACVS	1			146200
4	Випарник	Alfa Laval Dryplus DXD 570	1			114000
5	Лінійний ресивер	100 $дм^3$	1			87600
6	Теплообмінник	SLHE 10	1			94100

5.2 Розрахунок капітальних вкладень

Розрахуємо вартість устаткування по кожному наймнСумарна вартість обладнання по кожному найменуванню окремо і сумарно за формулою:

$$Воб = Ц_н * К_н \quad (5.1)$$

де $Ц_н$ – варнтість одиниці устаткування, грн.

$К_н$ – кількість даного найменування устаткування, шт.

Заносимо розрахунки в таблицю

Таблиця 5.3 - Загальна вартість устаткування

№	Найменування обладнання	Тип, марка	Кількість, шт.	Ціна за 1 обладнання, грн.	Сумарна вартість, грн.
1	Центральний кондиціонер	VTS Clima CV/A 18 /N-223A /1	2	550000	1100000
2	Компресор	«Grasso Packages R»	1	320000	320000
3	Конденсатор	AlfaGREEN V ACVS	1	146200	146200
4	Випарник	Alfa Laval Dryplus DXD 570	1	114000	114000
5	Лінійний ресивер	100 $дм^3$	1	87600	87600
6	Теплообмінник	SLHE 10	1	94100	94100
7	Разом сумарна вартість основного устаткування	–	–	–	1861700
8	Вартість іншого устаткування	–	–	–	1816170
9	Витрати на мон-таж і транспорт	–	–	–	279255
10	Загальна вартість	–	–	–	2095425

Загальна вартість капіталовкладень $К_в$ в грн. на устаткування розраховується за формулою:

$$К_в = С_{бд} + С_{заг}^{об}, \quad (5.2)$$

де $С_{заг}^{об}$– загальна вартість обладнання, грн.

Кв= 0+2095425=2095425грн

5.3 Розрахунок цехових витрат

5.3.1 Розрахунок виробничої потужності

В стандартних умовах виготовлення холоду $Q_{ст}$ тис кДж, розраховується за формулою:

$$Q_{ст} = \sum (Q_o \cdot К_л \cdot 19440),$$

(5.3)

де Q_o – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

$К_з$ – середньозважений коефіцієнт переводу праці компресора з робочих умов у стандартні при різних температурах кипіння холодоагенту.

$$Q_{ст} = 400*0,5*19440 = 3888000 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Витрати на допоміжні матеріали складають витрати на поповнення системи фреоном та мастилом.

Витрати на поповнення системи фреоном, грн. визначаємо за формулою

$$С_{х.а} = .\sum Q0*qa *Кр*Zх.а.*Кх.а \quad (5.4)$$

Витрати на поповнення системи мастила, грн. визначаємо за формулою

$$С_{м} = m* n*Кв*R *Zм.*Км. \quad (5.5)$$

Разом витрати визначаємо за формулою

$$Ср = С_{х.а} + С_м \quad (5.6)$$

Вартість інших витрат визначаємо за формулою

$$Сі = Ср*5/100 \quad (5.7)$$

Усього витрат на допоміжні витрати визначаємо за формулою

$$Сд.м = Ср + Сі \quad (5.8)$$

Таблиця 5.4 Витрати на допоміжні матеріали

Статі витрат	Сума, грн.
Сумарна холодопродуктивність, кВт, $\sum Q_0$	241,9
Середня питома норма вират фреону, кг/1кВт, q_a	1,2
3.Середній коефіцієнт втрат фреону при ремонтах, Кр	1,05
4. Ціна 1 кг фреону, грн., $Z_{х.а.}$	550
5.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати $К_{х.а.}$	1,15
6.Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	275403,15
7.Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг m	5
8.Кількість компресорів, шт n	1
9.Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах $К_в$	1,2
Кількістьзамін мастила у рік Кв	1
11.Середня ціна 1 кг мастила, грн; $Z_{М.}$	450
12.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн $К_{М.}$	1,14
13. Витрати на поповнення мастила, грн.	3078
14.Разом:	278481,15
15.Інші витрати (10%)	27848,1
16.Усього:	306329,25

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергії

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховуємо та заносимо в таблицю 5.5.

