

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОПШ: «Монтаж і обслуговування

холодильно-компресорних

машин та установок»

Група: 4КВ - 06

Дипломний проєкт
здобувача освіти денного відділення
4 КВ 06. 008. 000 ДП

**Пруби Дмитра
Сергійовича**

м. Одеса - 2023 р

Спеціальність 142
Енергетичне машинобудування
Група 4 КВ-06

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА КВ 06. 008. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря залу засідань
ТОВ «Вінницька птахофабрика» на 293 посадкових місць

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

Дипломник _____ (Пруба Д.С.)

Керівник проекту _____ (Беркань Ір.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 циклової комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

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

Секретар ДЕК _____ (Куриленко В.В.)

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

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

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

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: Пруба Дмитро Сергійович
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Монтаж та обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: **Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря залу засідань ТОВ «Вінницька птахофабрика» на 293 посадкових місць**

Стверджена наказом по коледжу від « 17 » 10 2022 р. № 235-А2- ОД
Вихідні дані для проекту: $t_3 = 32^{\circ}\text{C}$; $h_3 = 75$ кДж/кг; $t_{\text{п}} = 23^{\circ}\text{C}$; $h_{\text{п}} = 45$ кДж/кг;
Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

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

2. Технологічна частина

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря об'єкту завдання

3. Розрахунково-конструкторська частина

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

4. Організаційна частина

- 4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря
- 4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря

5. Економічна частина

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7. Використана література

Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	22 ÷ 23.05.2023
2. Технологічна частина	24 ÷ 25.05.2023
3. Розрахунково-конструкторська частина	26 ÷ 05.06.2023
4. Організаційна частина	06.06.2023
5. Аркуш 1, 2	07 ÷ 09.06.2023
6. Економічна частина	10 ÷ 12.06.2023
7. Аркуш 3	13.06.2023
8. Охорона праці	14.06.2023
Попередній захист	15.06.2023
Захист дипломного проекту	22 ÷ 30.06.2023

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “13” вересня 2022 р.

Голова комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Беркань Ір.В.)

ВСТУП

Основною метою кондиціювання повітря є створення та автоматичне підтримання у приміщенні оптимальних параметрів повітряного середовища.

Мікроклімат приміщення - це метеорологічні умови внутрішнього середовища приміщення, що визначаються діючими на людину сполученнями температури, відносної вологості, швидкості пересування повітря і теплового випромінювання. Оптимальними називаються параметри повітряного середовища, які при тривалому й систематичному впливі на людину забезпечують збереження нормального теплового стану організму без напруження реакції терморегуляції. Вони забезпечують почуття теплового комфорту і створюють підставу для високої працездатності.

Метеорологічні параметри:

температура, t , °C (K);

відносна вологість, φ , %;

швидкість повітря, v , м/с.



Мал. 1 Зал засідань ТОВ «Вінницька птахофабрика»

Робоча зона (зона обслуговування) - це простір, обмежений за висотою 2м понад рівнем підлоги, на якому знаходяться місця постійного (непостійного) перебування людей.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплий період року характеризується режимом роботи системи припливної вентиляції без підігріву припливного повітря.

Холодний період року характеризується такими параметрами зовнішнього повітря, при яких системи вентиляції (СВ) або системи кондиціонування повітря (СКП) даного об'єкта потребують підігріву припливного повітря.

Таким чином, теплий і холодний періоди року визначаються характеристикою тепловологісного режиму об'єкта та особливостями його СВ і (або) СКП.

Повітрообмін це заміна забрудненого повітря, яке знаходиться в приміщенні, на чисте повітря.

Допустимими називають параметри повітряного середовища, які при тривалому й систематичному впливі на людину можуть викликати зміну теплового стану організму, що супроводжується напруженням механізмів терморегуляції,

зниженням працездатності, але не виводить організм людини за межі фізіологічних пристосувальних можливостей. При цьому можуть спостерігатися дискомфортні тепловідчуття, погіршення самопочуття, але не порушується стан здоров'я людини.

для життєдіяльності організму людини важливі такі параметри повітря:

- ✓ метеорологічні (температура, відносна вологість, швидкість руху);
- ✓ хімічний склад повітря (відсотковий вміст кисню, вуглекислоти,
- ✓ наявність шкідливих парів та газів);
- ✓ запиленість повітря (пил органічний, мінеральний, кварцовий, азбестовий).

Надлишок (або недолік) теплоти й вологи, наявність шкідливих парів, газів і пилу в повітрі визначають негативний вплив середовища на людину і називаються шкідливостями.

Завданням СВ і СКП є боротьба зі шкідливостями. Найрозповсюдженими шкідливостями, що потребують залучення економічних та технічних засобів, є теплота і волога.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Організм людини виділяє теплоту, кількість якої залежить від характеру роботи, що виконується, метеорологічних параметрів навколишнього середовища.

Тепловіддача організму людини здійснюється конвекцією, випаруванням з поверхні шкіри та випромінюванням.

Конвективний теплообмін організму людини з навколишнім середовищем збільшується при зниженні температури повітря та підвищенні швидкості його пересування відносно поверхні тіла. Конвективний теплообмін зменшується до нуля, якщо температура поверхні тіла дорівнює температурі навколишнього середовища. У цьому випадку теплота віддається за рахунок випарування рідини з поверхні тіла. Чим вище температура навколишнього середовища, тим більша частка теплоти, що віддається випаруванням. Цю закономірність забезпечує система терморегуляції організму людини. Вона успішно справляється з вибором оптимального способу тепловіддачі та підтримує постійною температуру тіла.

Можливість віддачі теплоти за рахунок випарування рідини визначається ступенем насиченості повітря вологою. Процес інтенсифікується при збільшенні швидкості пересування повітря відносно поверхні тіла. Випарування вологи в насичене повітря неможливе при будь-якій швидкості повітря. Тут теплообмін випарування закінчується. Якщо при цьому температура навколишнього середовища дорівнює або вище температури поверхні тіла людини, настає перегрів організму, відмова системи терморегуляції, підвищення температури тіла – все це разом діагностується як "тепловий удар". Якщо не забезпечити відведення теплоти від організму людини, не минути летального виходу.

Як правило, при підвищених порівняно з комфортним рівнем параметрах зовнішнього середовища по температурі повітря та відносній вологості променистий теплообмін організму людини з навколишнім середовищем також буде не на його користь: тепло випромінюючі поверхні мають більш високу температуру, ніж поверхня тіла.

Променистий теплообмін може бути використаний при панельному опаленні житлових приміщень у холодний період року. Так, при температурі

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стін $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ комфортний стан людини можливий уже при температурі внутрішнього повітря приміщення $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Променистий теплообмін є визначальним у теплообміні організму людини, яка знаходиться під впливом сонячних промінів або у виробничому приміщенні, де є обладнання з високотемпературними поверхнями.

У більшості випадків тепловий стан людини визначається процесами конвективного теплообміну та теплообміну при випаруванні рідини з поверхні шкіри. Окремо при температурі навколишнього середовища $t_n \leq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ має місце віддача теплоти людиною більше необхідної. Потім при підвищенні температури, тепловіддача стабілізується на необхідному рівні. При температурі рівній і більшій за $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ теплообмін здійснюється на 96 % за рахунок випарування рідини з поверхні тіла. Тривала дія високої температури призводить до великої напруги терморегуляції організму, підвищеного навантаження на серце та зневоднення організму.

Таким чином, СВ і СКП можуть значно полегшити виконання життєво важливих функцій організму людини. Підтриманням засобами вентиляції та кондиціонування повітря параметрів середовища, близьких до оптимальних, забезпечується висока працездатність людини та її добре самопочуття.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вихідні дані

Зала засідань на 293 посадкових місць
5 працівників обслуговуючого персоналу
293 відвідувачів
3 приміщення: зала засідань, апаратна та машина зала
Вентиляція із системою кондиціонування й однією рециркуляцією.

Місце розташування. Місто Ладижин

Для міста Ладижин:

$t_z = 32^\circ\text{C}$; $h_z = 75$ кДж/кг; $t_n = 23^\circ\text{C}$; $h_n = 45$ кДж/кг;

Підготовка повітря для залу засідань



Мал. 1.1 Зал засідань ТОВ «Вінницька птахофабрика», м.Ладижин

1.2 Техніко-економічне обґрунтування об'єкта завдання

Проектована система кондиціонування і вентиляції повітря залу засідань ТОВ «Вінницька птахофабрика» на 293 посадкових місць являє собою адміністративне приміщення спеціального призначення.

Під системами кондиціонування повітря (СКП) розуміють пристрої, призначені для створення й автоматичної підтримки в приміщеннях

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідних параметрів (кондицій) повітряного середовища (температури, вологості, тиску, чистоти складу й швидкості руху) не залежно від зовнішніх (пори року, погоди) і внутрішніх (тепло-, волого - та газовитоку) факторів.

Основою систем кондиціонування повітря є секції, у яких здійснюються очищення й тепловологісна обробка повітря, що подається в обслуговують приміщення, що, відповідно до технологічних або санітарно-гігієнічних норм.

Для підтримки заданого температурного режиму в приміщеннях застосовується система кондиціонування з підігрівом повітря, охолодженням його з одночасним осушенням за допомогою охолодженої води, що готується в кожухотрубному випарнику хладонової холодильної установки одноступінчастого стиску.

Схема подачі - безнасосна, з нижньою подачею R-134a у випарник.

Приміщення зали засідань розташовано в адміністративному корпусі із сіткою колон 6 х 6 метрів - прямокутної форми із блоком підсобних приміщень. Зал їдальні розташований на першому поверсі. У блоці підсобних приміщень розміщене апаратне відділення з центральним кондиціонером. Приміщення розташовані симетричного навпроти один одного й розділені коридором.

Будівля адміністративного корпусу виконана за каркасною схемою зі стандартних залізобетонних конструкцій.

До складу СКП входять пристрою, що здійснюють необхідну обробку повітря (фільтрацію, охолодження, підігрів, осушення, зволоження), транспортування його, роздачу в обслуговують приміщення, що, джерела тепло- і холодопостачання, засобу автоматичного регулювання, контролю й керування, а також допоміжне устаткування.

Основне устаткування для обробки й переміщення повітря, як правило, компонується в одному агрегаті - кондиціонері. У різних СКП, крім того, застосовується допоміжне устаткування: місцеві підігрівники, ежекційні й вентиляторні кондиціонери-довідники, глушители аеродинамічного шуму.

Роботу центрального кондиціонера забезпечує холодильне обладнання.

Проектом передбачена фреонова холодильна машина одноступінчастого стиску. До складу машини входять: компресорно-конденсаторний агрегат з конденсатором повітряного охолодження, кожухотрубний випарник, ресивер, фільтр-осушувач, регенеративний теплообмінник, щити арматурний і керування, терморегулювальні вентилі. Головне навантаження на холодильну установку складаються із суми теплоприпливів: через конструкції, що обгороджують, від людей і технологічного устаткування, теплоприпливів при експлуатації.

Вибір фреону R-134a як холодильного агенту обумовлений гарними термодинамічними властивостями, його високої об'ємної холодопродуктивністю

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ				

й відотною екологічною безпекою. R-134a ставиться до групи озонобезпечних фреонів, використання яких строго не регламентовано.

Подача повітря в приміщення за одиницю часу для розведення в ньому шкідливих виділень до гранично припустимих концентрацій, називається повітрообміном. У результаті розрахунку повітрообміну визначається продуктивність вентиляційних систем.

Параметри зовнішнього й внутрішнього повітря в різні періоди року різні. Кількість шкідливих виділень (тепла, вологи) також може мінятися протягом року. Тому розрахунок повітрообміну при загально обмінній вентиляції повинен вироблятися для трьох періодів року: теплого, холодного й перехідного. За розрахунковий повітрообмін приймається найбільша кількість повітря, отримана по трьох періодах. По розрахунковому повітрообміні вибирають вентиляційне встаткування (вентилятори,калорифери,фільтри). Продуктивність систем місцевої витяжної вентиляції визначається технологічними й санітарними вимогами й не залежить від пори року.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Характеристика комфортного стану повітря

Сьогодні приділяється усе більше уваги до внутрішнього змісту своїх приміщень. При плануванні нового приміщення або реконструкції старого хочеться бути впевненими в тім, що все в новому приміщенні буде радісним і приємним, функціональним і зручним.

