

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і

вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проект

здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 029. 000 ДП

Черби Андрія
Олександровича

м. Одеса - 2023 р.

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: Черба Андрій Олександрович
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту:

Стверджена наказом по коледжу від « 17 » 10 2022 р. № 235–А2-ОД

Вихідні дані для проекту: Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря гуртожитку ВСП «ОТФК ОНТУ» на 430 мешканців

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту: 32 °С, 56%

Вступ

1. Загальна частина

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

2. Технологічна частина

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря

3. Розрахунково-конструкторська частина

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

4. Організаційна частина

- 4.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи 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 або холодопостачання

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

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

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедрую _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Беркань Іг.В.)

Гідно ДБН Ст. 2.5-67.2013 «Опалення Вентиляція і Кондиціонування» у системах механічної загально обмінної припливно-витяжної вентиляції слід використовувати обладнання для утилізації теплоти – рекуператори.

Рекуперація – це процес теплообміну між припливним і витяжним повітрям без перемішування потоків. Ефективність рекуператорів досить висока, їх застосування дозволяє забезпечити якісну вентиляцію без додаткових витрат на підігрів припливного повітря до температури зовнішнього повітря -15С. Це ж і дозволить зберегти тепло в будинку і в теж час забезпечити якісну вентиляцію приміщень гуртожитку.

Завдання вентиляції забезпечити оптимальний повітряний режим в робочій і обслуговуваній зонах житлових і підсобних приміщень. гуртожитку: температура повітря +20 ÷ 22 С при вологості 30 ÷ 45% і швидкості руху повітря 0,1 ÷ 0,15 м/сек в опалювальний період року і +22 ÷ 25 С при швидкості руху повітря не більше 0,25 м/с і вологості 30 ÷ 60% в теплий період року. При проектуванні вентиляції житлових кімнат гуртожитків необхідно враховувати виділення від діяльності людей, що знаходяться в приміщеннях і виділення шкідливих речовин від використаних будівельних матеріалів і меблів.

Загальна мінімальна витрата повітря Q (дм³/с) можна визначити, використовуючи рекомендації ДБН Ст. 2.5-67.2013 «Опалення Вентиляція і Кондиціонування»:

$$Q = n \cdot q_p + S \cdot q_v,$$

де n – кількість людей у приміщенні;

q_p – питома витрата свіжого повітря на одну людину, дм³/(с • чол.);

S – площа приміщення, м²;

q_v - питома витрата свіжого повітря на розбавлення будівельних забруднень (зменшення концентрації шкідливих речовин, які виділяються від будівельних матеріалів), дм³/(с • м²).

Значення питомої витрати свіжого повітря для офісних приміщень наведені у таблиці:

Умови мікроклімату	Питома витрата свіжого повітря на одну людину, дм ³ /(с • чол.)	Питома витрата свіжого повітря на розбавлення будівельних забруднень, дм ³ /(с • м ²)		
		При дуже низькому рівні забруднення повітря будівлі	При низькому рівні забруднення повітря будівлі	При високому рівні забруднення повітря будівлі
Підвищені оптимальні	10	0,5	1,0	2,0
Оптимальні	7	0,35	0,7	1,4
Допустимі	4	0,2	0,4	0,8
Мінімально допустимі	Менше 4	-	-	-

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ					

Вентиляція спортзалу, дозвіллевих центрів, побутових приміщень процесів (прання, сушіння і прасування білизни), бібліотеки, кафетерію медичного обслуговування проектується за нормами зазначених у відповідних ДБН. З усього вище викладеного ми бачимо, як важливо ще на етапі будівництва або реконструкції будівлі гуртожитку приділити особливу увагу створенню мікроклімату.

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 , ° С (К);

відносна вологість, φ , %;

швидкість повітря, v , м/с.

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

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 кондиціювання 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.

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 стін 24°C комфортний стан людини можливий уже при температурі внутрішнього повітря приміщення 10°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 $t_{\text{н}} \leq 20^{\circ}\text{C}$ має місце віддача теплоти людиною більше необхідної. Потім при підвищенні

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температури, тепловіддача стабілізується на необхідному рівні. При температурі рівній і більшій за 35 °С 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.

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кимнати гуртожитка розташовані симетрично навпроти одна одною і розділені коридором. До складу системи кондиціонування і вентиляції входять пристрої, що здійснюють необхідну обробку повітря (фільтрацію, охолодження, підігрів, осушення, зволоження), транспортування його, роздачу в приміщення, що обслуговуються, джерела тепло- і холодопостачання, засоби автоматичного регулювання, контролю та управління, а також допоміжне обладнання.

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

Параметри зовнішнього та внутрішнього повітря в різні періоди року різні. Кількість шкідливих виділень (тепла, вологи) може змінюватися протягом року. Тому розрахунок повітрообміну при загально обмінній вентиляції повинен проводитись для трьох періодів року: теплого, холодного та перехідного. За розрахунковий повітрообмін приймається найбільша кількість повітря, отримане за трьома періодами. По розрахунковому повітрообміну вибирають вентиляційне обладнання (вентилятори, калорифери, фільтри). Продуктивність систем місцевої витяжної вентиляції визначається технологічними та санітарними вимогами і не залежить від пори року. Якщо в приміщеннях виділяються пари та гази, які можуть утворювати з повітрям вибухонебезпечні суміші, то необхідний перевірний розрахунок повітрообміну. Концентрація цих парів і газів у повітрі приміщень не повинна перевищувати 5% нижньої межі вибуховості (НПВ) при параметрах зовнішнього повітря, прийнятих у розрахунку системи вентиляції. Якому виходить більша кількість повітря. Вибір фреону R-134a як холодильного агента обумовлений хорошими термодинамічними властивостями, його високою об'ємною холодопродуктивністю та відносною екологічною безпекою. R-134a відноситься до групи перехідних фреонів, використання яких не регламентовано по часу.

Проектом передбачена холодильна машина одноступеневого стиснення. До складу машини входять: компресорний агрегат, конденсатор водяного охолодження, кожухотрубний випарник, ресивер, фільтр-осушувач, регенеративний теплообмінник, щити арматурний та управління, терморегулюючі вентиляти. Основне навантаження на холодильну установку складається із суми теплоприпливів: через огорожувальні конструкції, від людей, від офісного та технологічного обладнання, теплопритоків при експлуатації. Вже давно доведено, що в приміщеннях, що кондиціонуються, продуктивність розумової праці зростає майже в половину.