Таблиця 5.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка обладнання	Ном. потужність, кВт	Коеф. використання облад-нання	Кількість устаткування	Фонд робочого часу, годин	Загальна потреба електроенергії, кВт.год
			Wh.	Кв.об.	Куст.	Чрік	Wзаг=Wh.* Кв.об*Ку.* Чрік
1	Центральний кондиціонер		11	0,6	2	5600	73920
2	Насос		3,5	0,6	1	5600	11760
3	Компресор		13,2	0,85	1	5600	62832
4	Конденсатор		18	0,85	1	5600	85680
5	Система автоматики		1,5	0,9	1	5600	7560
	Усього						241752

Витрати на силову електроенергію в грн, визначаємо за формулою:

$$C_w = W_{заг} \cdot Ц_e \qquad (5.9)$$

де Це – ціна 1кВт електроенергії, грн.

Cw =241752*4,5= 1087884 грн

5.3.4 Розрахунок чисельності робітників та фонду заробітної платні

Виходячи з умов повної автоматизації устаткування приймаємо 2 робітника 6 розряду з фондом робочого часу за рік - 2096 годин.

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки 1 розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$Т_{с1} = \frac{ЗП}{Г}, \quad (5.10)$$

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

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.04.2024 дорівнює 8000 грн.

Г – кількість годин роботи у місяць.

Тс1 = 8000/174,7=45,8

174,7 годин – середньомісячна кількість робочих годин (2096/12 =174,7)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 2096год.

Тарифна ставка другого та послідуючих розрядів розраховується за формулою:

$$Т_{с6} = Т_{с1} \cdot ТК_{6}, \quad (5.11)$$

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки шостого розряду:

Тс(6р) = 45,8*1,8 = 82,44 грн.

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$Т_{ф} = Т_{с} \cdot Е_{ф} \cdot К, \quad (5.12)$$

де $Т_С$ – середня годинна тарифна ставка, грн.;

$Е_Ф$ – ефективний фонд робочого часу, годин;

К – кількість працівників компресорного цеху.

Тф = 82,44* 2096*1 = 172794,2 грн.

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

$$О_ф = Т_ф + \sum Д$$

(5.13) де $Т_Ф$ – тарифний фонд зарплати, грн.

Оф = 172794,2+43198,55 = 215992,8 грн

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

$$\sum Д = Т_ф \cdot \frac{25}{100} \quad (5.14)$$

Н = 172794,2 *0,25 = 43198,55 грн.

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$Д = \frac{Т_ф \cdot d}{100} \quad (5.15)$$

де d – відсоток додаткового фонду (25%)

Д= 215992,8*0,25= 53998,2 грн.

Річний фонд розраховується за формулою:

$$Р_ф = О_ф + Д_ф \quad (5.16)$$

Рф = 215992,8+21599,2 =269991 грн

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$В_с = \frac{Р_ф \cdot р}{100} \quad (5.17)$$

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

Вс = 269991*0,22=59398,02 грн

Розрахунки заносимо до таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок фонду оплати праці

Назва показника	Формула	Розрахунок
$Т_с$ – середня годинна тарифна ставка, грн	Тс	82,44
ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин.	Еф	2096
К – кількість працівників компресорного цеху	К	2
$Т_ф$ - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	$T_Ф = T_C \cdot E_ф \cdot K$, грн	345588,4
Д - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати).	∑Д= Тф*25/100, грн	86397,1
$О_ф$ - основний фонд заробітної плати	$O_Ф = T_Ф + \sum Д$	431985,6
$Д_ф$ - додатковий фонд заробітної плати	$Д_Ф = (T_Ф \cdot d)/100$,грн	107996,4
$Р_ф$ - річний фонд	$P_Ф = O_Ф + Д_Ф$, грн.	539982
Вс - відрахування від річного фонду заробітної плати	$B_C = (P_Ф \cdot p)/100$, грн	118796,04

5.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розраховуємо калькуляцію цехової собівартості 1000 кДж холоду.