Повітря - це те природне середовище, через яку приділяється більша частина теплоти від людського організму. Процес тепло- і волого обміну між тілом людини й навколишнім середовищем відбувається безупинно й він строго індивідуальний. Стан повітря при якому людина не випробовує яких-небудь неприємних відчуттів, пов'язаних з навколишніми кліматом називають комфортним мікрокліматом.

Ясно, що параметри комфортного мікроклімату різні не тільки для різних людей, але й для кожної людини залежно від виконуваної їм діяльності, його одягу, пори року й інше.

Усереднені характеристики, що визначають комфортне повітря:

температура повітря від	22,5 - 25,5 °C
комфортний рівень	0,1-0,15м/с
відносна вологість повітря від	40% - 60%
відчувається як протяг	0,35 м/с
швидкість зміни температури повітря	
не відчувається менше	0,08 м/с
не повинна перевищувати	2,2 °C/годину
відносної вологості	20 %/годину

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНКОВО - КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові дані

Розраховуючи теплоприпливи через внутрішні огороження (стіни й перегородки), що відокремлюють одне приміщення від іншого, температура якого відома, замість температури зовнішнього повітря приймаю температуру даного приміщення.

При розрахунку теплоприпливи через внутрішні огороження, що виходять у коридори, вестибюлі, тамбури, температурний напір приймаю як частину розрахункової різниці температур для зовнішніх стін:

$0,7(t_n - t_g)$, якщо ці приміщення повідомляються із зовнішнім повітрям

$0,6(t_n - t_g)$, якщо не повідомляються.

3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єктів завдання

Теплоприпливи через конструкції, що обгороджують, Q_1 визначаємо по формулі:

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

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

Q_{1C} - теплоприпливи від сонячної радіації, кВт

Теплоприпливи через огороження розраховуємо по формулі:

$$Q_{1T} = k_D F \theta * 10^{-3} = k_D F * (t_n - t_g) * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.2)$$

де, k_0 - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження обумовлений при розрахунку товщини ізоляційного шару $\text{Вт/м}^2 \text{К}$

F - площа поверхонь огороження, м^2

t_n - розрахункова температура повітря із зовнішньої сторони огороження, $^{\circ}\text{C}$

t_b - розрахункова температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, $^{\circ}\text{C}$

Δt - розрахункова різниця температур (температурний напір), $^{\circ}\text{C}$

Теплоприплив від сонячної радіації визначаємо по формулі:

$$Q_{1C} = k_B F \Delta t_c * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.3)$$

де, k_B - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, $\text{Вт/м}^2 \text{К}$

F - площа поверхні огороження, що опромінює сонцем, м^2

Δt_c - надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, $^{\circ}\text{C}$

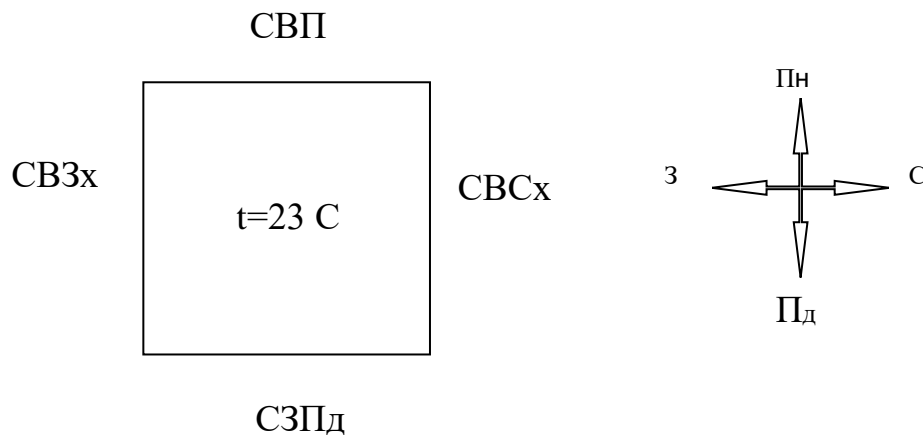
									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі визначаємо по формулі:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}\right)} \quad (3.4)$$

- де, λ_z - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного шару й будівельних матеріалів, складових конструкцію огороження, Вт/м К,
 K_{TB} - оптимальний коефіцієнт теплопередачі огороження, прийнятий залежно від характеру огороження й температур по обох сторони від нього, Вт/м²К
 α_n - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої або більше теплої сторони огороження, Вт/м²К
 α_B - коефіцієнт тепловіддачі із внутрішньої або більше холодної сторони огороження, Вт/м²К
 δ_i - товщина окремих шарів конструкції огороження, м
 λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, Вт/м К.

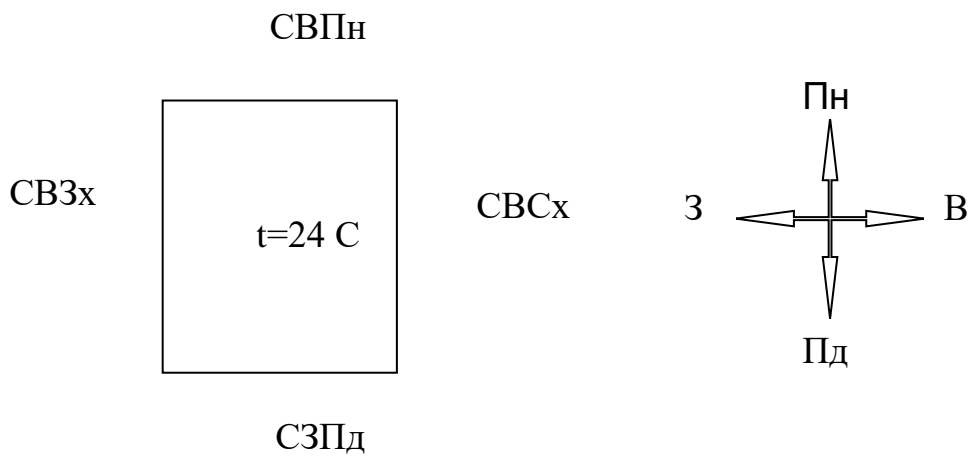


Таблиця 3.1 - Розрахунок теплоприпливів крізь огорожу зали засідань №1
 Площа зали 30*48=1440 м²
 Висота стелі 6 м

Огороження	К д Вт/м ² К	F м ²	t н С	t в С	θ С	Q 1т кВт	t _c С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,23	288	23	23	0	0,00	0	0	0,00
СВСх	1,23	180	32	23	9	1,99	8	1,77	3,76
СЗПд	1,23	288	32	23	9	3,19	9,8	3,47	6,66
СВЗх	1,23	180	32	23	9	1,99	11,7	2,59	4,58
покриття	1,47	1440	45	23	22	46,57	17,7	37,47	84,04
підлога	0,25	1440	24	24	0	0,00	0	0	0,000

99,04

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

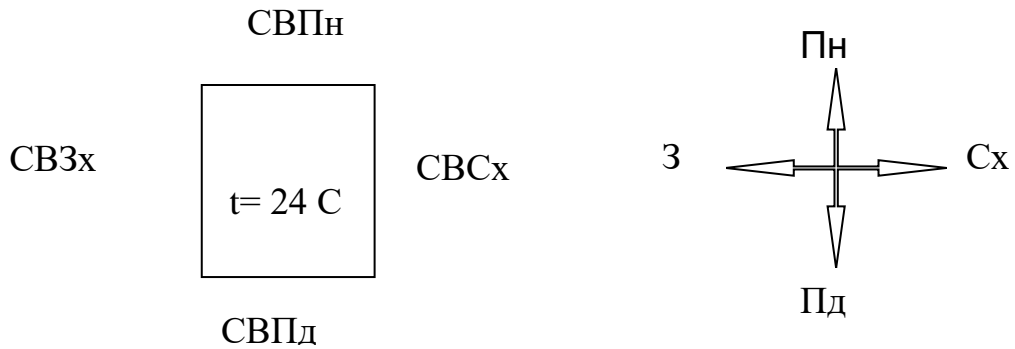


Таблиця 3.2- Розрахунок теплоприпливів крізь огорожу в апаратній №2

Площа апаратної 156 м²

Висота стелі 6 м

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t н С	t в С	θ С	Q 1т кВт	t _c С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,23	72	32	23	9	0,80	0	0	0,80
СВСх	1,23	78	23	23	0	0,00	8	0,77	0,77
СЗПд	1,23	72	23	23	0	0,00	0	0,00	0,00
СВЗх	1,23	78	32	23	9	0,86	0	0,00	0,86
покриття	1,47	156	32	23	9	2,06	17,7	4,06	6,12
підлога	0,25	156	23	23	0	0,00	0	0	0,000
									8,55



Таблиця 3.3- Розрахунок теплоприпливів крізь огорожу відділення центрального кондиціонера №3

Площа машинного відділення 12*13=156 м²

Висота стелі 6 м

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t н С	t в С	θ С	Q 1т кВт	t _c С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,23	72	23	23	0	0,00	0	0	0,00
СВСх	1,23	78	23	23	0	0,00	0	0	0,00
СЗПд	1,23	72	32	23	9	0,80	11,7	1,04	1,83
СВЗх	1,23	78	32	23	9	0,86	8	0,77	1,63
покриття	1,47	156	32	23	9	2,06	17,7	4,06	6,12
підлога	0,25	156	23	23	0	0,00	0	0	0,00
									9,59

$$\Sigma = 117,1 \text{ кВт}$$

Теплоприпливи від сонячної радіації Q₁

$$\text{Північна стіна } 144 * 0,052 = 7.4 \text{ кВт}$$

$$\Sigma = 124,5 \text{ кВт}$$

Теплоприпливи від вентиляції Q₂.

визначаємо по формулі:

$$Q_{2np} = \frac{\Delta h \cdot M}{3600}, \text{ кВт}$$

(3.5)

$$Q_2 = 25 * 1.06 * 298 / 3600 = 2.19 \text{ кВт}$$

де, M - витрата повітря вентиляції, кг/с.

Δh - різниця питомих ентальпій відповідним початковим і кінцевим температурам повітря кДж/кг.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Експлуатаційні теплоприпливи Q_4

Експлуатаційні теплоприпливи визначаються, як сума теплоприпливів (кВт) окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \quad (3.6)$$

Теплоприплив від висвітлення q_1 (кВт) розраховуємо по формулі:

$$q_1 = AF * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.7)$$

де, A - теплота, виділювана джерелами висвітлення в одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги, Вт/м $A = 4,7 \text{ Вт/м}$. ;

F - площа приміщення, м^2

$$q_1 = 4,7 * (1440 + 156 * 2) = 9,9 \text{ кВт}$$

Тепло припливи від перебування відвідувачів q_2 (кВт)

$$q_2 = 0,092 * n \quad (3.8)$$

$$q_2 = 0,092 * 298 = 28,74 \text{ кВт}$$

де, $0,092$ - тепловиділення однієї людини, кВт;

n - число відвідувачів та робітникам - 298 чоловік.