					БКВ 04. 029. 000 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 °С
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 °С/годину
відносної вологості	20 %/годину

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ

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:

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

$0,6(t_n - t_e)$, 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:

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

де, k_0 - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження обумовлений при розрахунку товщини ізоляційного шару Вт/м² К

F - площа поверхонь огороження, м²

t_n - розрахункова температура повітря із зовнішньої сторони огороження, С

t_v - розрахункова температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, С

Δt - розрахункова різниця температур (температурний напір), С

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, Вт/м К

F - площа поверхні огороження, що опромінює сонцем, м²

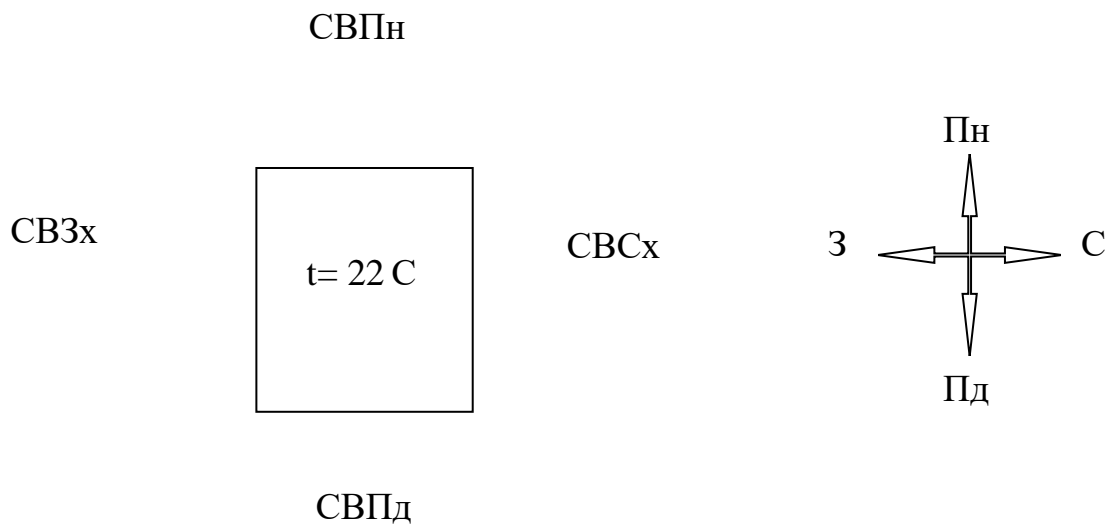
Δt_c - надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, °С

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

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.



					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1- Розрахунок теплопритоків крізь стіни гуртожитку h=18м, 75м,14м

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t _н С	t _в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,03	1000	32	22	10	10,300	0	0	10,30
СВСх	1,03	252	32	22	8	2,076	6	1,56	3,63
СЗПд	1,03	1000	32	22	10	10,300	4,9	5,05	15,35
СВЗх	1,03	252	32	22	8	2,076	7,2	1,87	3,95
покриття	1,27	1050	32	22	10	13,335	17,7	23,60	36,94
підлога	0,25	1050	22	22	0	0,000	0	0	0,000
									70,16

Теплопритоки крізь огороження $Q_1=70,16$ кВт

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $350*0,052=8,2$ кВт

Вікна на південній стіні $350*0,300= 105$ кВт

Вікна на східній та західній стінах = 0 кВт

$$\sum Q_1= 70,16+8,2+105=183,3 \text{ кВт}$$

Таблиця 3.2- Розрахунок теплоприпливів взимку.

Огородження	К д Вт/м ² К	F м ²	t _н С	t _в С	θ С	Q 1т кВт	t _с С	Q 1с кВт	Q 1 кВт
СВПн	1,03	1000	-18	22	-40	-41,200	0	0	-41,200
СВСх	1,03	252	-18	22	8	2,076	6	1,557	3,634
СЗПд	1,03	1000	-18	22	-40	-41,200	4,9	5,047	-36,153
СВЗх	1,03	252	-18	22	8	2,076	7,2	1,869	3,945
покриття	1,27	1050	-28	22	-50	-66,675	17,7	23,603	-43,072
підлога	0,25	1050	22	22	0	0,000	0	0	0,000
									-112,846

Розрахунок тепло потоків взимку

Теплопотоки крізь огороження $Q_1=-112,8$ кВт

Теплопотоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на північній стіні $350*0,052=8,2$ кВт

Вікна на південній стіні $350*0,300= 105$ кВт

Вікна на східній та західній стінах = 0 кВт

$$\sum Q_1 = -112,8+8,2+105,8= 1,2 \text{ кВт}$$

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ

Q₂ - Теплоприпливи від вентиляції визначаємо за формулою:

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

де: M - норми витрат повітря вентиляції на одну людину в навчальному закладі, 25 м³/год.

Δi - різницю питомих ентальпій повітря відповідних початкової та кінцевої температури кДж/кг.

$$Q_2 = 430 * 25 * 1,2 * (75 - 45) / 3600 = 107,5 \text{ кВт}$$

де i_н = 75 кДж/кг, i_п = 45 кДж/кг

ρ = 1,2 кг/м³ щільність повітря.

430 осіб - кількість здобувачів освіти які проживають в гуртожитку.

Цей вид притоків взимку відсутній.

Q₄ - Експлуатаційні тепло притоки

Експлуатаційні тепло притоки визначаються як сума тепло приток (кВт) окремих видів:

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

q₁ тепло приплив від освітлення (кВт) розраховуємо за формулою:

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

де, A - теплоти. виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м² площі підлоги, Вт/м ;

F - площа камери, м²

A = 20 Вт/м.

$$q_1 = 1050 * 6 * 20 / 1000 = 126 \text{ кВт}$$

q₂ тепло приплив від здобувачів освіти та викладачів (кВт)

$$q_2 = 0,068 * n \quad (3.8)$$

$$q_2 = 0,068 * 430 = 29,24 \text{ кВт}$$

де, 0,068 - тепловиділення однієї людини, кВт;

n - кількість здобувачів освіти - 430 осіб.

q₃ - тепло приплив від працюючих електроприладів (кВт) при розташуванні електроприладів в приміщенні, що охолоджується, визначаємо за

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

формулою:

$$q_3 = N_{\Sigma}, \text{кВт} * 0.1 \quad (3.9)$$

де, N_{Σ} - сумарна потужність електроприладів, кВт

у попередніх розрахунках можна орієнтовно приймати $0,1 N_{\Sigma}$ кВт

264 кімнати оснащені холодильниками потужністю 0,3 кВт.