Собівартість одиниці холоду $С_{ст.заг.1000кДж}$ в грн, розраховується за формулою:

$$С_{ст.заг.1000кДж} = \frac{С_{ст}}{Q_{ст}} \quad (5.18)$$

де $С_{ст}$ – цехова собівартість, грн.;

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

$$С_{ст} = 2370530,19/3888000 = 0,6 \text{ грн}$$

Усі розрахунки заносяться у таблицю.

Таблиця 5.7 – Розрахунок собівартості одиниці (1000 кДж) холоду

№	Статті витрат	Сума витрат, грн.	
		На річний виробіток холоду	
1	Допоміжні матеріали	306329,25	
2	Зарплата персоналу	539982	
3	Відрахування від зарплати	118796,04	
4	Витрати на електроенергію	1087884	
5	Цехові витрати (20% від з/п)	107996,4	
6	Амортизація обладнання(10%)	209542,5	
7	Разом цехова собівартість (Сст)	2370530,19	0,6

5.5. Техніко-економічні показники проекту

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 5.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

№	Показники	Кількість
1	Найменування об'єкту	«Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми.»
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодильний агент	R-134a
4	Марка масла	BSE-32
5	Ступінь автоматизації	повна
6	Сума капіталовкладень, грн	2095425
7	Холодопродуктивність компресорів, кВт	400
8	Кількість компресорів, шт.	1
9	Річний виробіток холоду , тис. кДж.	3888000
10	Цехова собівартість, грн.	2370530,19
11	Собівартість одиниці холоду, грн..	0,6
12	Чисельність виробничого персоналу, осіб.	2

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Успіх охорони праці визначається темпами впровадження передової техніки, підвищення рівня механізації і автоматизації виробничих процесів, удосконаленням технології та організації виробництв.

При ігноруванні принципів охорони праці можуть виникнути різкі порушення умов праці з наслідками негативної дії на здоров'я працівників, зниження продуктивності праці, а також охорона праці може стати важливим кроком успішної інтенсифікації виробництва.

Темою дипломного проекту являється розробка системи охолодження для фітнес залу.

6.1 Аналіз умов та знарядь праці на підприємстві.

Основними шляхами забруднення повітряного середовища в приміщеннях холодильних установок є: витік газів і пару через нещільності, розлив рідини, дифузія парів або газів через стінки і ущільнення. Причиною забруднення повітря може бути і виробничий пил.

На холодильних установках до основних функцій обслуговуючого персоналу відноситься управління технологічним процесом, нагляд і контроль за роботою машин та приборів автоматики. При експлуатації холодильних установок основна частина навантаження приходиться на нервову систему робітника, при виконанні монтажних та ремонтних робіт збільшується навантаження на м’язову систему

На підприємстві, що проектується, здійснюється суворий контроль за дотриманням режиму праці і відпочинку, раціональної організації робочого місця з врахуванням ергономічних вимог.

6.2 Розробка заходів з охорони праці

Для нормальної життєдіяльності працівника в умовах виробництва потрібно створити санітарні умови, які б дали змогу йому плідно працювати не перевтомлюючись та зберігати своє здоров'я.

6.3 Виробниче середовище

Устаткування холодильної установки може розміщуватися:

- в спеціальному приміщенні - машинному або апаратному відділенні;
- у приміщенні споживачів холоду;
- На відкритому майданчику.

Допускається розміщення хладонових холодильних установок в виробничих приміщеннях сумісно з іншим технологічним обладнанням при умові, що в цих приміщеннях знаходиться персонал, який пройшов інструктаж по техніці безпеки на хладонових холодильних установках, а кількість хладона в установках, що приходяться на 1 $м^3$ об'єму приміщення, становить не більше 0,5 кг для R12 и 0,35 кг для R22 .