Теплоприплив від працюючих електроприладів q_3 (кВт) при розташуванні електроприладів в охолоджуваному приміщенні визначаємо по формулі:

$$q_3 = N_{\text{э}}, \text{кВт} * 0,1 \quad (3.9)$$

де, $N_{\text{э}}$ - сумарна потужність електроприладів, кВт

у попередніх розрахунках можна орієнтовно приймаю

$0,1 N_{\text{э}}$ кВт

$$q_3 = 0,1 * 15 = 1,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{2,4} = 16,6 + 9,9 + 28,74 + 1,5 = 56,74 \text{ кВт}$$

3.4 Визначення сумарних тепло і вологоприпливів об'єкту завдання

$$Q_{\text{общ}} = 56,8 + 124,5 + 2,19 = 183,5 \text{ кВт}$$

Розраховуємо загальну кількість вологоприпливів W

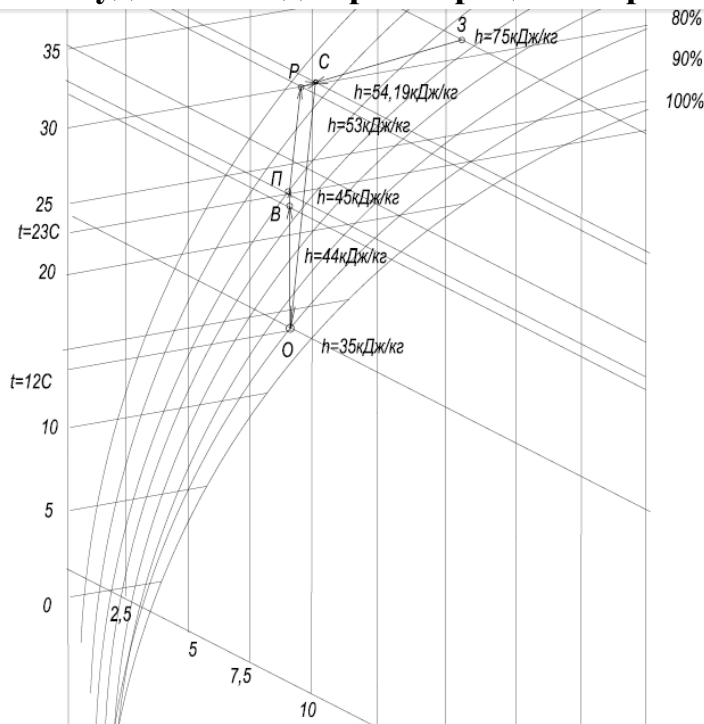
$$W_1 = 22,2 * 298 / 10^6 = 0,0065 \text{ кг/с}$$

$$W_2 = 25 * 1,06 * 298 * (17,5 - 8,5) / 3600 / 1000 = 0,0194 \text{ кг/с}$$

$$W_{\text{общ}} = 0,0258 \text{ кг/с}$$

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Побудова в dh-діаграмі процесів обробки повітря



Мал. 3.1 Послідовність побудови процесів обробки повітря

Побудова:

1. На h, d - діаграму наносимо крапки 3, В, що відповідають параметрам зовнішнього й внутрішнього повітря .

2. Обчислюємо кутовий коефіцієнт тепловологісного променю процесу

$$\varepsilon = (183,5/0,0258) + 2385 = 9412 \text{ кДж/кг.}$$

3. На d, h - діаграмі через крапку П проводимо тепловологісний промінь процесу ε приміщення до перетинання з температурою повітря $t_p + 3^\circ\text{C} = 26^\circ\text{C}$. На d, h - діаграмі знаходимо крапку Р , що відповідає параметрам, рециркуляційного повітря :

$$\varphi_p = 37\%; h_p = 53 \text{ кДж/кг}; d_p = 9 \text{ г/кг.}$$

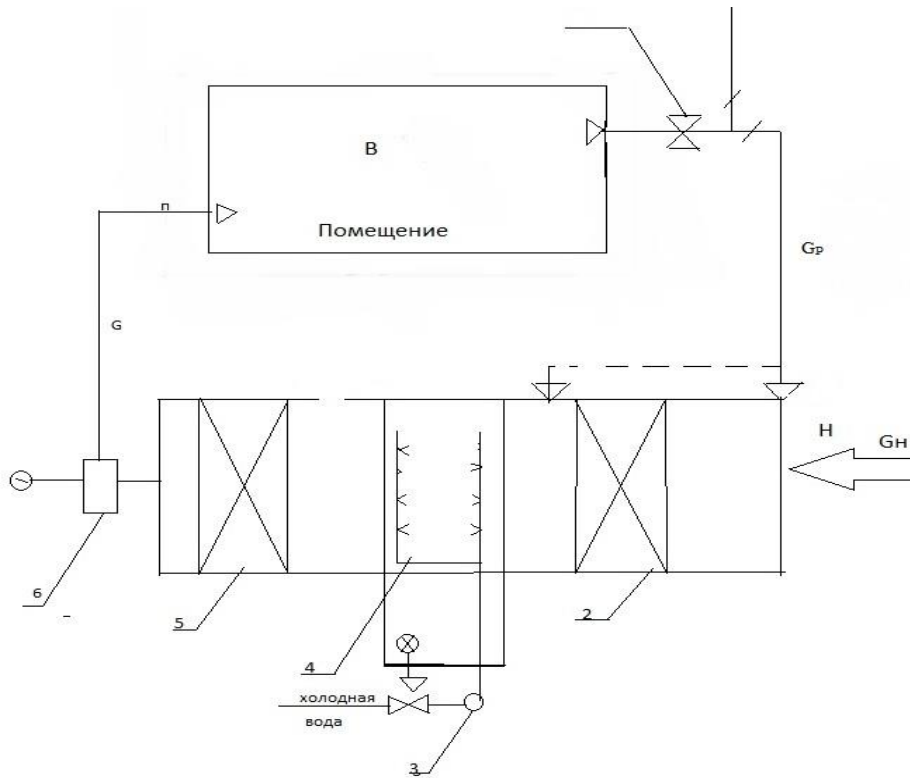
4. Через крапку П проводимо лінію $d_n = \text{const}$ до перетинання із кривій $\varphi = 90\%$, знаходимо крапку О, що відповідає параметрам повітря, що виходить із камери зрошення: $t_0 = 12^\circ\text{C}$; $\varphi_{\text{про}} = 90\%$; $h_0 = 35 \text{ кДж/кг}$ $d_0 = 9 \text{ г/кг}$.

5. Після цього від крапки П униз по $d = \text{const}$ відкладаємо відрізок, рівний 1°C , що відповідає нагріванню повітря у вентиляторі й повітроводах, одержуємо крапку В , що відповідає параметрам повітря після повітрянагрівача другого підігріву: $t = 22^\circ\text{C}$; $\varphi = 52\%$; $h_{\text{П}'} = 44 \text{ кДж/кг}$.

Системи кондиціонування повітря з однією рециркуляцією застосовують, як правило, подачу рециркуляційного повітря перед повітрянагрівачем першого підігріву.

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ



Мал. 3.2

Система кондиюнування повітря із застосуванням першої рециркуляції:

- 1 - рециркуляційний 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 зовнішнє повітря змішується з більше холодним внутрішнім повітрям. Суміш очищається у фільтрі, прохолоджується й осушується в камері зрошення, а потім, при необхідності, нагрівається в повітронагрівачі другого підігріву. Оброблене повітря подається в обслуговує, що, з параметрами приточного повітря. У приміщенні приточне повітря асимілює тепло- і вологоприпливи, його параметри зрівнюються з параметрами внутрішнього повітря. Частина повітря, що видаляє із приміщення, повертається на рециркуляцію, іншу кількість віддаляється назовні.

У холодний період з метою економії теплоти суміш теплого повітря приміщення й холодного зовнішнього очищається у фільтрі - і перегрівається в повітронагрівачі першого підігріву, обробляється в камері зрошення, підігрівається в повітронагрівачі другого підігріву до необхідних параметрів припливного повітря приміщення.

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ

3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки

Розглянемо побудову в h,d-діаграмі процесів кондиціонування повітря в теплий період року при схемі його обробки з однією рециркуляцією для приміщення зали засідання ТОВ «Вінницька птахофабрика».

Розраховуємо кількість теплоти й води затрачувані в кондиціонері при обробці повітря в кондиціонері.

Визначимо витрати припливного G_3 , кг/ч, і рециркуляційного повітря G_p , кг/ч, витрати теплоти Q , Вт і холоду Q , Вт, а також кількість води, що сконденсувалася, M , кг/ч.

$$t_3 = 32^\circ\text{C}; \quad h_3 = 75 \text{ кДж/кг}; \quad t_{\text{п}} = 23^\circ\text{C}; \quad h_{\text{п}} = 45 \text{ кДж/кг}; \\ Q_{\text{п}} = 183493 \text{ Вт}; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0258 \text{ кг/с}; \quad t_{\text{в}} = 8^\circ\text{C}.$$

Визначаємо, витрата повітря по формулі:

$$G = 183,5 / (53 - 45) = 22575 \text{ кг/ч} = 69978,8 \text{ м}^3/\text{ч} = 22,9 \text{ кг/с}$$

Підбираємо дві паралельні системи кондиціонування повітря з витратою повітря $G = 69978,8 / 2 = 34989,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ CV-A 1- 7/№223A/7-1

N-223A
CV-A

	CV-A	-	N-223A	/	-	1
1	1 500	3 200	3 700	6 040	710	953
2	2 250	5 100	6 000	6 040	1 018	953
3	3 350	8 000	9 400	6 040	1 018	1 261
4	4 450	11 200	12 900	6 420	1 323	1 261
5	6 850	16 500	17 350	6 420	1 323	1 637
6	9 400	21 900	25 400	7 430	1 651	1 637
7	18 000	38 500	45 700	8 570	1 956	2 267
8	23 000	45 500	54 600	8 570	2 269	2 267
9						
10						

Мал. 3.3 Центральний кондиціонер CV-A-1-N-223A

Розрахуємо теплове навантаження повітрянагрівача другого підігріву

$$Q_2 = 22,9 * (44 - 35) = 206 \text{ кВт.}$$

Визначаємо кількість зовнішнього повітря при G_H

$$G_3 = 2,19 \text{ кг/с} = 7897 \text{ кг/ч.}$$

Знаходимо кількість рециркуляційного повітря

$$G_p = 82575 - 7897 = 74678 \text{ кг/ч}$$

Розрахуємо питому ентальпію суміші рециркуляційного й зовнішнього повітря

$$h_c = (74678 \cdot 53 + 7897 \cdot 75) / 82575 = 54,19 \text{ кДж/кг.}''$$

Визначаємо інші параметри по d,h-діаграмі:

$$t_c = 30,9^\circ\text{C}; \varphi_c = 41\%; d_c = 9,9 \text{ г/кг.}$$

Обчислюємо потребу в холоді камери зрошення

$$Q_x = 22,9 \cdot (54,16 - 35) = 338,8 \text{ Вт.}$$

Кількість води, що конденсується в камері зрошення,

$$M_o = 22,9 \cdot (10 - 9) \cdot 10^{-3} = 0,0229 \text{ кг/с.}$$

Розрахунок зрошувальної (політропічної осушувальної) камери

Знаходимо питому ентальпію, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, по формулі:

$$h_{\text{нас}} = 9,42 + 1,97 t_{\text{н.в.}} \quad (3.10)$$

де, $t_{\text{н.в.}}$ = температура води, яка надходить в зрошувальну камеру, $^\circ\text{C}$

Розраховуємо параметр a , що характеризує конструктивні і гідродинамічні особливості камери по формулі:

$$a = \frac{h_n - h_k}{(h_n - h_{\text{нас}})(1 + 0,000716(h_n - h_{\text{нас}}) + 0,00351(54 - h_{\text{нас}}))} \quad (3.11)$$

$$a = \frac{54,96 - 35}{(54,96 - 23,21)(1 + 0,000716(54,96 - 23,21) + 0,00351(54 - 23,21))} = 0,64$$

Коефіцієнт зрошення, $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$, розраховуємо по формулі:

$$\mu = 0,294 \exp(2,99a) \quad (3.12)$$

$$\mu = 0,294 \exp(2,99 \times 0,64) = 1,98 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт ефективності зрошувальної камери знаходимо по формулі:

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19\mu^2) \quad (3.13)$$

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19 \times 1,98^2) = 0,98$$

Масову витрату води в ЗК, $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$, знаходимо по формулі:

$$G_B = L \times \rho \times \mu \quad (3.14)$$

де, L – витрата повітря, $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$;

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

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

μ – коефіцієнт зрошення $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$

$$G_B = 82575 \times 1,98 = 163498 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$$

Температура нагрітої води, °C, знаходимо по формулі::