Помивочні кімнати 16 шт оснащені бойлерами 2 кВт .

$$q_3 = 0.1 * (246 * 0.3 + 16 * 2) = 11,1 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = 126 + 29,24 + 11,1 = 166,3 \text{ кВт}$$

$$\text{Загалом } \Sigma Q = 183,3 + 107,5 + 166,3 = 457,14 \text{ кВт}$$

3.3 Розраховуємо кількість вологопотоків

Вологопоток від людей:

$$W_{\text{л}} = 19.4 * n = 19.4 * 430 / 10^6 = 0,0083 \text{ кг/с}$$

де $w = 19,4 * 10^{-6}$ волого приплив від однієї людини .

Вологопоток від вентиляції:

$$W_{\text{вент}} = L * \rho * n * (d_{\text{н}} - d_{\text{п}}) = 430 * 25 * 1,2 * (11,7 - 8,5) / 3600 * 10^{-3} = 0,011 \text{ кг/с}$$

$$\Sigma W = 0,0083 + 0,011 = 0,0193 \text{ кг/с}$$

3.4 Розрахунок сумарних тепло- і вологоприпливів

Теплоприпливи влітку:

$$Q_{\text{загалом}}^{\text{л}} = 457,14 \text{ кВт}$$

Теплоприпливи взимку:

$$Q_{\text{загалом}}^{\text{з}} = 1,2 + 166,3 + 11,1 = 178,6 \text{ кВт}$$

Вологопоток влітку.

$$W_{\text{заг}}^{\text{л}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вент}} = 0,0193 \text{ кг/с}$$

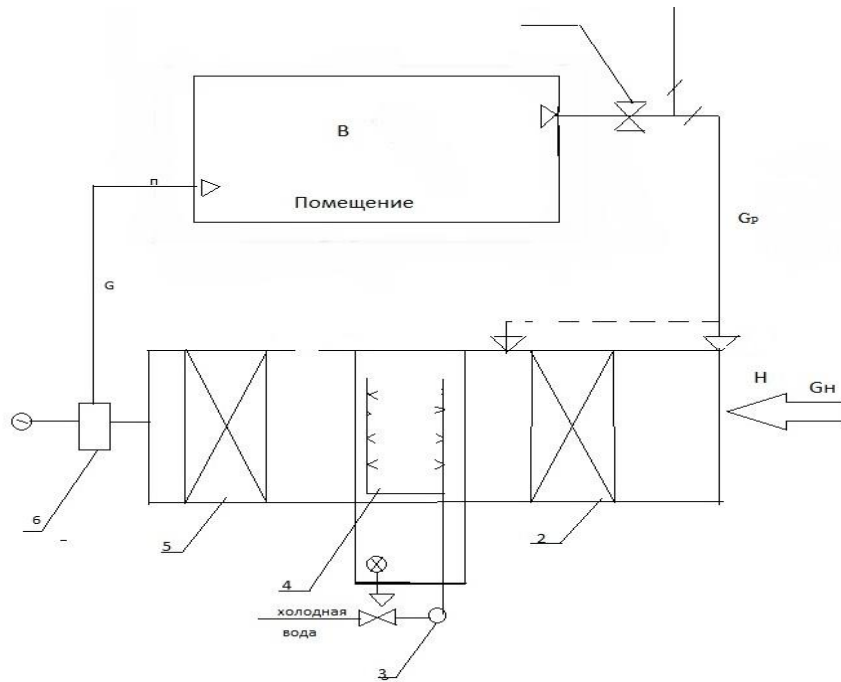
Вологопоток взимку.

$$W_{\text{заг}}^{\text{з}} = W_{\text{л}} = 0.0083 \text{ кг/с}$$

3.5 Визначення витрати повітря припливної установки

В даному проекті застосовуємо систему кондиціонування повітря з однією рециркуляцією.

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Мал. 3.2 Система кондиціонування повітря із застосуванням першої рециркуляції:

- 1 – рециркуляційний вентилятор;
- 2 - повітрянагрівач 1-го підігріву;
- 3-насос;
- 4 – камера зрошення;
- 5 - повітрянагрівач 2-го підігріву;
- 6 - вентиляційний агрегат кондиціонера

У теплий період року з метою економії холоду зовнішнє повітря поєднується з більш холодним внутрішнім повітрям. Суміш очищається у фільтрі, охолоджується та осушується в камері зрошення, а потім, при необхідності, нагрівається у повітрянагрівачі другого підігріву.

Оброблене повітря подається в приміщення з параметрами припливного повітря. У приміщенні припливне повітря асимілює тепло- і вологонадлишки, його параметри зрівнюються з параметрами внутрішнього повітря. Частина повітря, що видаляється з приміщення, повертається на рециркуляцію, залишок видаляється назовні.

У холодний період з метою економії теплоти суміш теплого повітря приміщення і холодного зовнішнього очищається у фільтрі- і перегрівається в повітрянагрівачі першого підігріву, обробляється в

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

камері зрошення, підігривається в повітронагрівачі другого підігріву до необхідних параметрів припливного повітря і надходить у приміщення. Кількість зовнішнього повітря G_3 , кг/ч,

$$G_3 = L * \rho * n \quad (3.10)$$

де, L - витрата повітря, що визначена нормою поповнення за годину на одну людину, кг/ч.

$$G_3 = 430 * 25 / 3600 = 8958 \text{ м}^3/\text{год} = 2,98 \text{ кг/с}$$

Будуємо на h,d - діаграмі процес кондиціонування повітря для теплого періоду року з однією рециркуляцією. Визначаємо витрати припливного повітря, теплоти та холоду для здійснення процесів нагріву, осушення та охолодження повітря.

Вихідні дані параметри зовнішнього повітря

- температура $t = 22^\circ\text{C}$
- відносна вологість $\varphi = 50\%$.

3.6 Побудова в h,d - діаграмі процесів обробки повітря

Будуємо на h,d - діаграма процес кондиціонування повітря в теплий період року при схемі його обробки з однією рециркуляцією для громадського приміщення.