В одному приміщенні з хладоновими установками забороняється розміщувати апарати і прибори з відкритим вогнем або з нагрітими зовнішніми поверхнями, температура яких більше 350^0С.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні або в коридори, відділені дверима від інших приміщень, і відкриватися в сторону виходу.

Мінімальні розміри проходів для хладонових установок з об'ємною подачею компресорів більше 0,017 $м^3/с$ приймають такими же, як і для аміачних установок (мінімальні розміри проходів в машинних і апаратних відділеннях повинні бути: основний прохід або відстань між регулюючою станцією і виступаючими частинами компресорів – 1,5 м, а між виступаючими частинами компресорів -1,0 м, між рівною стінкою і компресором (апаратом) – 0,8 м.).

Колірну обробку інтер'єрів приміщень передбачають відповідно до СН 181-70. Стіни і стелі фарбують фарбами світлих тонів, малої насиченості з високим коефіцієнтом віддзеркалення світла. Забарвлення приміщень повинне сприяти створенню необхідного рівня яскравості в полі зору, а також збільшити коефіцієнт використання потоку світильників.

Компресори і апарати хладонових холодильних установок розміщують в машинних відділеннях висотою не менше 3,5 м, а при об'ємній подачі компресорів до 0,042 $м^3/с$ – в відділеннях висотою не менше 2,6 м.

Кількість хладону в установках, які розміщенні в машинних відділеннях, не обмежується

Підлоги машинних і апаратних відділень повинні бути рівними,неслизькими, без щілин і баюр, зручними для санітарного прибирання, виконані із вогнестійкого жиростійкого матеріалу, який не підлягає швидкому зносу. Технологічні заглиблення в підлозі приміщення повинні бути зачинені кришками, закріпленими на рівні підлоги. При виході із машинного відділення назовні повинна бути площадка зі сходинками.

Машини і апарати, які потребують огляду і постійного обслуговування на висоті більше 1,8м , обладнують спеціальними площадками и драбинами. Вони огороджуються поручнями висотою не менше 1,0 м. При довжині площадки більше як 6м драбини розміщують на обох її кінцях.

В холодильних камерах з температурою нижче 0^0С повинна бути організована система світлової і звукової сигналізації «Людина в камері». Вона встановлюється біля дверей камери на висоті не більше 50 см від полу і виводиться в компресорний цех на пульт управління або сигнальний щит.

Найбільш значним фактором продуктивності й безпеки праці є виробничий мікроклімат, що характеризується температурою й вологістю повітря, швидкістю його руху і повинен відповідати ДСН 3.3.6-042-99 «Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».

Мікроклімат виробничих приміщень впливає на тепловий стан організму людини, його теплообмін з навколишнім середовищем.

Оптимальні норми температури, відносної вологості й швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень наступні:

температура - 18- 22-24 С;

відносна вологість – 40-60 %;

швидкість руху повітря – 0,1-0,2 м/с;

Для підтримки необхідної температури й вологості робоче приміщення оснащене системами опалення й вентиляції, що забезпечують постійне й рівномірне нагрівання, циркуляцію, а також очищення повітря від пилу й шкідливих речовин. Вимоги до параметрів мікроклімату в цілому виконані.

Для підтримки в приміщеннях, відповідно до гігієнічних вимог, складу повітря, видалення з нього шкідливих газів, пару і пилу використовують вентиляцію. Дипломним проектом передбачено установлення в машинних відділеннях примусової припливної і витяжної механічної вентиляції з кратністю повітрообміну в годину, яка визначена розрахунком, але не менше 3 для притоку і 4 для витоку повітря. Витяжна вентиляція одночасно є аварійною.

Одним з основних питань охорони праці є організація раціонального освітлення виробничих приміщень і робочих місць. Проектом передбачено використання в виробничих приміщеннях холодильників змішаного освітлення, тобто сполучення природного і штучного освітлення.

Робочі місця повинні бути організовані у відповідності з ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ 12.2.061-81 – «Оборудование производственное. Общие требования безопасности», і відповідати ергономічним характеристикам ГОСТ 12.2.032-78 і ГОСТ 12.2.033-78

При експлуатації холодильних установок необхідно керуватися НАОП 2.2.00-1.10-88 «Правила будови і безпечної експлуатації фреонових холодильних установок».