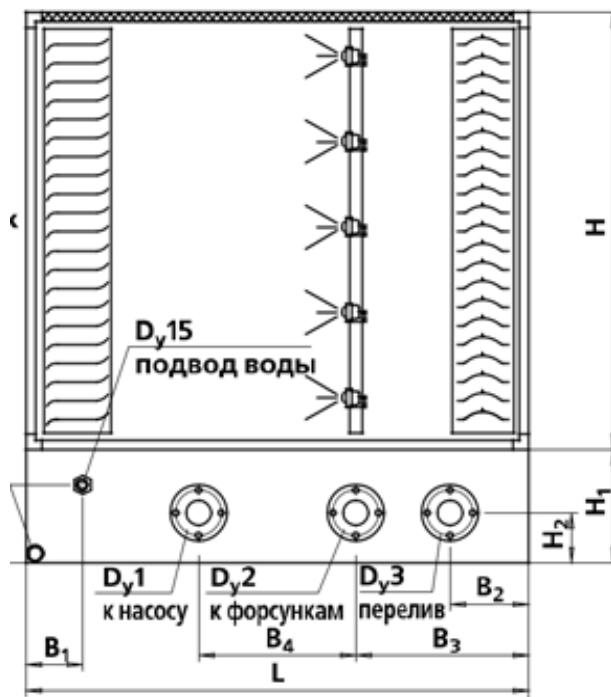
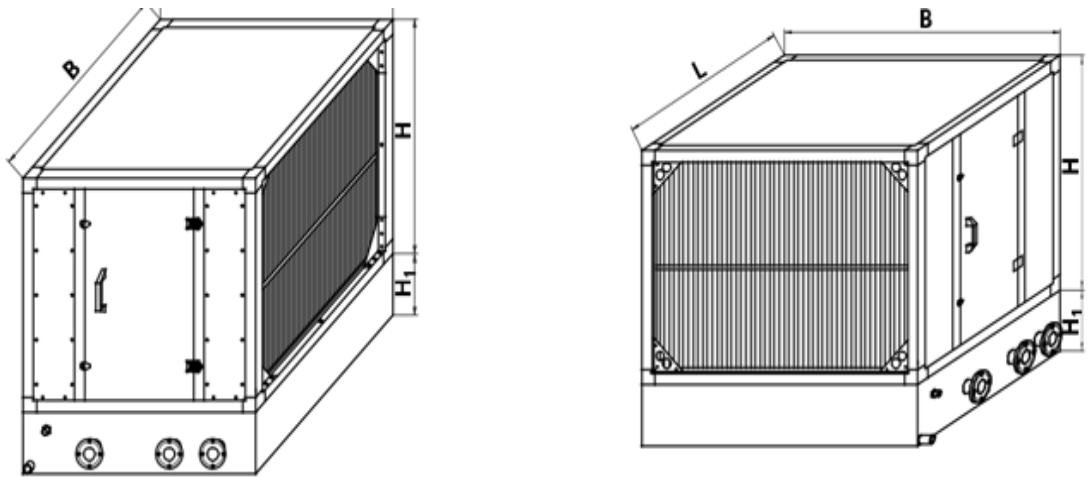
$$t_{K.B} = t_{H.B} \frac{h_H - h_K}{4,19\mu}$$

$$t_{K.B.} = 10,2 + (54,19 - 35) / 4,19 / 1,98 = 11,98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Витрата холоду (теплове навантаження на компресори), кВт, знаходимо по формулі:

$$Q_x = L \times \rho \times c_{\text{води}} \times (t_{K.B.} - t_{H.B.})$$

$$Q_x = 45,41 \times 1,78 \times 4,19 = 338,8 \text{ кВт}$$



Мал. 3.4 Секція зрошувальної камери

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ				

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

Визначення навантаження на компресор і випарник

При визначенні навантаження на компресор, ряд теплоприпливів розраховується не повністю, а частково.

$$Q_o = \frac{\Sigma Q_{км} * k}{b}, кВт \quad (3.15)$$

де, k – коефіцієнт, враховуючий затрати в трубопроводах

b – коефіцієнт робочого часу

$$Q_o = \frac{338,8 * 1,12}{0,9} = 421,6, кВт$$

Розрахунок температурних режимів роботи холодильної установки

Робочий режим холодильної установки характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження, усмоктування. Значення цих параметрів вибираю з обліком, що проектувана установка - хладонова

Температура кипіння

$$t_o = t_{вод хол} - (2-4) ^\circ C \quad (3.16)$$

$$t_{o1} = 8 - 4 = 4^\circ C$$

Температура конденсації

$$t_k = t_{в2} + (10-15) ^\circ C \quad (3.17)$$

$$t_k = 32 + 10 = 42^\circ C$$

Температура усмоктування

$$t_{вс} = t_o + (15 - 20) ^\circ C \quad (3.18)$$

$$t_{вс1} = 4 + 20 = 24^\circ C$$

Температура переохолодження холодоагенту визначається з рівняння теплового балансу РТО

$$t_{про1} = 4^\circ C$$

$$h_3 = h_{3'} - (h_1 - h_{1'}) = 259 - (418 - 399) = 240 \frac{кДж}{кг}$$

$$t_3 = 29^\circ C$$

Побудова циклу холодильної машини, зняття параметрів вузлових точок

Таблиця 3.4

Режим	P_0 МПа	P_k МПа	P_k P_0	Вибір схеми
$t = 4 \text{ C}$	0,3376	1,072	3,17	одноступінчастий стиск

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ

Таблиця 3.5

Параметри вузлових крапок циклу хладонової холодильної машини

№ крапки	Температура °C	Тиск МПа	ентальпія кДж/кг	Питомий об'єм м ³ /кг
1/	4	0,356	399	
1/	9	0,356	405	
1	24	0,356	418	0,0663
2	64	1,072	444	
3/	42	1,072	259	
3	29	1,072	240	
4	4	0,356	240	

Тепловий розрахунок і вибір компресора.

Розрахунок одноступінчастого компресора.

Визначаємо холодопродуктивність (у кДж) 1 кг холодоагенту

$$q_o = i_{1''} - i_4 \quad (3.19)$$

Розраховуємо масову витрату пари - масову подачу компресора (у кг/с)

$$M_{mp} = \frac{Q_o}{q_o}, \text{кг/с} \quad (3.20)$$

Визначаємо об'ємну подачу компресора (у м³/с)

$$Vq = M_{mp} v_1 \quad (3.21)$$

де: v_1 - питомий обсяг усмоктуваної пари, м³/кгВизначаємо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора (у м³/с)

$$V_{mp} = \frac{Vq}{\lambda} \quad (3.22)$$

де, λ - коефіцієнт подачі компресора, обумовлений залежно від відношення тисків P_k / P_o

$$\lambda = \lambda_i * \lambda_{\omega} \quad (3.23)$$

$$\lambda_i = \frac{P_o - \Delta p_{ec}}{P_o} - c * \left(\frac{P_k + \Delta p_n}{P_o} - \frac{P_o - \Delta p_{ec}}{P_o} \right) \quad (3.24)$$

$$\lambda_{\omega} = \frac{T_o}{T_k} \quad (3.25)$$

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ

Підбираємо компресор марки Bitzer , дійсна масова витрата х/а компресорі.

$$\Sigma M_{км} = \frac{\lambda * \Sigma V_{км}}{\nu_1} \quad (3.26)$$

Сумарна холодопродуктивність

$$\Sigma Q_o = \Sigma M * q_o \quad (3.27)$$

Визначаємо дійсну (адіабатну) потужність компресора (у кВт)

$$N_T = \Sigma M_{мк} * (h_2 - h_1) \quad (3.27)$$

Визначаємо індикаторну потужність, витрачену на стиск пар, (Вт)

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} \quad (3.28)$$

де: η_i - індикаторний ККД,

Визначаємо ефективну потужність на валу компресора (до Вт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} \quad \text{де: } \eta - \text{ механічний ККД компресора} \quad (3.29)$$

Визначаємо електричну потужність, споживану електродвигуном компресора

$$N_{эл} = \frac{N_e}{\eta_{эл}} \quad \text{де: } - \text{ ККД електродвигуна компресора} \quad (3.30)$$

Визначаємо тепловий потік (у кВт) у конденсатор :

$$Q_{кд} = Q_o + N_i \quad (3.30)$$

Всі розрахунки зводимо в таблицю: Q_0 для розрахунку одного компресора дорівнює $421,6 : 4 = 105,4$ кВт

Таблиця 3.6

q_o кДж/кг	Q_o кВт	M_T кг/с	V_d м/с	V_T м/с	λ	Марка КМ	кол шт.	$\Sigma V_{км}$ м/с	$\Sigma M_{км}$	$\Sigma Q_{км}$	N_T кВт	N_i кВт	N_e кВт	$N_{эл}$ кВт	$Q_{кд}$ кВт
159	105,4	0,057	0,063	0,037	0,72	Bitzer	1	0,052	0,063	47,0	25,97	34,63	40,74	46,82	183,9

Для забезпечення потреб системи охолодження центрального кондиціонера необхідно укомплектувати 2 холодильні установки 4 компресорами Bitzer HSK.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата											

Semi-hermetic Screw Compressors

Compressor Selection Tables T. Data Export Close

INPUT **RESULT** more...

Refrigerant	R134a	Compressor type	HSK7451-70
<input type="radio"/> Cooling capacity [kW]		Cooling capacity	117.9 kW
<input checked="" type="radio"/> Compressor type	HSK7451-70	Cooling capacity *	117.9 kW
Evaporating SST [°C]	4	Evaporator capac.	117.9 kW
Condensing SCT [°C]	42	Power input	29.3 kW
<input type="checkbox"/> with Economiser		Current	50.9 A
Liquid subcooling [K]	5	COP/EER	4.02
Max. disch. gas temp. [°C]	80	COP/EER *	4.02
Suct. gas superheat [K]	10	Mass flow LP	2700 kg/h
Power supply	400V-3-50Hz	Mass flow HP	2700 kg/h
Useful superheat [K]	100%	Operating mode	Standard

* with suction gas superh. 10 K and liquid sub-cooling 5 K

Мал. 3.5 Розрахунок компресора

Semi-hermetic Screw Compressors

Compressor Selection Tables T. Data Export Close

INPUT **RESULT** more...

Refrigerant	R134a	Compressor type	HSK7451-70
<input type="radio"/> Cooling capacity [kW]		Liquid temp.	37.0 °C
<input checked="" type="radio"/> Compressor type	HSK7451-70	Mass flow ECO	0 kg/h
Evaporating SST [°C]	4	Subcooler load	0 kW
Condensing SCT [°C]	42	sat. ECO Temp.	
<input type="checkbox"/> with Economiser		ECO pressure	
Liquid subcooling [K]	5	Oil volume flow	1.30 m³/h
Max. disch. gas temp. [°C]	80	Oil cooler outlet	
Suct. gas superheat [K]	10	Oil cooler load	0 kW
Power supply	400V-3-50Hz	DG w/o cooling	67.8 °C
Useful superheat [K]	100%		