Визначаємо витрати припливного G , кг/ч, и рециркуляційного повітря G_p , кг/ч, витрати теплоти Q_1 , кВт, и холоду Q_x кВт, а також кількість води, що сконденсувалася M , кг/ч, за наступних умов.

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

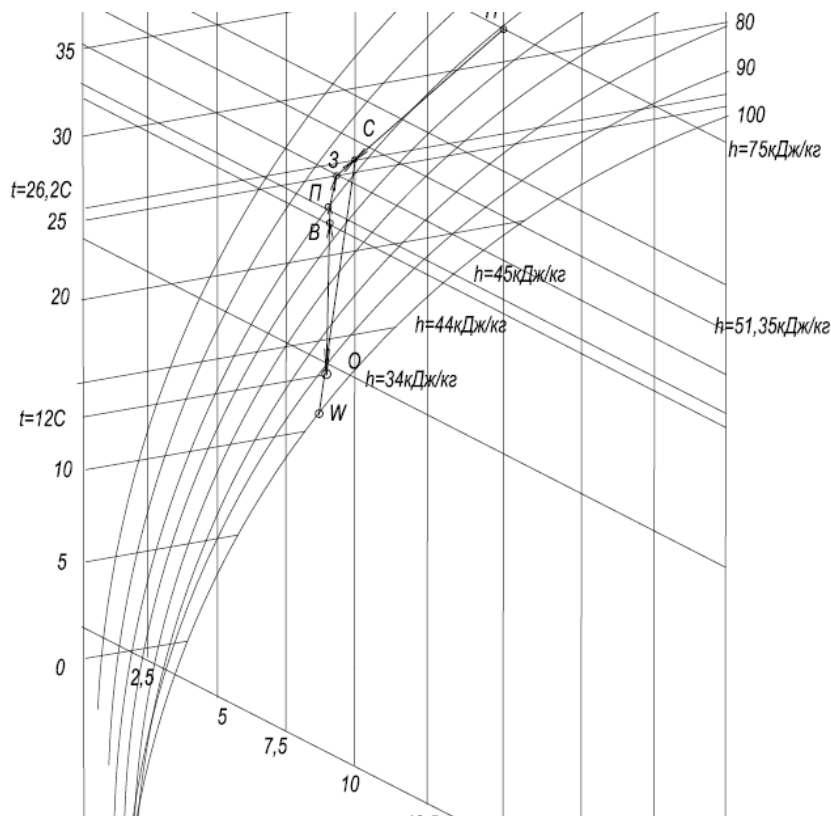


Рис. 3.3

Будуємо на h,d - діаграмі зміни стану повітря при його обробці у кондиціонері з першою рециркуляцією для теплого періоду року
вихідні данні внутрішнього повітря:

- питома ентальпія $h_{пр} = 45$ кДж/кг;
- надлишкове тепло $Q_n = 457140$ Вт;
- вологовиділення у приміщенні $M_{заг} = 0.0193$ кг/с ;
- температура припливного повітря $t_{пр} = 22^\circ\text{C}$;

вихідні данні зовнішнього повітря:

- питома ентальпія $h_n = 75$ кДж/кг; - температура $t_n = 32^\circ\text{C}$;

На h,d -діаграмі знаходимо точку Π , $t_n = 22^\circ\text{C}$, $\phi_n=50\%$, що відповідає параметрам припливного повітря в приміщення

$$h_{\Pi} = 45 \text{ кДж/кг}; \quad d_{\Pi} = 8,4 \text{ г/кг}$$

На h,d -діаграмі знаходимо точку H , що відповідає параметрам зовнішнього повітря: $t_n = 32^\circ\text{C}$; $\phi = 56\%$ знаходимо недостаючі параметри

$$h_n = 75 \text{ кДж/кг}, \quad d_n = 16,7 \text{ г/кг}$$

Обчислюємо кутовий коефіцієнт променя процесу за формулою:

$$\varepsilon = Q_{\Pi} / W_{\Pi} + 2500 - 2,38 * t_{\Pi} \quad (3.11)$$

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						



Мал. Центральний кондиціонер VTS Klima

Мал. 3.6

Розрахунок зрошувальної (політропічної осушувальної) камери

Визначити питому ентальпію, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, за формулою:

$$h_{\text{нас}} = 9,42 + 1,97 t_{\text{н.в.}} = 9,42 + 1,97 * 8 = 25,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.25)$$

де: $t_{\text{н.в.}}$ = температура води, що подається в зрошувальній камері, °C

Обчислюємо параметр a , що характеризує конструктивні і гідродинамічні особливості камери за формулою:

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

$$a = \frac{56 - 31}{(56 - 25,18)(1 - 0,000716(56 - 25,18) + 0,00351(54 - 25,08))} = 0,748$$

коефіцієнт зрошення, $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$, визначаємо за формулою:

$$M = 0,294 \exp(2,99a) \quad (3.26)$$

$$M = 0,294 \exp(2,99 \times 0,743) = 2,707 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт ефективності зрошувальної камери визначаємо за формулою:

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19M^2) \quad (3.27)$$

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19 \times 2,707^2) = 0,9984$$

Масова витрата води в ОК, $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$, визначаємо за формулою:

$$G_{\text{в}} = L \times \rho \times M \quad (3.28)$$

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

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

$$G_{\text{в}} = 38,1 \times 2,707 = 103,14 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Температуру нагрітої води, °С, визначаємо за формулою:

$$t_{K.B} = t_{H.B} \frac{h_H - h_K}{4,19M} \quad (3.29)$$

$$t_{K.B} = 8 + \frac{56 - 31}{4,19 \times 2.707} = 10,2^\circ\text{C}$$

Знаходимо витрату холодної води через випарник

$$G_{\text{холод}} = G_{\text{води}} * (t_k - t_H) / (t_k - t_x)$$
$$G_{\text{холод}} = 103,14 * (10,2 - 8) / (10,2 - 5) = 43,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрата холоду (теплове навантаження на компресори), кВт, визначаємо за формулою

$$Q_x = L \times p \times (h_{K.B.} - h_{H.B.}) \quad (3.30)$$
$$Q_x = 43,6 \times 4,19 \times 2,89 = 528 \text{ кВт}$$