Робочою речовиною даної холодильної установки є фреон R134A .

Фреон відповідає за транспортування тепла з внутрішнього в зовнішній блок кондиціонера. відповідає за транспортування тепла з внутрішнього в зовнішній блок кондиціонера. Фреон R134A – безбарвний нетоксичний газ,не має ні кольору, ні запаху Проте у разі порушення герметичності системи і попаданні в неї повітря можуть утворюватися горючі суміші.

По своїм токсичним властивостям відноситься до найменш небезпечних холодоагентам. Але при вдиханні високих концентрацій фреону через півгодини-годину з'являється головна біль, слабкість, підвищена частота пульсу и дихання, нерівна хода, нерозбірлива мова, може також бути блювота.

Слід відмітити, що при нагрівання фреони можуть розкладатися зі створенням ядовитих речовин, а інколи самі фреони можуть вміщувати ядовиті домішки.

При вдиханні продуктів розкладу фреонів відразу з'являється сухий кашель, біль за грудиною, подразнення в горлі, інколи підвищується температура. Багато які продукти розкладу фреонів не мають запаху і кольору. Рідкі фреони визивають опіки шкіри і пошкодження очей.

До індивідуальних засобів захисту на хладонових холодильних установках відносять апарати стисненого повітря типу АСП або ізолюючі шлангові протигази типу ПШ. Рядом з установкою в заскленій шафі зберігають не менше двох пар гумових рукавичок, захисні очки і рукавиці.

У приміщеннях хладонових установок в заскленій шафі повинні знаходитися не менше двох пар гумових рукавичок і рукавиці, а також один ізолюючий протигаз ІП.

В компресорному цеху повинна бути аптечка з необхідним набором медикаментів і засоби для надання долікарської допомоги. У противохладоновой аптечці повинен бути нашатирний спирт (для дихання). Рекомендується мати балон з медичним киснем.

До самостійної роботи допускаються робітники не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд і навчання, мають посвідчення на право виконання робіт.

Експлуатація холодильних установок пов'язана з необхідністю цілодобового чергування обслуговуючого персоналу. Машиністи холодильних установок виконують свої обов'язки відповідно до посадових інструкцій, виходять на роботу по графіку. Прийом і здача зміни оформлюють записами в добовому журналі з підписами здаючого і приймаючого. В журналі записують зауваження по роботі обладнання і приборів автоматики. При відсутності на чергуванні одного із зміни машиністів, про це ставлять до відома адміністрацію і продовжують роботу.

6.4 Пожежна безпека.

Протипожежний захист приміщення забезпечується застосуванням автоматичної установки пожежної сигналізації, наявністю засобів пожежогасіння, застосуванням основних будівельних конструкцій будинку з регламентованими межами вогнестійкості, організацією своєчасної евакуації людей.

На території холодильних виробництв використання відкритого вогню забороняється. Найбільше число пожеж на холодильному виробництві пов'язано з порушенням правил експлуатації електричних установок. В приміщеннях машинних і апаратних відділень холодильних установок

забороняється використовувати нагрівальні прибори з відкритим вогнем, в тому числі електричні рефлектори.

До засобів гасіння пожежі відносяться внутрішні пожежні водопроводи (крани –ПК), вогнегасники, сухий пісок тощо.

В будівлях пожежні крани встановлюють в коридорах, на майданчиках сходових кліток. Кожний пожежний кран укомплектований пожежним рукавом і розміщений у відповідних ящиках, які знаходяться на висоті 1.35 м від полу. В приміщеннях холодильників водопровід проектується об'єднаним. В охолоджених приміщеннях прокладка водопроводу не допускається.

Для гасіння пожеж на початкових стадіях широко застосовуються вогнегасники. У виробничих приміщеннях це головним чином пінні та вуглекислотні вогнегасники, достоїнством яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електричного устаткування. Розташовують вогнегасники на видних місцях, на висоті не більше як 1,5 м від полу.