* with suction gas superh. 10 K and liquid sub-cooling 5 K

Мал. 3.6 Технічна характеристика компресора

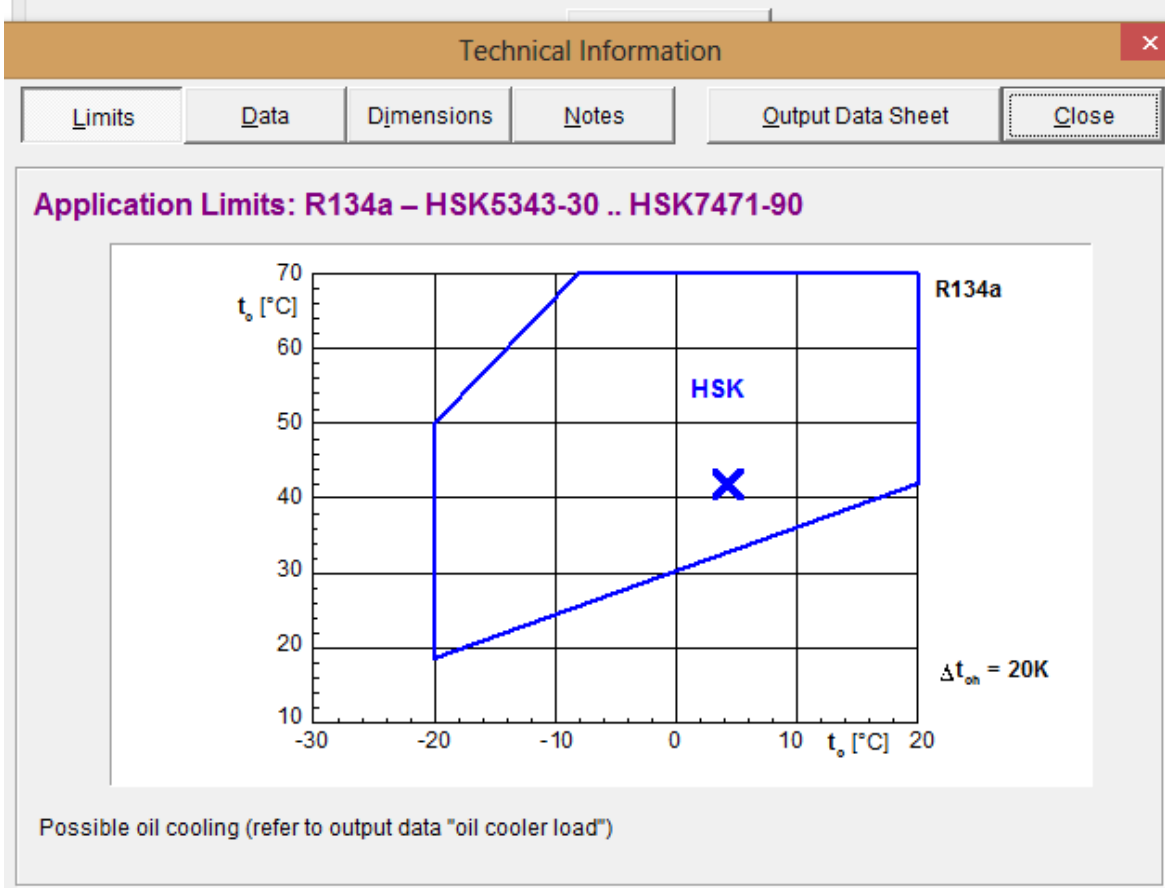
					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Performance table

tc [°C]	to [°C]	10	5	0	-5	-10	-15
	Qsc [kW]						
40	Qo[W]	152228	125636	102717	83050	66249	51960
	P [kW]	29.5	28.5	27.5	26.5	25.6	24.8
	I [A]	51.2	49.8	48.5	47.2	46.1	45.1
	COP	5.16	4.41	3.74	3.13	2.58	2.09
	mLP [kg/h]	3346	2814	2346	1935	1576	1263
	mHP [kg/h]	3346	2814	2346	1935	1576	1263
	Qoil[kW]	0	0	0	0	0	1.91
	tcu [°C]	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0
	pm [bar]						
	Qsc [kW]						

-- No calculation possible (see message in single point selection)

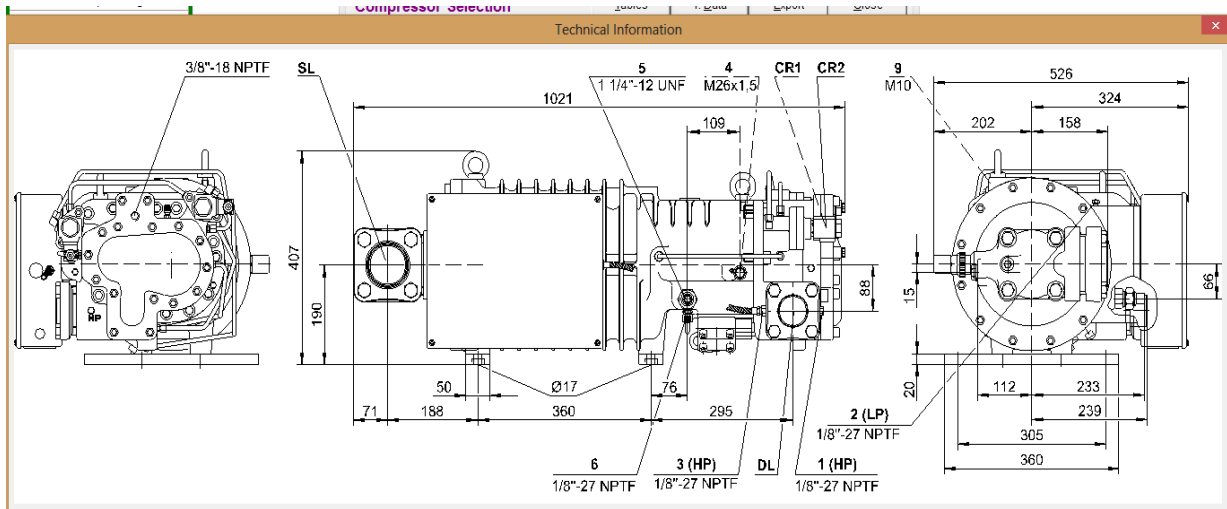
Export Close



Мал. 3.7. Межа застосування компресора

Technical Data: HSK7451-70

Displacement (2900 RPM 50 Hz)	192 m ³ /h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	232 m ³ /h
Motor voltage (more on request)	400V-3-50Hz
Max. running current	124.0 A
Starting current (Rotor locked)	290.0 A Y / 485.0 A YY
Weight	305 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	76 mm - 3 1/8"
Connection discharge line	54 mm - 2 1/8"
Adapter/shut-off valve for ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Adapter for liquid injection	16 mm - 5/8" (Option)
Oil type R22	B150SH, B100 (Option)
Oil type R134a/R404A/R507A	BSE170 (Option)
Oil flow control OFC	Option
Discharge gas temp. protection	Standard
Start unloading	Standard
Capacity control	100-75-50% (Standard)
Discharge valve	Option
ECO connection with shut-off valve	Option
Motor protection	INT389R (Standard)
Enclosure class	IP54



Мал. 3.8 Технічні розміри компресорів

Розрахунок і вибір конденсатора

Теплове навантаження від одного компресора 183,9 кВт.

Загальна кількість компресорів 4.

Об'єднуємо один конденсатор з двома компресорами, тоді:

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ

Розраховуємо конденсатор на теплове навантаження $Q_k = 183,9 \times 4 = 735,6$ кВт

Температура повітря на вході в конденсатор $t_{пвх} = 32$ °С

Температура конденсації холодильного агента $t_{пв} = 42$ °С

Визначаємо середню логарифмічну різницю температур в апараті, °С

$$\Theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2,31g \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}; \quad (3.31)$$

де: $t_{п1}, t_{п2}$ - температура повітря на вході й виході із КД, °С

t_k - температура конденсації холодоагенту, °С

$$\theta_m = \frac{42 - 32}{2,31g \frac{42 - 39}{42 - 32}} = 9,6C$$

Визначаємо тип конденсатора й основних розмірів, що характеризують поверхню теплообміну.

Необхідна площа теплообмінної поверхні конденсаторів (m^2)

$$F = \frac{Q_{кд}}{k * \theta} \quad (3.32)$$

де, $Q_{кд}$ - дійсний тепловий потік у КД, кВт

k - загальний коефіцієнт теплопередачі, кВт/ m^2 К

θ - середній температурний напір,

$Q_{кд}$	k	θ	F
735,6	0,02	9,6	3831,25

, m^2

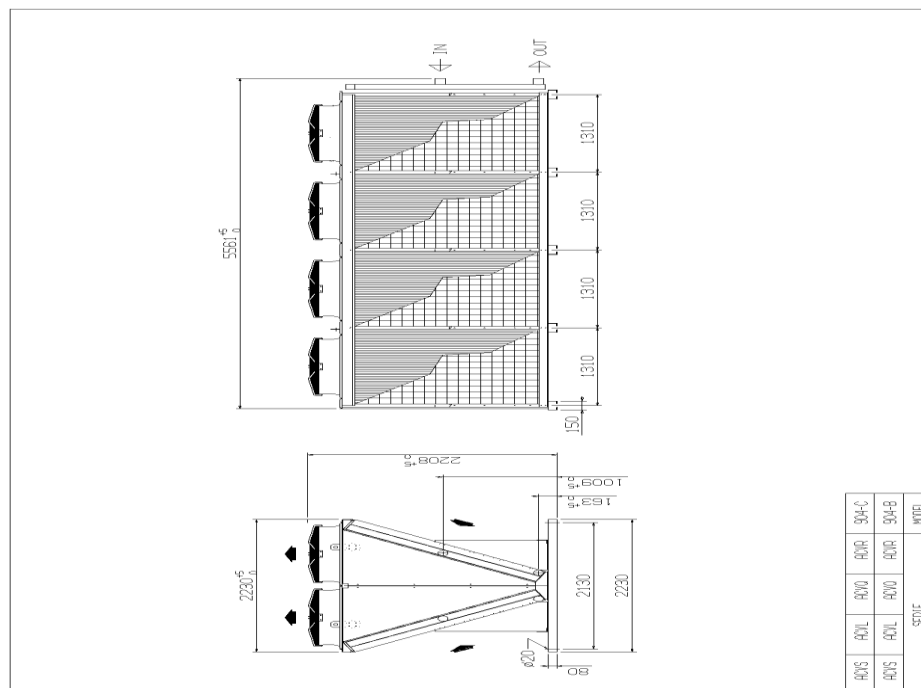
Приймаємо до установки два конденсатора повітряних Alfalaval ACVS904B, із площею внутрішньої теплообмінної поверхні $\Sigma F_{вн} = 1928$ m^2 , по одному для кожної холодильної системи.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Customer
Reference
Date 10.06.2023

Unit Type	ALFAGREEN/V	
Model	1 x ACVS904B - 6P	
Energy Efficiency Class	D	
Required Capacity	366,00	kW
Margin	11,5	%
Calculated Capacity	407,94	kW
Altitude (a.s.l.)	0	m
Motor	2v-3Ph	
Length	5560	mm
Height	2210	mm
Depth	2230	mm
Standard Unit Weight	1480	kg
Type of Calculation	Design / STANDARD	
Subcooler	No	
NC	128	
Thermal Data		
Refrigerant	R134a	
Air Temperature In/Out	32,0 / 46,3	°C
Condensing Temperature	42,0	°C
Temperature Difference	10,0	°C
Fan data (per single model)		
Air Flow Rate: High	178786	m3/h
Number of Fans	8	-
Fan Diameter	910	mm
Rotation Speed	860	1/min
Noise LWA/LPA (10,0 m)	94 / 61	dB(A)
Power Consumption Op/Nom	12000 / 13200	W
Voltage	400(D)	V
Nominal current (*)	28,00	A
Coil Data		
Tube Material	Cu	
Fin Material	Al	
Fin Spacing	2,1	mm
Surface	1928,0	m2
Internal Volume	167	dm3
Connections (In - Out)	2x76 - 2x60 Same side	

Мал. 3.10 Технічні характеристики конденсатора повітряного



Мал. 3.11 Зовнішній вигляд конденсатора повітряного

				Арк.	
				КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Тепловий розрахунок і вибір випарника

Розраховуємо площу теплообмінної поверхні:

$$F = \frac{Q_0}{k \cdot \Theta_m}; \quad (3.33)$$

де, Q_0 - теплове завантаження на випарник, кВт

$$\Sigma Q_0 = 421,6 \text{ кВт}$$

k – коефіцієнт теплопередачі випарника, Вт/м² К;

Θ_m – середньоарифметичний температурний напір, °С

Середньоарифметичний температурний напір, (°С) знаходимо по формулі :

$$\Theta_m = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} - t_o; \quad (3.34)$$

де t_{s1}, t_{s2} - температури води на вході та на виході з випарника, °С;

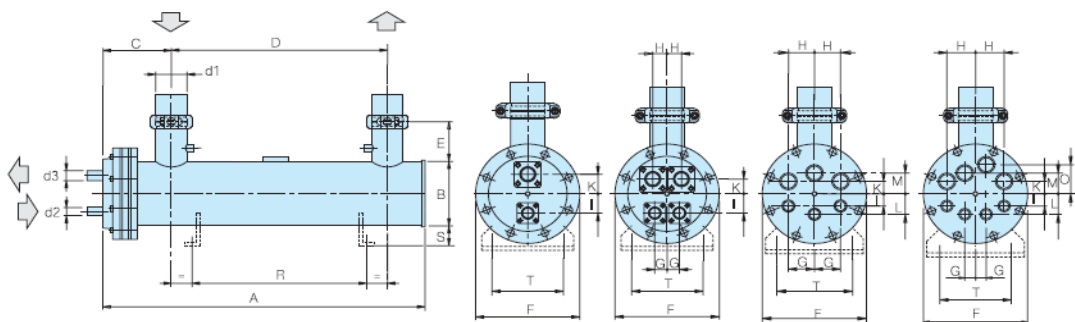
t_o - температура кипіння, °С.