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

Визначення навантаження на компресор та випарник

Розрахункова холодопродуктивність для підбору компресора:

$$Q_o = \frac{\Sigma Q_{\text{км}} * 1,12}{0,9}, \text{ кВт} \quad (3.31)$$

$$Q_o = \frac{655,32 \cdot 1,12}{0,90} = 815,5 \text{ кВт}$$

Вибір температурних режимів роботи холодильної машини

Температура кипіння розраховується за формулою:

$$t_o = t_{\text{вых}} - (1 \div 2)^\circ\text{C} \quad (3.32)$$

$$t_o = 6 - 1 = 5^\circ\text{C}$$

Температура конденсації розраховується за формулою:

$$t_k = t_{\text{наруж}} + 10^\circ\text{C} \quad (3.33)$$

$$t_k = 32 + 10 = 42^\circ\text{C}$$

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибір температурних режимів роботи холодильної машини

Температура кипіння розраховується за формулою:

$$t_o = t_{\text{внх}} - 1^\circ\text{C} \quad (3.20)$$

$$t_o = 6 - 1 = 5^\circ\text{C}$$

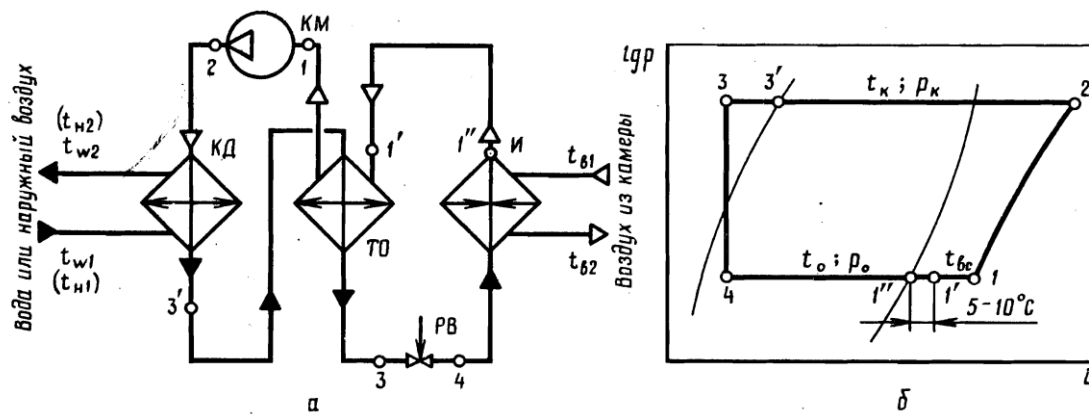
Температура конденсації розраховується за формулою:

$$t_k = t_{\text{нарж}} + 10^\circ\text{C} \quad (3.21)$$

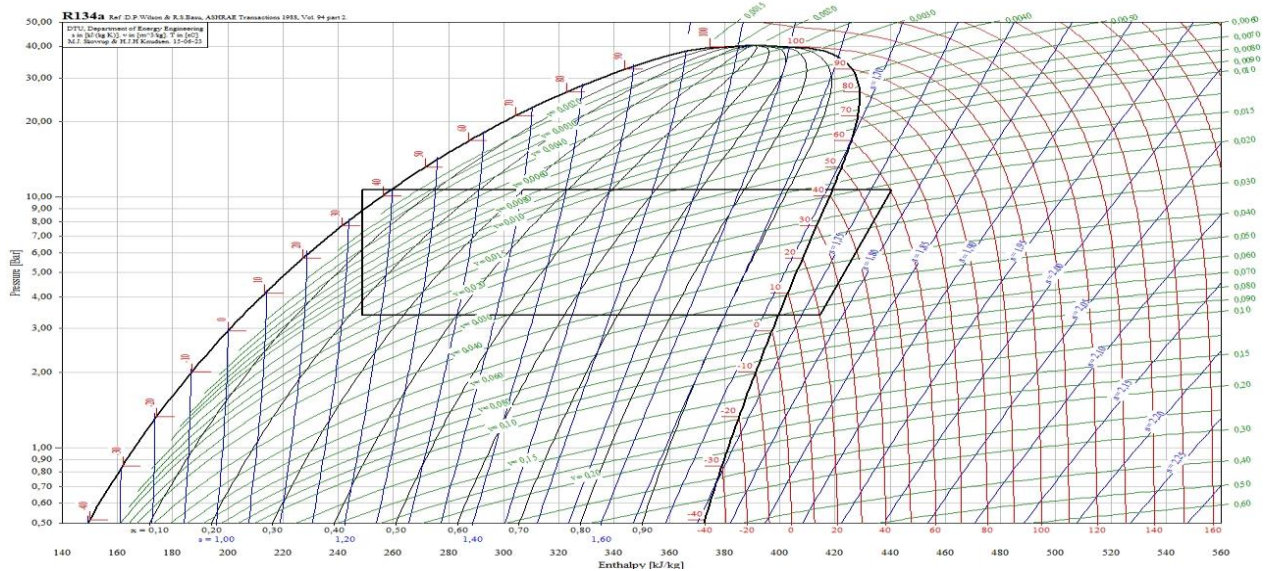
$$t_k = 32 + 10 = 42^\circ\text{C}$$

Побудова циклів холодильної машини і зняття параметрів вузлових точок зображення:

- 1) схема холодильної машини;
- 2) цикл холодильної машини в i -lg P діаграмі



Мал. 3.4



Мал. 3.5

Таблиця 3.2 Параметри вузлових крапок циклу хладонової холодильної машини

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

БКВ 04.029.000 ДП ПЗ

№ крапки	Температура °С	Тиск МПа	ентальпія кДж/ кг	Питомий об'єм м³/кг
1''	5	0,3496	400	
1'	10	0,3496	405	
1	25	0,3496	419	0,06412
2	64	1,0072	444	
3/	42	1,0072	260	
3	33	1,0072	246	
4	5	0,3496	246	

Тепловий розрахунок і підбор компресора

Розрахунок одноступінчастого компресора.