Будівлі укомплектовані пожежними щитами з набором інструментів – лому, багра, сокири з дерев'яною ручкою, щільного полотна (азбест, войлок), біля щитів – бочки з водою, ящики з піском. Паління на підприємстві допускається тільки в спеціальних місцях, обладнаних надписом – «Місце для паління».

Виробничі приміщення мають запасні виходи. Двері повинні мати освітлений надпис « Запасний вихід». План евакуації вивішується на видному місці у основного виходу із приміщення.

7 Список використаних джерел

1. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.-3-е изд., перераб. и доп.- М.: Агропромиздат, 1989.
2. Н.Г. Кондрашова, Н.Г. Лашутина Холодильно-компрессорные машины и установки.
3. Чумак И.Г., Чепурненко В.П. и др. Холодильные установки- 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропроиздат, 1991.
4. Канторович В.И., Подлипенцева З.В. Основы автоматизации холодильных установок.- з-е изд, перераб. и доп.- М.: ВО "Агропромиздат", 1987.
5. Справочник. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / Под ред. А.В. Быкова.- М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984.
6. Богданов С.Н., Иванов О. П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Изд. 2-е, доп. и переработ. "Машиностроение",1976.
7. Самойлов А.И., Игнатьев В.Г. Охрана труда при обслуживании холодильных установок.- 2-е изд. -М.: Агропромиздат, 1989.
8. Канторович В.И. Гиль И. М. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. – 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Агропромиздат, 1985.
9. Справочник из серии "Холодильная техника" под редакцией А.В. Быкова Применение холода в пищевой промышленности, 1979
10. Журнали "Холодильная техника", "Холод", 2015-2018 г

Позиція	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Центральний кондиціонер VTS Clima CV/A	2	
2	Компресор GRASSO	2	
	PACKAGES-R	2	
3	Конденсатор Alfa GREEN V ESVS		
4	Випарник Alfa Laval DryPlus DXD 450	2	
5	Лінійний ресивер 100 дм^3	2	
6	Регенеративний теплообмінник. 10 м^2	2	
7	Насос консольний	4	

Зм	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КВ 07. 015. 002. ДП. С7		
Розробив		Пеньков В.			Аксонометрична схема холодопостачання центрального кондиціонера	Літера	Аркуш / Аркушів
Перевір.		Беркань Іг				Н Д П	
Н. контр.		Волянська				ВСП «ОТФК ОНТУ»,	
Затв.		Беркань					

UNICHECK
by Turnitin

Ім'я користувача:
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:
1016330813

Дата перевірки:
07.06.2024 09:15:48 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
07.06.2024 09:17:16 EEST

ID користувача:
100011688

Назва документа: 4КВ-07 Пеньков В.А

Кількість сторінок: 56 Кількість слів: 8096 Кількість символів: 47907 Розмір файлу: 5.66 MB ID файлу: 1016130374

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

26.8%
Схожість

Найбільша схожість: 21.9% з Інтернет-джерелом (https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/bd55a35f-02e..

26.8% Джерела з Інтернету | 150 ..... Сторінка 58

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0%
Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи | 184

Підозріле форматування | 29 сторінок

ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ»

В І Д Г У К

керівника про дипломний проект (роботу) студента

Пенькова Валерія Артуровича

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Монтаж і обслуговування холодильно-компресорних машин та установок»

Тема: Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

а) Об'єм та якість виконаної роботи (графічного матеріалу та розрахунково-пояснювальної записки)

Пеньков Валерій дипломний проект виконав згідно завданню. ДП складається з пояснювальної записки на сторінках і графічного матеріалу на трьох аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проектом (роботою)

Дипломник **Пеньков Валерій** над дипломним проектом працював самостійно, графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не порушував

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента **Пеньков Валерія** добра. При навчанні на за освітньою програмою «Монтаж і обслуговування холодильно-компресорних машин та установок» в цілому показав задовільні результати навчання, більше зацікавленості проявляв до дисциплін гуманітарного циклу.