t_{s1}	t_{s2}	t_o	Θ_m
7,5	9,5	4	4,5

Приймаємо як холодоносієм воду. Площу теплообмінної поверхні випарника знаходимо

Q_0	k	Θ	F
421,6	2	4,5	46,84

Номинальные условия	Модель	DXS200 – DXD200 DXT200 – DXQ200	DXS240 – DXD240 DXT240 – DXQ240
Хладагент: R407c Т _ж рассола = 12°C Т _{на} рассола = 7°C Т _к = 45,26°C Т _{ст} = 2,75°C ΔТ _{теплооб} = 3К; ΔТ _{теплогр} = 5К Смазочное масло ISO68	Q_H [кВт]	200	240
	W_H [м ³ /ч]	34,2	41,1
	W_M [м ³ /ч]	41	43
	Δp_H [бар]	0,38	0,50



Підбираємо два випарника Dryplus -3 DXS240

Розраховуємо витрату охолоджуючої води, що надходить до випарювача

$$V_B = \frac{Q_{\text{вип}}}{C_B \cdot \rho_B \cdot (t_{B2} - t_{B1})} \quad (3.35)$$

$$V_B = \frac{421.6}{4,19 \cdot 1000 \cdot 2} = 0,050 \text{ м}^3/\text{с}$$

де, $Q_{\text{вип}}$ - сумарний тепловий потік у випарювачі, кВт

C_B - питома теплоємність води, $C_B = 4,19$ кДж/кг К

ρ_B - густина води, $\rho_B = 1000$ кг/м³

$t_{B2} - t_{B1}$ - охолодження води в випарювачі, °С

Згідно розрахунку підбираємо 4 насоси консольні К 45/30 з об'ємною витратою води - 15 л/с. Електрична потужність двигуна одного насосу - 7,5 кВт.

Розрахунок і вибір допоміжного устаткування

Лінійний ресивер

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

де: $V_{\text{вип}}$ - місткість випарної системи, м²

1,44 - коефіцієнт, що враховує норму заповнення лінійного ресивера при нижній подачі х/а для режиму $t_0 = 4$ °С

$\Sigma V_{\text{в/о}}$	$V_{\text{лр}}$
0,112	0,16

Підбираємо два лінійних ресивера місткістю 80 дм³

Регенеративний теплообмінник

Теплообмінники підбираються по площі теплообмінної поверхні зміювика

$$F_{\text{м.о.}} = \frac{Q_{\text{м.о.}}}{k \cdot \theta}$$

(3.37)

Теплове навантаження на теплообмінник, кВт

$$Q_{\text{РТО}} = m \cdot (h_3 - h_{3'}) = m \cdot (h_1' - h_1)$$
$$Q = 0,252 * (418 - 399) = 0,252 * (259 - 240) = 4,8 \text{ кВт}$$

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбираємо два теплообмінник марки РТ-150

$$F_{\text{пто.}} = \frac{4,8 \times 10^3}{2000} = 2,4 \text{ м}^2$$

Таблиця 3.9 Технічна характеристика теплообмінників

	РТ-150
Площа зовнішньої поверхні, м ²	1.41
Діаметр патрубків, мм	
Рідини	18
Пари	35
Довжина, м	
Рідини	14
Пари	20.9

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря

Установка центральних кондиціонерів.

Центральні кондиціонери: це кліматичний комплекси, здатні охолоджувати, зволожувати повітря і забезпечувати вентиляцію приміщень площею від 500 кв. м. Установка центральних кондиціонерів проводиться всередині будівлі, в спеціальному підсобному (експлуатаційному приміщенні) або підвалі. Центральний кондиціонер працює тільки в парі з холодильною машиною: на базі чиллер-центральний кондиціонер (це так звані «кондиціонери на воді»), для роботи яких потрібно не фреон, а вода (або рідина - етиленгліколь) або на базі компресорно-конденсаторний блок - центральний кондиціонер, які працюють на холодоагенті (фреон).

Основні види робіт по установці промислових кондиціонерів:

1. Центральний кондиціонер призначений тільки для внутрішньої установки.
2. Монтаж фреонової траси;
3. Монтаж повітроводів;
4. Монтаж трубопроводів;
5. Монтаж дренажної системи;
6. Електромонтажні роботи.

Варто зазначити, що монтаж такого обладнання як промисловий кондиціонер потребує попереднього виїзду фахівця на об'єкт. Для правильного і грамотного підбору техніки даного типу, а також її установки, необхідно ознайомитися з умовами і характеристиками будівлі. Вартість установки промислових кондиціонерів, визначаються виходячи з складності виконуваних робіт, після огляду об'єкта і проведення необхідних розрахунків за всіма видами робіт, необхідних при установці.

Робота центрального кондиціонера не автономна, вона забезпечується за рахунок зовнішнього джерела холоду або тепла, наприклад, чиллера, системи опалення, компресорно-конденсаторного блоку, бойлера.

Кондиціонер призначений для кількох процесів одночасно: кондиціонування, вентиляція, очищення і зволоження повітря. Завдяки централізованій системі, повітря рівномірно розподіляється по всій площі приміщення.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Складові блоки центрального кондиціонера:

Кондиціонери центрального типу виробляються у вигляді набору модулів, які відповідають за певну функцію:

Секція нагріву

Нагрівання повітря здійснюється за допомогою водяного або електричного нагрівачів. При встановленні водяного нагрівача потрібно підведення гарячої води.

Секція охолодження

Дана секція являє собою теплообмінник, водяного або фреонового типу. Відповідно, в якості холодоагенту використовується рідина або фреон. Для монтажу теплообмінника фреонового типу додатково потрібна установка компресорно-конденсаторного блоку.

Вентиляційна секція

Дана секція використовується для здійснення процесу подачі повітря у приміщення. У зв'язку з тим, що вентилятори відцентрового типу мають високу продуктивність, у більшості випадків саме їх використовують у системі центрального кондиціонування. Вентилятор може бути встановлений на виході з кондиціонера.

Звукоізолююча секція

Секція обладнана шумопоглинаючими вставками. Дані елементи виконані з шару мінеральної вати і скловолокна.

Так, шум створений вентилятором швидко поглинається і не поширюється.

Секція зволоження

Цей процес може здійснюватися за допомогою парового зволожувача. Щоб уникнути потрапляння в приміщення конденсату, рекомендовано встановлювати крапле вловлювачі.

Секція фільтрації

Завдяки фільтрам затримується понад 70% пилу і мікроалергенів, що містяться в повітрі. У випадку забруднення всі фільтри легко можна замінити. За необхідності можливе встановлення подвійної системи фільтрації. Для автоматичного контролю стану фільтрів додатково встановлюється дифманометр, який дозволяє своєчасно визначити відсоток засміченості фільтрів і зробити заміну.

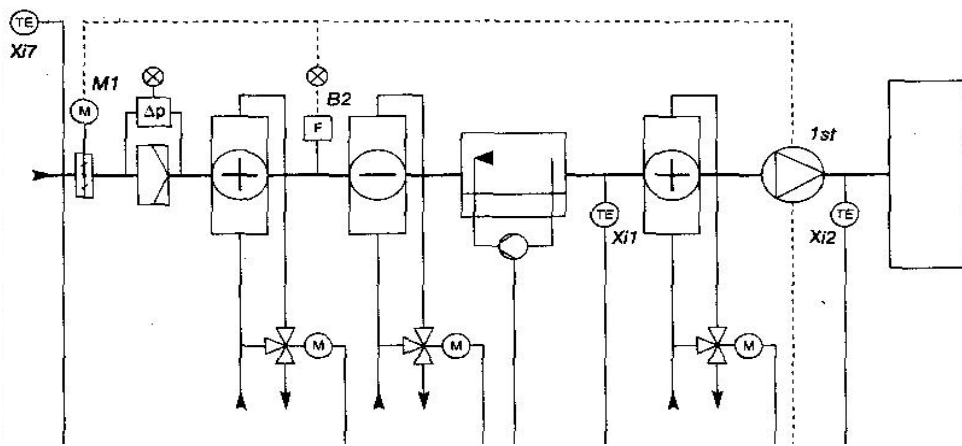
					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплові утилізатори

З метою економії енергії в кондиціонерах використовуються рекуператори, що дозволяють відновлювати тепло з повітря, що знаходиться в приміщенні. Можливе також встановлення теплоутилізаторів. Існує кілька видів теплових утилізаторів:

- перехресні теплообмінники,
- обертові теплообмінники,
- системи з проміжним теплоносієм.

4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря



Узимку зовнішнє повітря, пройшовши вхідну заслонку, після очищення в секції фільтрації надходить на теплообмінник першого підігріву, де нагрівається до заданої температури. Вона виміряється датчиком, підключеним до входу. Потім повітря зволожується в камері зрошення. Насос цієї камери одержує команду на включення через релейний вихід щита керування. Зволожений і нагрітий до заданої температури повітря надходить на теплообмінник другого підігріву, де нагрівається до величини, установленної регулятором температури. Установка цієї температури варіюється залежно від температури зовнішнього повітря. Реальна температура приточного повітря виміряється датчиком, підключеним до входу регулятора.

Улітку перший підігрів не працює, а також через високу вологість не використовується камера зрошення. Камера зрошування може використовуватися з метою осушення повітря з умови подачі води при температурі нижче температури за зволожений термометром. Підтримка необхідної вологості в режимі осушення забезпечується послідовним охолодженням і нагріванням (у теплообміннику другого підігріву).

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ				

Необхідна температура після охолоджувача підтримується по датчикові температури, підключеному до входу регулятора, а температура приточного повітря - по датчикові, підключеному до входу.

Крім регулятора в щиті встановлена релейна автоматика, що забезпечує захист від заморожування по термостату і погодженість у роботі повітряної заслонки і вентилятора.

Дифманометр на фільтрі сигналізує про його засмічення; сигналізація передбачена також при спрацьовуванні системи захисту від заморожування. Обидва види сигналізації - світлові.

Для забезпечення роботи охолоджувача передбачене підключення чиллера, у якому є захист від замерзання по сигналах від датчика температури на виході із чиллера й тепловий захист компресора. Фреоновий контур захищений по низькому й високому тискові. При спрацьовуванні захисту чиллер автоматично відключається й може бути запущений після усунення неполадок.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Вхідні дані

Таблиця 5.1 - Вхідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об'єкту	Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря залу засідань ТОВ «Вінницька птахо-фабрика» на 293 посадкових місць
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодоагент	R-134a
4	Марка масла	BSE-32
5	Наявність градирні	–
6	Кількість робочих годин на 1 робітника за рік	440
7	Ступінь автоматизації	повна
8	Кількість змін праці	–
9	Витрати масла на 1 компресор, кг	6,0
10	Витрати фреон на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг	0,8
11	Ціна 1 кВт. електроенергії, грн.(виробнича)	4,30
12	Ціна 1 кг холодоагенту, грн.	316,0
13	Ціна 1 кг масла, грн.	1355,0

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика обладнання

№	Перелік обладнання	Марка	Кількість, шт.	Холодопродуктивність, кВт	t ₀ °C	Номінальна потужність електродвигуна, кВт	Ціна, грн.
1	Центральний кондиціонер	CVA-1-7- N-223A	2				194800
2	Компресор	OSK 7451-K	4	105,4	4	29,3	122482
3	Конденсатор (8 вентиляторів)	ACVS 904B	2			1,64×8	369551
4	Випарник	Dryplus-3 DXS240	2				5000
5	Регенеративний теплообмінник	PT-150	2				6320
6	Лінійний ресивер	80 дм ³	2				1460
7	Насос консольний	K45/30	4			7,5	6850

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок капітальних вкладень

Сумарна вартість обладнання по кожному найменуванню розраховується за формулою:

$$C_M = C_H \cdot K_H,$$

(5.1)

де C_H – ціна одиниці обладнання, грн.