Визначаємо холодопродуктивність (у кДж) 1 кг холодоагенту

$$q_o = i_{1''} - i_4 \quad (3.22)$$

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

$$M_{mp} = \frac{Q_o}{q_o}, \text{ кг/с} \quad (3.23)$$

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

$$Vq = M_{mp} v_1 \quad (3.24)$$

де: v_1 - питомий обсяг усмоктуваної пари, м³/кг

Визначаємо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора (у м³/с)

$$V_{mp} = \frac{Vq}{\lambda} \quad (3.25)$$

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

$$\lambda = \lambda_i * \lambda_\omega \quad (3.26)$$

$$\lambda_i = \frac{p_o - \Delta p_{ec} - c}{p_o} * \left(\frac{p_k + \Delta p_n - p_o - \Delta p_{ec}}{p_o} \right) \quad (3.27)$$

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ				

$$\lambda_{\omega} = \frac{T_o}{T_k} \quad (3.28)$$

Підбираємо компресор марки Bitzer

Дійсна масова витрата х/а компресорі

$$\Sigma M_{км} = \frac{\lambda * \Sigma V_{км}}{\nu_1} \quad (3.29)$$

Сумарна холодопроизводительность

$$\Sigma Q_o = \Sigma M * q_o \quad (3.30)$$

Визначаємо дійсну (адіабатну) потужність компресора (у кВт)

$$N_T = \Sigma M_{км} * (h_2 - h_1) \quad (3.31)$$

Визначаємо індикаторну потужність, витрачену на стиск пар, (у кВт)

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} \quad (3.32)$$

де: η_i - індикаторний КПД,

Визначаємо ефективну потужність на валу компресора (до Вт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} \quad (3.33)$$

де: η - механічний КПД компресора

Визначаємо електричну потужність, споживану електродвигуном компресора

$$N_{эл} = \frac{N_e}{\eta_{эл}} \quad (3.34)$$

де: - КПД електродвигуна компресора

Визначаємо тепловий потік (у кВт) у конденсатор :

$$Q_{кд} = Q_o + N_i \quad (3.35)$$

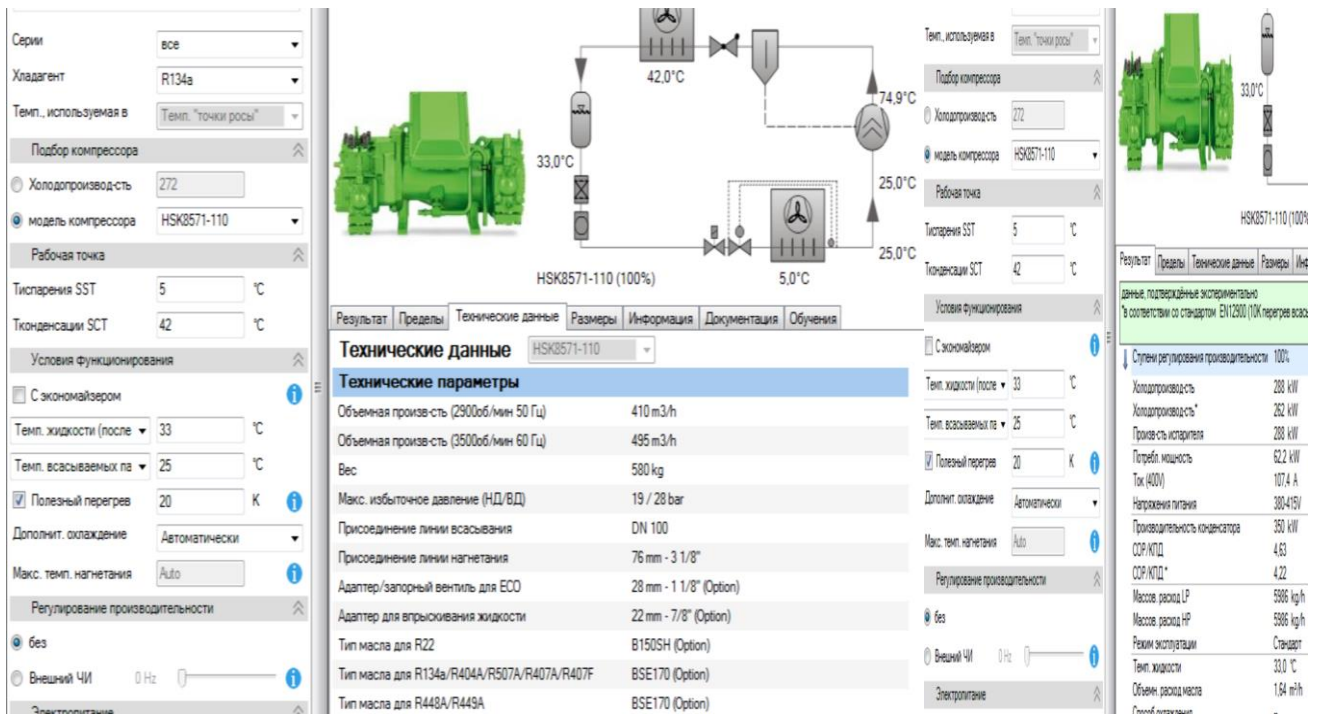
Всі розрахунки зводимо в таблицю

Таблиця 3.3 розрахунок винтового компресора

режим t =	q _o кДж/кг	Q _o кВт	M _T кг/с	V _д 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
5	173	815,5	4,714	0,302	0,355	0,85	HSK8571	3	0,342	4,530	783,7	115,5	154,01	188	220,97	938
							-110									

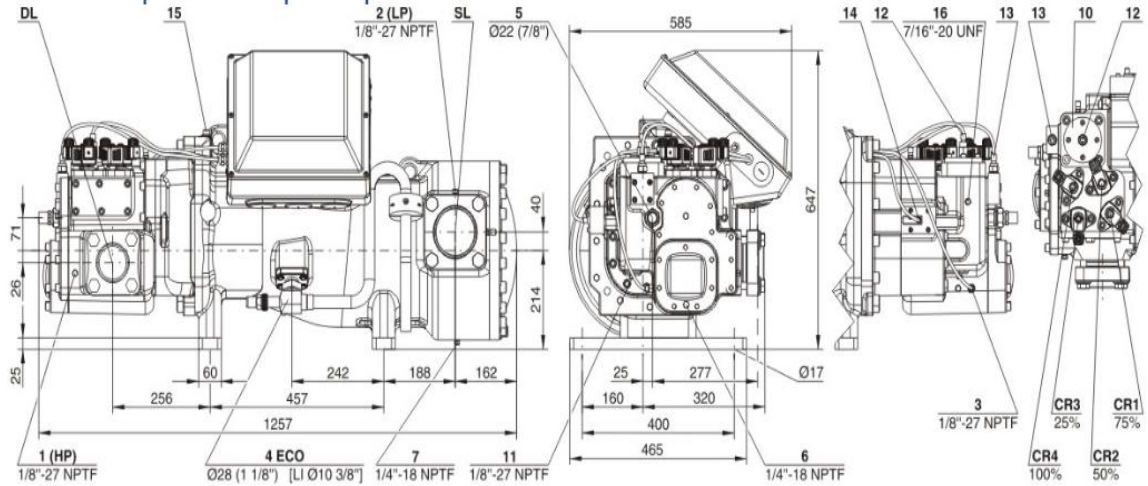
					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ											Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата												