г) Вміння вирішувати виробничі та конструкторські питання на базі останніх досягнень науки і техніки, передових методів виробництва

Здобувач освіти **Пеньков Валерій Артурович** працюючи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.

Пеньков Валерій Артурович отримав освітньо-професійний рівень фаховий молодший бакалавр з енергетичного машинобудування і кваліфікацію – технік-механік з обслуговування систем кондиціювання і вентиляції повітря.

Оцінка розрахункової частини	4 (добре)
Оцінка графічної роботи	4 (добре)
Загальна оцінка	4 (добре)

Прізвище, ім'я, по батькові керівника Беркань Ігор Володимирович

Місце роботи і посада керівника проекту: викладач вищої категорії ВСП «ОТФК ОНТУ»

«12» 07 2024 р. Підпис

Одеський технічний фаховий коледж
Одеського національного технологічного університету

Р Е Ц Е Н З І Я

на дипломний проект студента
Пенькова Валерія Артуровича
(прізвище, ім'я і по батькові)

Галузь знань: 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»
ОП: «Монтаж та обслуговування систем кондиціювання і вентиляції повітря»

Керівник дипломного проекту Беркань Іг.В.

Тема дипломного проекту: Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки _____ сторінок

Обсяг графічної частини проекту _____ аркушів

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

а) Висновок про ступінь відповідності виконаного дипломного проекту (роботи) завдання

Дипломний проєкт Пенькова Валерія Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми виконаний згідно завданню і складається з пояснювальної записки на сторінках і графічного матеріалу на трьох аркушах. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Характеристика виконання кожного розділу проекту: ступеня використання дипломником останніх досягнень науки і техніки передових методів роботи на

Тема дипломного проекту розкрита у повному обсязі. Всі розділи розрахунково-конструкторської частини виконані з урахуванням останніх досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування. Дипломник використовував технічну і довідкову літературу по даній темі. Враховані передові методи роботи на виробництві

в) Оцінка якості використання графічної частини проекту (роботи) і пояснювальної записки

Якість виконання пояснювальної її записки і графічної частина добра

г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Обґрунтування і вибір сучасних центральних кондиціонерів VTS Clima CV/A
2. Застосування в якості холодильного агенту сучасного озонобезпечного хладону R 134
3. Виконання графічної частини за допомогою програми Auto CAD

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

Для теплового розрахунку прийняті максимальні теплоприпливи, при яких необхідно застосовувати систему з акумулятором холоду для зниження теплового навантаження.

Оцінка розрахункової частини	4 (добре)
Оцінка графічної частини	4 (добре)
Загальна оцінка	4 (добре)

Прізвище, ім’я, по батькові Олійник Костянтин Володимирович

Місце роботи і посада рецензента [illegible]

«20» 07

Підпис

ДОЗВІЛ
НА РОЗМІЩЕННЯ
ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
В ЕЛЕКТРОННОМУ РЕПОЗИТАРІЇ ВСП «ОТФК ОНТУ»

Ми, що нижче підписалися,

Пеньков Валерій Артурович,
здобувач освіти гр. 4КВ-07, та

Беркань Ігор Володимирович,
керівник дипломного проекту,

не заперечуємо щодо розміщення електронного варіанту пояснювальної записки до дипломного проекту фахового молодшого бакалавра на тему:

«Розробка системи вентиляції і кондиціювання повітря спортивного центру площею на 240 відвідувачів, м. Суми» (автор роботи – Пеньков В .А., керівник роботи – Беркань Іг.В.)

виконаного у ВСП «Одеський технічний фаховий коледж Одеського національного технологічного університету» в 2024 році, у повному обсязі в електронному репозитарії ВСП «ОТФК ОНТУ» для вільного доступу через мережу Інтернет.

Несемо відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів випускної кваліфікаційної роботи і даємо згоду на обробку персональних даних.

Виконавець _____ / Пеньков В .А. /

Керівник _____ / Беркань Іг.В. /

«10» червня 2024 р.