K_H – кількість даного найменування обладнання, шт.

$$C_M = 194800 \cdot 2 + 122482 \cdot 4 + 369551 \cdot 2 + 5000 \cdot 2 + 6320 \cdot 2 + 1460 \cdot 2 + 6850 \cdot 4 = 1671590 \text{ грн.}$$

Розрахунки заносимо в таблицю.

Таблиця 5.3 - Загальна вартість обладнання

№	Найменування обладнання	Тип, марка	Кількість, шт.	Ціна за 1 обладнання, грн.	Сумарна вартість, грн.
1	Центральний кондиціонер	CVA-1-7- N-223A	2	194800	319600
2	Компресор	OSK 7451-K	4	122482	489928
3	Конденсатор (8 вентиляторів)	ACVS 904B	2	369551	739102
4	Випарник	Dryplus-3 DXS240	2	5000	10000
5	Регенеративний теплообмінник	PT-150	2	6320	12640
6	Лінійний ресивер	80 дм ³	2	1460	2920
7	Насос консольний	K45/30	4	6850	27400
8	Разом сумарна вартість обладнання				1671590
9	Вартість іншого обладнання				167159
10	Витрати на монтаж і транспорт				250738,5
11	Загальна вартість				2089487,5

Загальна вартість капіталовкладень K_B в грн. на будівлю та обладнання компресорного цеху розраховується за формулою:

$$K_B = C_{\text{бд}}^{\text{об}} + C_{\text{заг}}^{\text{об}}, \quad (5.2)$$

де $C_{\text{заг}}^{\text{об}}$ – загальна вартість обладнання, грн.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_b = 0 + 2089487,5 = 2089487,5 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок цехових витрат

5.3.1 Розрахунок кількості виготовленого холоду (виробнича потужність)

Виготовлення холоду в стандартних умовах $Q_{ст}$ в тис кДж, розраховується за формулою:

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

(5.3)

де Q_o – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

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

$$Q_{ст} = 105,4 \cdot 4 \cdot 0,5 \cdot 19440 = 4097952 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Витрати на допоміжні матеріали містять в собі витрати на поповнення системи фреоном та змащуючим мастилом.

Розрахунки проводяться у таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Статі витрат	Умовні значення та розрахунок	Сума, грн.
1.Сумарна холодопродуктивність, кВт	$\sum Q_0$	421,6
2.Середня питома норма расходу фреону, кг/1кВт	q_a	0,8
3.Середній коефіцієнт втрат фреону при ремонтах	K_p	1,05
4. Ціна 1 кг фреону, грн.	$Z_{x.a.}$	316,0
5.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати	$K_{x.a.}$	1,15
6.Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	$C_{x.a.} = \sum Q_0 \cdot q_a \cdot K_p \cdot Z_{x.a.} \cdot K_{x.a.}$	128 696
7.Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг	m	6
8.Кількість компресорів, шт	n	4
9.Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах	K_b	1,2

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10.Кількість разів змін масла за рік	R	–
11.Середня ціна 1 кг мастила, грн;	Z _{М.}	1355,0
12.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн	K _{М.}	1,14
13. Витрати на поповнення мастила, грн.	C _{М=п*п*Кв*R *Z_{М.}*К_{М.}}	44487,4
14.Разом:	C _р =C _{х.а} + C _М	173183,4
15.Інші витрати (5%)	C _і =C _р *5/100	8659,17
16.Усього:	C _{д.м} =C _р + C _і	181842,6

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергію

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховується у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка обладнання	Ном.п отуж ність, кВт	Коеф. викори стання облад- нання	Кільк ість устат куван ня	Фонд робочо го часу, годин	Загальна потреба електроен ергії, кВт.год	Витрати на силову електроен ергію в грн
	Вихідні дані		Wh.	Кв.об.	Куст.	Чрік	W _{заг} =Wh.* Кв.об*Ку.* Чрік	C _w =W _{заг} * Ц _е
1	Компресор	OSK 7451-K	29,3	0,85	4	5400	537997,9	2313391
2	Конденсатор (8 вентиляторів)	ACVS 904B	13,12	0,7	2	3000	55104	236947,2
3	Насос консольний	K45/30	7,5	0,7	4	3000	63000	270900
	Всього	–	49,92	–	10	–	–	2821238,2

Витрати на силову електроенергію в грн, розраховується по формуле:

$$C_w = W_{заг} \cdot C_e$$

(5.4)

де C_e – ціна 1кВт електроенергії, грн.

5.3.4 Розрахунок чисельності виробничого персоналу компресорного цеху

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З урахуванням повної автоматизації обладнання приймаємо 3 працівника 6 розряду для обслуговування холодильної установки з річним фондом робочого часу - 440 годин.

5.3.5 Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу компресорного цеху

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

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$T_{cl} = \frac{ЗП}{Г},$$

(5.5)

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

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{cl} = \frac{6700}{164} = 40,85 \text{ грн.}$$

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.01.2023 дорівнює 6700 грн.

6700 грн – мінімальна місячна заробітна плата, грн.

164 годин – середньомісячна кількість робочих годин ($1987/12 = 164$)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 1987 год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{cl} \cdot TK_6,$$

(5.6)

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки 6 розряду:

$$T_{c(6p)} = 40,85 \cdot 1,8 = 73,53 \text{ грн.}$$

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K,$$

(5.7)

де T_c – середня погодинна тарифна ставка, грн.;

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ

E_{ϕ} – ефективний фонд робочого часу, годин;

K – кількість працівників компресорного цеху.

$$T_{\phi} = 73,53 \cdot 440 \cdot 2 = 64706,4 \text{ грн.}$$

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

$$O_{\phi} = T_{\phi} + \sum D$$

(5.8) де T_{ϕ} – тарифний фонд зарплати, грн.

$$O_{\phi} = 64706,4 + 16176,6 = 20883 \text{ грн.}$$

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

$$\sum D = T_{\phi} \cdot \frac{25}{100}$$

(5.9)

$$\sum D = 64706,4 \cdot \frac{25}{100} = 16176,6 \text{ грн.}$$

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D_{\phi} = \frac{T_{\phi} \cdot d}{100}$$

(5.10)

де d – відсоток додаткового фонду (10%)

$$D_{\phi} = \frac{64706,4 \cdot 10}{100} = 6470,64 \text{ грн.}$$

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi}$$

(5.11)

$$P_{\phi} = 20883 + 6470,64 = 27353,64 \text{ грн.}$$

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_{\phi} \cdot p}{100}$$

(5.12)

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

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$B_c = \frac{27353,64 \cdot 22}{100} = 6017,8 \text{ грн.}$$

Розрахунки заносяться у таблицю 5.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок фонду оплати праці

Назва показника	Формула	Розрахунок
T_c – середня годинна тарифна ставка, грн	T_c	73,53
ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин.	Еф	440
К – кількість працівників компресорного цеху	К	2
T_ϕ - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	$T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K$, грн	64706,4
Д - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати).	$\sum D = T_\phi \cdot 25 / 100$, грн	16176,6
O_ϕ - основний фонд заробітної плати	$O_\phi = T_\phi + \sum D$	20883
D_ϕ - додатковий фонд заробітної плати	$D_\phi = (T_\phi \cdot d) / 100$, грн	6470,64
P_ϕ - річний фонд	$P_\phi = O_\phi + D_\phi$, грн.	27353,64
B_c - відрахування від річного фонду заробітної плати	$B_c = (P_\phi \cdot p) / 100$, грн	6017,8

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розрахувати калькулювання цехової собівартості 1000 кДж холоду.

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

$$C_{ст.заг.1000кДж} = \frac{C_{ст}}{Q_{ст}} \quad (5.13)$$

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

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

$$C_{ст.заг.1000кДж} = \frac{3250871,72}{4097952} = 0,79 \text{ грн.}$$

Розділив витрати по кожній статті витрат на річну виробку холоду в стандартних умовах, отримаємо собівартість одиниці холоду по кожному виду витрат.

Усі розрахунки заносяться у таблицю.

Таблиця 5.7 – Розрахунок собівартості одиниці (1000 кДж) холоду

№	Статті витрат	Сума витрат, грн.	
		На річний виробіток холоду	На одиницю холоду, грн.
1	Допоміжні матеріали	181842,6	0,04
2	Зарплата виробничих працівників	27353,64	0,01
3	Відрахування від зарплати	6017,8	0,00
4	Електроенергія силова	2821238,2	0,69
5	Цехові витрати (ЗПвир.прац.*(0,2)	5 470,73	0,00
6	Амортизація обладнання(10%)	208 948,75	0,05
7	Разом цехова собівартість (Сст)	3036452	0,79

5.5. Основні техніко-економічні показники проекту

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 5.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

№	Показники	Кількість
1	Найменування об'єкту	Розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря залу засідань ТОВ «Вінницька птахо-фабрика» на 293 посадкових місць
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодильний агент	R-134a
4	Марка масла	BSE-32
5	Ступінь автоматизації	повна
6	Сума капіталовкладень, грн	2089487,5
7	Холодопродуктивність компресорів, кВт	421.6
8	Кількість компресорів, шт.	4
9	Річний виробіток холоду, тис. кДж.	1555200
10	Цехова собівартість, грн.	4097952
11	Собівартість одиниці холоду, грн..	0,79
12	Чисельність виробничого персоналу, осіб.	2

ВИСНОВКИ:

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність системи вентиляції і кондиціонування повітря для залу засідань ТОВ «Вінницька птахо-фабрика» на 293 посадкових місць з низьким рівнем собівартості за одиницю холоду (0,79 грн. за 1000 кДж) у порівнянні з середньогалузевим рівнем, що вказує на високий рівень конкурентоспроможності на ринку холоду.

Собівартість одиниці холоду є результатом науково-обґрунтованого проектування з підбором високопродуктивного та високотехнологічного обладнання з економічними характеристиками.

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ

Отже, проєкт системи вентиляції і кондиціювання повітря для залу засідань ТОВ «Вінницька птахо-фабрика» на 293 посадкових місць можна вважати доцільним та економічно вигідним.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Охорона праці – це сформована система законодавчих актів і норм, які спрямовані на забезпечення безпеки праці працівника, а також на відповідні організаційні, соціально-економічні, технічні та санітарно-гігієнічні заходи. Найголовнішим завданням охорони праці – є мінімізація ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Дипломним проектом передбачена розробка системи кондиціонування і вентиляції повітря залу засідань.

У розділі з охорони праці розглянуті питання по забезпеченню безпеки при експлуатації систем вентиляції та кондиціонування.

Технічні рішення, прийняті в роботі, відповідають умовам екологічних, санітарно-гігієнічних та інших діючих норм і забезпечують безпечну для життя та здоров'я людей. При розробці проекту були витримані вимоги таких керівних та нормативних документів:

- ДБН В.2.5-28:2018 « Природне і штучне освітлення»;
- ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень;
- СНиП 2.04.05-91*У «Отопление, вентиляция и кондиционирование»;
- НАПБ «Правила пожежної безпеки в Україні»;
- СНиП II - 3 - 79*. «Строительная теплотехника».

А також інші законодавчі та нормативні акти.

6.1 Аналіз дії небезпечних і шкідливих факторів

В процесі трудової діяльності на людину можуть впливати небезпечні виробничі фактори, які у деяких випадках призводять до травм або іншого раптового різкого погіршення здоров'я. Також можуть впливати шкідливі виробничі фактори, які призводять до захворювання або зниження працездатності.

До небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться: забрудненість повітря виробничим пилом і шкідливими речовинами; погане освітлення; шум і вібрація, що перевищують допустимі норми; підвищений рівень іонізуючих випромінювань; рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, вироби, які рухаються (матеріали, заготовки), конструкції, що руйнуються, і ряд інших чинників.

Поліпшення умов праці, підвищення безпеки безпосередньо впливає на продуктивність праці, якість та собівартість продукції.