за витратою холодильного агенту в одиницю часу 0,355 м³/с підбираємо три напівгерметичних хладонових винтових компресора фірми Bitzer HSK8571 -110



Мал. 3.5

Схема-чертеж компрессора Bitzer HSK 8571-110:



Мал.3.6 габаритні розміри компресора

Таблиця 3.4 Технічна характеристика хладонового полугерметичного винтового компресора

									Арк.
БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ									
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Показники	
Холодопродуктивність кВт	288
Обємна витрата, м ³ /сек	0,11388
Зарядка маслом, дм ³	19
Потужність, кВт	62,2
Тип масла	BSE 170

Тепловий розрахунок і підбір конденсаторів

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta t}; \quad (3.36)$$

де Q_k - сумарний тепловий потік у КД від усіх груп компресорів, кВт
 k – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, Вт/м²К;
 приймаємо $k=20$ Вт/м²К — для повітряних конденсаторів,
 Δt - різниця температур, °С

$$F = \frac{938 \cdot 10^3}{20 \cdot (42 - 32)} = 4190 \text{ м}^2;$$

Кол. устр-в	Модель	Мощность кВт	Запас %	дБ(A)	Разл. дБ(A)	Расх. воздуха м3/ч	
1	ACVR904B	244,75	-21,8	43,0	+0,0	80351	1,00
1	ACVR904C	256,39	-18,1	43,0	+0,0	76957	1,10
1	ACVR905B	304,54	-2,7	43,0	+0,0	100482	1,19
1	ACVR905C	319,72	+2,1	43,0	+0,0	96249	1,33
1	ACVR906B	364,32	+16,4	44,0	+0,0	120613	1,39

Мал.3.7

Приймаємо до установок три повітряних конденсатора фірми ALFA LAVAL марки ACVR 905 C

Тип оборудования	ALFAGREEN/V	
Модель	1 x ACVR905C - T	
Требуемая мощность	313,00	kW
Запас	2,1	%
Рассчитанная нагрузка	319,72	kW
Высота(над урвн. моря)	0	m
Электродвигатель	2v-3Ph	
Длина	6870	mm
Высота	2210	mm
Глубина	2230	mm
Стандартный вес	2125	kg
Тип расчета	Расчет / СТАНДАРТНЫЙ	
Переохладитель	Нет	
Линия	1	
NC	168	
Тепловые данные		
Хладагент	R134a	
Температура воздуха Вх/Вых	32,0 / 41,2	°C
Температура конденсации	42,0	°C
Разность температур	10,0	°C
Данные вентилятора (для 1 шт.)		
Расх. воздуха: Высокий	96248	m3/h
Кол-во вентиляторов	10	-
Диаметр вентилятора	910	mm
Скорость вращения	390	1/min
Общий шум (10,0 m)	43,0	dB(A)
Потребление энергии	2700	W
Напряжение	400(D)	V
Ток	7,00	A
Данные теплообменника		
Материал трубы	Cu	
Материал ламели	Al	
Расстояние м-ду ламелями	2,1	mm
Поверхность	3219,6	m2
Внутр. объем	278	dm3
Патрубки (Вх - Вых)	2x90 - 2x76	
	Та же сторона	

Мал.3.8

Таблица 3.5 Техническая характеристика конденсатора

Марка	Габаритні розміри			Розрахунок ве теплове навантажен ня, кВт	Площа теплообмін ної	Внутрішній об'єм, дм ³	Потужність вентилятор а, кВт	Вага, кг
	Довжина, м	Висота, мм	Ширина, м					
ACVR905 C				313	3219	278	2.7*10	2125

Тепловий розрахунок і підбір випарника

Площа теплообмінної поверхні випарника розраховується за формулою:

$$F = \frac{Q_{об}}{k \Delta t} = \frac{Q_{об}}{q_f} \quad (3.37)$$

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

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

Δt – Різниця температур між кип'ящим / а іхладоносителем, °C.

									Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ				

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

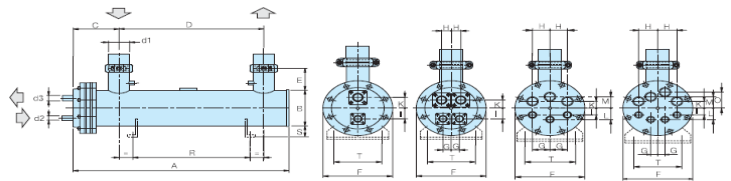
$$F = \frac{655.32}{2500} = 326 \text{ м}^2$$

Підбираємо три випарника марки Dryplus-3 DXD- 240



200-240 кВт

Номинальные условия	Модель	DXS200 – DXD200 DXT200 – DXQ200		DXS240 – DXD240 DXT240 – DXQ240	
		Охлаждение: R407c Тем. испарения = 12°C Тем. конденсации = 75°C Тем. вх. воды = 45,26°C Тем. вх. пара = 2,73°C ΔТперегр = 3К, ΔТперохл = 5К Смазочное масло ISO68	Q_{th} [кВт]	200	240
	W_{th} [м³/ч]	34,2	41,1		
	W_{max} [м³/ч]	41	43		
	Δp_{th} [бар]	0,38	0,50		