6.2 Гігієнічні вимоги до виробничого середовища.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Головні завдання вентиляційної системи:

- видалення надлишку теплоти, вологи, шкідливих та інших речовин з метою забезпечення допустимих параметрів повітря (температури, вологості, чистоти і рухливості);
- підтримання в приміщенні гранично – допустимих концентрацій горючих газів, парів і пилу.

Головні завдання системи кондиціонування:

- забезпечення оптимальних мікрокліматичних умов, для самопочуття людей, ведення технологічного процесу;
- забезпечення збереження цінностей;
- подовження терміну експлуатації будівлі без капітального ремонту.

Саме тому правильно організовані системи вентиляції та кондиціонування (далі – системи) обов'язкові на будь-яких підприємствах та в офісах. Вибір таких систем обумовлений розміром приміщень, їхнім призначенням, наявністю вентиляційних каналів та іншими особливостями.

Вимоги до систем вентиляції

Загальнообмінні системи розробляються ще на етапі проектування будівлі, цим займаються фахівці забудовника чи окремі спеціалізовані організації. Вентилятори та кондиціонери для місцевого використання можна встановлювати за потреби в процесі експлуатації приміщень.

Системи вентиляції і кондиціонування повітря – це необхідні компоненти систем життєзабезпечення в комерційних, громадських просторах. Вони відповідають за очищення, зволоження, формування комфортного мікроклімату в приміщенні, забезпечують усунення неприємних запахів. Інтенсивність повітрообміну регламентується встановленими стандартами для кожного типу об'єктів окремо. Найбільш розумним рішенням стає монтаж системи, в якій опалення, вентиляція і кондиціонування будуть суміщені

Такі комбіновані рушення не просто економлять місце. Вони забезпечують повний цикл повітрообміну абсолютно автономно, легко адаптуються під особливості планування та вже існуючі інженерні комунікації. Правильно підібрана система вентиляції і кондиціонування повітря дозволяє виключити використання окремих блоків-охолоджувачів або нагрівачів – кондиціонерів, спліт-систем. Замість них встановлюється рекуперційне обладнання, вбудоване безпосередньо в загальну мережу, що не вимагає окремого обслуговування і розміщення..

Вентиляція адміністративно-побутових приміщень є одним із ключових факторів, що впливають на комфортні умови роботи у приміщеннях. Система вентиляції повинна належним чином забезпечувати потік свіжого, комфортної температури та рівня вологості повітря, а також відповідати нормам БНіП та пожежної безпеки.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У кожному проекті використовується свій індивідуальний підхід, який враховує всі конструктивні особливості будівлі та призначення.

Система вентиляції, що проектується, відповідає нормам СНіП (будівельні норми і правила).

Монтаж вентиляції в адміністративних будівлях повинен забезпечити такі умови:

- Комфорт для співробітників ;
- Захист від шуму з вулиці (кондиціонування приміщень можна здійснювати, не відкриваючи вікон);

Крім того, в приміщення потрапляє пил з вулиці, а також пух і пилок під час цвітіння дерев, що особливо важливо для алергіків. Повітря, що подається в приміщення за рахунок системи вентиляції, очищене за допомогою спеціальних захисних фільтрів.

У добре вентиляваному приміщенні може знаходитись велика кількість співробітників без будь-якого дискомфорту, так як сперте повітря не утворюється. Підтримка мікроклімату на належному рівні (температури і вологості повітря) забезпечують належні умови праці, що сприятливо позначається на виробничому процесі.

Вимоги до системи кондиціонування

Кондиціонування повітря – це створення автоматичного підтримування в приміщенні, незалежно від зовнішніх умов (постійних чи таких, що змінюються), по визначеній програмі температури, вологості, чистоти і швидкості руху повітря.

У відповідності з вимогами для конкретних приміщень повітря нагрівають або охолоджують, зволожують або висушують, очищають від забруднюючих речовин або піддають дезінфекції, дезодорації, озонуванню. Системи кондиціонування повітря повинні забезпечувати нормовані метеорологічні параметри та чистоту повітря в приміщенні при розрахункових параметрах зовнішнього повітря для теплого і холодного періодів року згідно ДСН 3.3.6.042-99 (Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень) та ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ (Воздух рабочей зоны).

Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів – системою кондиціонування повітря (СКП). В склад СКП входять: прилади приготування, переміщення та розподілу повітря, засоби автоматики, дистанційного керування та контролю. Технічні засоби СКП повністю або частково агрегуються в апараті – кондиціонері.

6.3 Пожежна безпека

Розглянемо фактори, що сприяють виникненню пожежі під час експлуатації систем вентиляції та кондиціонування.

1. Застарілість систем.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Більшість будівель, що зараз знаходяться в експлуатації, проєктувалася і будувалася ще до розробки ефективних норм, тому велика кількість основних виробничих фондів, зокрема й вентиляційні установки, експлуатується не тільки без урахування сучасних вимог до забезпечення пожежної безпеки, але й після закінчення термінів свого використання.

2. Недостатні організаційні та технічні рішення.

Під час експлуатації систем вентиляції та кондиціонування недостатні організаційні рішення призводять не лише до зменшення функціональної ефективності, але й до зниження безпеки, навіть якщо вони грамотно спроектовані. Так, несвоєчасне виконання робіт з очищення від пожежонебезпечних відкладень витяжних пристроїв (шаф, фарбувальних, сушильних камер, трубопроводів) призводить до сильного забруднення вентиляції жиром, сажею, фарбами, маслами, пилом, волокнами та іншими горючими відкладеннями, що в свою чергу викликає займання горючих відкладень усередині вентиляційного короба.

Якщо під час проєктування, будівництва або експлуатації будівлі в приміщеннях категорій вибухопожежної небезпеки А і Б для систем вентиляції та кондиціонування не передбачити технічні та організаційні рішення, що забезпечують їхню вибухопожежну безпеку, може утворюватися вибухонебезпечна суміш, а технічні елементи систем можуть стати джерелом вибуху й пожежі.

Горючі пари, гази або пил можуть накопичуватися в окремих зонах приміщення, якщо повітровитяжні отвори систем загальнообмінної та місцевої вентиляції розміщені без урахування щільності вибухонебезпечних сумішей, які мають видалятися.

Утворення вибухонебезпечних концентрацій у приміщеннях категорій А і Б можливо також у випадку аварії технологічного обладнання, якщо аварійні системи вентиляції не передбачені або не забезпечують необхідної витрати повітря.

Горючі пари, гази й пил із приміщень категорій А або Б можуть поширюватися повітроводами припливних систем під час зупинки вентиляторів у приміщення припливних венткамер, що призводить до утворення горючих сумішей та їх займання, бо припливні вентилятори бувають невибухозахищеного виконання.

3. Накопичення та самозаймання горючих відкладень.

Пожежна небезпека місцевих систем вентиляції обумовлена також тим, що в повітроводах витяжних систем накопичуються горючі відкладення у вигляді фарб, масел, пилу, волокон, аерозолів і т.п., які сприяють швидкому поширенню вогню під час пожежі, а окремі види відкладень схильні до самозаймання.

4. Іскроутворення.

Вентиляційне обладнання саме може з'явитися джерелом запалювання унаслідок виникнення іскри в системі або нагріву поверхонь вентиляційного

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обладнання до температур самозаймання горючих речовин (у разі тертя обертових деталей вентиляторів).

Причини іскроутворення:

- Іскри механічного походження утворюються у випадку:
 - порушення правил експлуатації електродвигунів для приводу вентиляторів, фільтрів і клапанів;
 - потрапляння в систему вентиляції сторонніх предметів;
 - ударів робочих елементів вентиляції об корпус;
- іскри електричного походження утворюються у разі:
 - недотримання правил улаштування електроустановок (від електродвигунів для проводу вентиляторів і фільтрів, а також від пцскових пристроїв);
- іскри електростатичного походження утворюються:
 - під час переміщення повітроводами електризованих пилу й аерозоліву разі відсутності заземлення вентиляційного обладнання.

5. Швидке поширення пожежі.

Пожежна небезпека систем вентиляції та кондиціонування полягає також у можливості переміщення пожежі повітроводами з приміщення, де вона виникла, в інші приміщення. Вогонь і продукти горіння можуть поширюватися в межах одного поверху й переходити на інші будівлі та поверхи.

Швидкому поширенню пожежі сприяють:

- використання повітроводів із горючих і важкогорючих матеріалів;
- робота систем вентиляції під час пожежі;
- нещільності в місцях перетину повітроводами і колекторами протипожежних перешкод.

6. Вторинне загоряння.

Вентиляційні повітрозабірні та витяжні решітки, встановлені на стіні будівлі, з яких під час пожежі виходять назовні розжарені продукти горіння, несуть потенційну небезпеку виникнення вторинного загоряння верхніх горючих елементів будівлі (зовнішньої обробки фасаду).

Організаційні заходи із забезпечення пожежної безпеки

Керівник підприємства повинен визначити обов'язки посадових осіб щодо забезпечення пожежної безпеки, призначити відповідальних за пожежну безпеку окремих будівель, споруд, приміщень, діляниць, технологічного та інженерного устаткування, а також за утримання і експлуатацію технічних засобів протипожежного захисту.

Обов'язки щодо забезпечення пожежної безпеки, утримання та експлуатації засобів протипожежного захисту мають бути відображені у відповідних посадових документах (функціональних обов'язках, інструкціях, положеннях тощо)

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для гасіння пожеж у початковій стадії їх розвитку силами персоналу підприємства до прибуття штатних підрозділів пожежної охорони, а також ліквідації невеликих осередків пожеж призначені первинні засоби пожежогасіння .

До первинних засобів гасіння пожежі належать вогнегасники, як ручні так і пересувні, бочки з водою, відра, сокири, багри, лопати, ящики з піском, азбестові полотна, повстяні мати, шерстяні ковдри, ломи, пилки тощо.

На промислових підприємствах застосовуються в основному пінні, рідинні, вуглекислотні, вуглекислотно-брометилові, аерозольні та порошкові вогнегасники.

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. М.Г. Хмельнюк, О.С. Подмазко, І.О. Подмазко "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с., 2014.
2. Холодильні установки, (І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інш.), підручник для вищих навчальних закладів, в двох томах, Київ, "Либідь", 1995.
3. Холодильні установки. Проектування: Учбовий посібник / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю. та ін. – Одеса: Друк, 2008. - том 1 – 3.
4. І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Ларьяновський та інші. "Холодильні установки" Одеса, "Рефпринтінфо" 2003. 531с;
5. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. Второе, перераб., доп., Одесса: ОГАХ, издательство ВМВ, 2010.- 607 с., ил.
6. Липа А.І., Жихарева Н.В., Піщанська Н.О. Кондиціонування повітря. Посібник до виконання лабораторних робіт, 2013.
7. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.-3-е изд., перераб. и доп.- М.: Агропромиздат, 1989.
8. Канторович В.И., Подлипенцева З.В. Основы автоматизации холодильных установок.- 3-е изд, перераб. и доп.- М.: ВО "Агропромиздат", 1987
9. Справочник. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / Под ред. А.В. Быкова.- М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984.
10. Богданов С.Н., Иванов О. П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Изд. 2-е, доп. и переработ. "Машиностроение",1976.
11. Самойлов А.И., Игнатъев В.Г. Охрана труда при обслуживании холодильных установок.- 2-е изд. -М.: Агропромиздат, 1989.
12. Канторович В.И. Гиль И. М. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. – 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Агропромиздат, 1985.
13. Справочник из серии "Холодильная техника" под редакцией А.В. Быкова Применение холода в пищевой промышленности, 1979
14. Панин Б.Г. Основы теплотехники, отопление, вентиляция, сушка и охлаждение: Учебник. - М.: Легкая индустрия, 1980. – 384 с., ил.
- 15 Стефанов Е.В. «Вентиляция и кондиционирование воздуха» 2005 АВОК СЕВЕРО ЗАПАД

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

16. Журнали "Холодильная техника", "Холод", 2020 - 2022 г

Інформаційні ресурси

1. www.wika.ua
2. www.teplostart.com.ua
3. www.danfoss.ua
4. www.siemens.com
5. www.infrost.com.ua

					КВ 06. 008. 003 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