Мал. 3.9

Модель		DKS 200	DXD 200	DXT 200	DXQ 200	DKS 240	DXD 240	DXT 240	DXQ 240	
Размеры	A	мм	2320	2320	2312	2312	2620	2620	2612	2612
	B	мм	219	219	219	219	219	219	219	219
	C	мм	200	200	192	192	200	200	192	192
	D	мм	2000	2000	2000	2000	2300	2300	2300	2300
	E	мм	150	150	150	150	150	150	150	150
	F	мм	310	310	310	310	310	310	310	310
	G	мм	–	42	65	21	–	42	65	21
	H	мм	–	46	65	75	–	46	65	75
	K	мм	46	36	35	36	46	36	35	36
	I	мм	55	44	35	42	55	44	35	42
	L	мм	–	–	55	50	–	–	55	50
	M	мм	–	–	65	42	–	–	65	42
	O	мм	–	–	–	75	–	–	–	75
Опоры	R	мм	1600	1600	1600	1600	1800	1800	1800	1800
	S	мм	80	80	80	80	80	80	80	80
	T	мм	260	260	260	260	260	260	260	260
Соединения	d1	–	J4	J4	J4	J4	J4	J4	J4	J4
	d2	–	FA-35	RC-35	WA-22	WA-22	FA-35	RC-35	WA-22	WA-22
	d3	–	FB-67	FA-54	WA-42	WA-35	FB-67	FA-54	WA-42	WA-35
Объемы – Вес	V _я	дм³	23,7	23,7	23,7	23,7	26,8	26,8	26,8	26,8
	V _{H2O}	дм³	49,3	49,3	49,3	49,3	56	56	56	56
	P	кг	157	157	157	157	175	175	175	175
Категория PED*			II	II	II	I	II	II	II	I

* Категория PED согласно директиве Евросоюза 97/23/ЕС

Категория относится к использованию жидкостей группы 2 при стандартном значении температуры.

Q_n номинальная мощность охлаждения
 W_n номинальная скорость потока воды
 W_m максимальная скорость потока воды

Δp_n номинальный перепад давлений (со стороны воды)
 $\Delta T_{\text{перохл}}$ переохлаждение
 $\Delta T_{\text{перегр}}$ перегрев

Мал. 3.10

Таблица 3.6-

Характеристики выпарювача

Марка	Кожухотрубний выпарювач Dryplus-3	DXD240
-------	-----------------------------------	--------

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04.029.000 ДП ПЗ					

Теплове навантаження, кВт	240
Габаритні розміри, мм	
Діаметр кожуха, мм	219
Довжина кожуха, мм	2320
Ємність холодильного агенту, дм.куб	26,8
маса, кг	157

Розрахунок і підбір допоміжного обладнання

Лінійний ресивер

$$V_{\text{лр}} = \frac{0.6 * V_{\text{исп}}}{0.5} * 1,2 = 1,44 * V_{\text{исп}} \quad (3.38)$$

де $V_{\text{вип.}}$ - місткість випарювальної системи кожухотрубний випарювач Dryplus-3 DXD240= 0,0268*3=0,0804 м³

1,44 - коефіцієнт, що враховує норму заповнення лінійного ресивера при нижній подачі х / а для режиму $t_0 = + 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$\Sigma V_{\text{в/о}}$	$V_{\text{лр}}$
0,0804	0,12

Підбираємо три лінійних ресивери місткістю 40 дм³

Регенеративний теплообмінник

Теплообмінники підбираються по площі теплообмінної поверхні змійовика

Теплове навантаження на теплообмінник, кВт

(3.39)

$$Q_{\text{т.о.}} = m \cdot (h_3 - h_{3'}) = m \cdot (h_1 - h_1')$$

(3.40)

$$Q_{\text{РТО}_{t_0=-10}} = 4.53 * (260 - 246) = 4.53 * (419 - 405) = 62.4 \text{ кВт}$$

$$F_{\text{пто.}} = \frac{62.4 \times 10^3}{290 \cdot 20} = 17.2 \text{ м}^2$$

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбираємо **три** регенеративних теплообмінника з площею теплообмінної поверхні по 6 м².

3.9 Розрахунок обладнання вентиляційної системи

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

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

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

При розрахунку систем повітророзподілення виконуємо наступні умови:

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

По кожній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітроводу;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де П1 - лінія приточної магістралі в навчальному корпусі,

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600 / \rho, \quad (3.55)$$

де, ρ - щільність повітря, кг/ м³

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = 13,0 \cdot 3600 / 1,4 = 33428 \text{ м}^3/\text{год, зима}$$

$$L_1 = 13,0 \cdot 3600 / 1,18 = 39661 \text{ м}^3/\text{год, літо} \quad (3.56)$$

4. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

4.1 Основні види робіт по установці промислових кондиціонерів

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 чілер-центральний кондиціонер (це так звані «кондиціонери на воді»), для роботи

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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, чілера, 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.

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.

									Арк.	
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ					

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 скловолосна.

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.

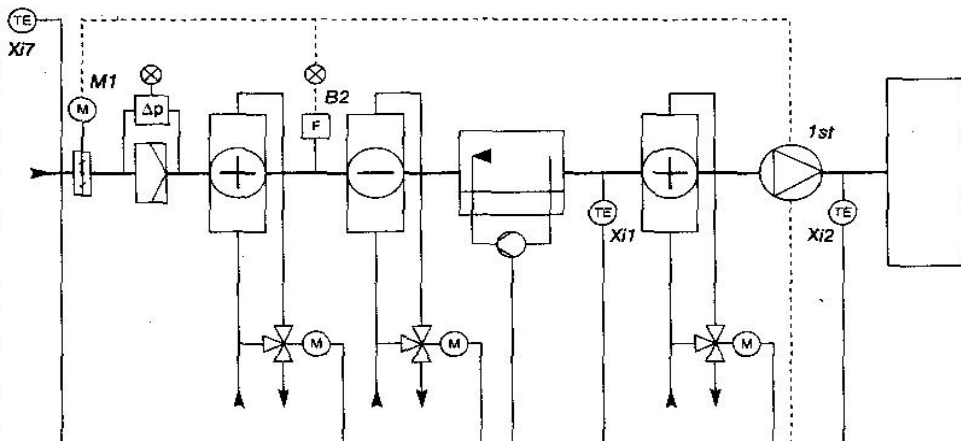
Теплові утилізатори

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.

Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



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 зволоженим термометром. Підтримка необхідної вологості в режимі осушення забезпечується послідовним охолодженням і нагріванням (у теплообміннику другого підігріву).

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

										Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

й високому тискові. При спрацьовуванні захисту чиллер автоматично відключається й може бути запущений після усунення неполадок.

7. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					БКВ 04. 029. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

