

**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. 006. 000 ДП**

**ЗЯЙКО АНДРІЙ**  
**МИКОЛАЙОВИЧ**

**м. Одеса - 2023 р.**

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

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

### **БКВ 04. 006. 000 ДП**

До дипломного проекту на тему:  
Розробка дахового кондиціонера для автоцентру «Тайота» площею  
2300 м<sup>2</sup> м. Київ.

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки  
на \_\_\_\_\_ сторінках та графічного матеріалу на 3 аркушах.

Дипломник \_\_\_\_\_ (Зяйко А.М.)

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)

#### **Консультанти:**

з економічної частини \_\_\_\_\_ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

з охорони праці \_\_\_\_\_ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню  
вимог ЄСКД \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

До захисту допущено  
Голова предметної комісії \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р. Протокол ЕК № \_\_\_\_\_  
Оцінка ЕК \_\_\_\_\_

Секретар ЕК \_\_\_\_\_

**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 І.В.  
“20” лютого 2023 р.

**ЗАВДАННЯ**

**до дипломного проектування**

Прізвище, ім'я та по батькові: Зяйко Андрій Миколайовича  
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»  
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: Розробка дахового кондиціонера для автоцентру «Тайота» площею 2300 м<sup>2</sup> м. Київ.

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

Вихідні дані для проекту: температура літня 32 °С  
відносна вологість повітря літня 62 %

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

**Вступ**

**1. Загальна частина**

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

**2. Розрахунково-конструкторська частина**

- 2.1 Розрахункові дані проекту
- 2.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 2.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 2.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 2.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 2.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 2.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 2.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 2.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

**3. Організаційна частина**

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

**4. Економічна частина**

**5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях**

**6. Використана література**

## Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

## Графік виконання проекту

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

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедрою \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)



Форма	Зона	Поз	Позначення	Назва	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
			БКВ 04. 006. 000. ДП	<u>Дипломний проект</u>		
A4		1	БКВ 04. 006. 000. ДП ПЗ	Пояснювальна записка	1	
				<u>Креслення</u>		
A1		1	БКВ 04. 006. 001. ДП БК	План та розріз	1	
A1		2	БКВ 04. 006. 002. ДП С7	Розводка повітропроводів		
				системи кондиціонування і	1	
				вентиляції повітря (СК і ВП)		
A1		3	БКВ 04. 006. 003. ДП С2	Схема автоматизації СК і ВП	1	
A1		4	БКВ 04. 006. 004. ДП БК	Припливно-витяжна установка	1	

					<b>БКВ 04. 006. 000. ДП</b>					
Зм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата				Літера	Аркуш	Аркуші
Розробив	Зяйко				Розробка дахового кондиціонера для автоцентру «Тайота» площею 2300 м2 м. Київ.			Н	Д	П
Перевір.	Бригадир									
Н. контр.	Волянська							<b>ВСП «ОТФК ОНТУ», 2023</b>		
Затв.	Беркань									

## ЗМІСТ

### Вступ

#### 1. Загальна частина

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

#### 2. Розрахунково-конструкторська частина

- 2.1 Розрахункові дані проєкту
- 2.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 2.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 2.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 2.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 2.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 2.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 2.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 2.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

#### 3. Організаційна частина

- 3.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціонування і вентиляції повітря

#### 4. Економічна частина

#### 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

#### 6. Використана література

					<i>БКВ 04.006.000.00 ДП.ПЗ</i>			
Зм	А	№ докум.	Підп	Дат				
Розроб		Зяйко			Розробка дахового кондиціонера для автоцентру «Тайота» площею 2300 м <sup>2</sup> м. Київ.	Літ.	Арку	Аркушів
Переві		Бригадир Л.Г						
Н.конт		Волянська С				ВСП «ОТФК ОНТУ» БКВ-04		
Затв.		Хмельнюк						



- принципом розташування кондиціонера по відношенню до приміщення, що обслуговується, — центральні та місцеві;
- наявністю власного (тобто такого, що входить до конструкції кондиціонера) джерела тепла та холоду – автономні та неавтономні;
- принципом дії — прямоточні, рециркуляційні та комбіновані;
- регулювання вихідних параметрів кондиційованого повітря — з якісним (однотрубним) та кількісним (двотрубним) регулюванням;
- ступенем забезпечення метеорологічних умов у приміщенні, що обслуговується — I-го, II-го та III-го класу;
- кількістю приміщень, що обслуговуються (локальних зон) — однозональні та багатозональні;
- тиском, який розвивається вентиляторами кондиціонерів: низького, середнього та високого тиску.

Також існують різноманітні системи кондиціонування, що обслуговують спеціальні технологічні процеси, включаючи системи зі змінними в часі (за певною програмою) метеорологічними параметрами.

Комфортні СКП призначені для створення та автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти та швидкості руху повітря, які відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам для житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель чи приміщень. Технологічні СКП призначені для забезпечення параметрів повітря, які максимальним чином відповідають вимогам виробництва. Технологічне кондиціонування в приміщеннях, де знаходяться люди, здійснюється з урахуванням санітарно-гігієнічних вимог до стану повітряного середовища.

Центральні СКП постачаються ззовні холодом (який доставляється холодною водою чи холодоагентом), теплом (яке доставляється гарячою водою, паром або електроенергією) та електричною енергією для приводу електродвигунів

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вентиляторів, насосів та ін. Центральні СКП розташовані за межами обслуговуваних приміщень та кондиціонують одне велике приміщення, декілька зон такого приміщення або багато окремих приміщень. Інколи декілька центральних кондиціонерів обслуговують одне приміщення великих розмірів (виробничий цех, театральний зал, закритий стадіон або каток). Центральні СКП облаштовуються центральними неавтономними кондиціонерами, які виготовляються за базовими (типовими) схемами компонування обладнання та їх модифікаціями.

Центральні СКП мають наступні переваги:

- ефективна підтримка заданої температури та відносної вологості повітря в приміщеннях;
- зосередження обладнання, яке потребує систематичного обслуговування та ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі і т.д.);
- можливості забезпечення ефективного шумо- та вібропоглинання.

З допомогою центральних СКП, за умови належної акустичної обробки повітропроводів, облаштування глушників шуму та поглиначів вібрації, можливо досягнути найнижчих рівнів шуму в спецприміщеннях типу телерадіостудій.

Незважаючи на низку переваг центральних СКП, слід зазначити, що великі габарити та проведення складних будівельно-монтажних робіт зі встановлення кондиціонерів, прокладання повітропроводів та трубопроводів, часто призводять до неможливості застосування таких систем в існуючих реконструйованих будівлях.

Місцеві СКП розробляються на основі автономних та неавтономних кондиціонерів, які встановлюються безпосередньо в обслуговуваних приміщеннях. Перевагою місцевих СКП є простота встановлення та монтажу.

Така система застосовується у великій кількості випадків:

в існуючих житлових та адміністративних будівлях для підтримки теплового мікроклімату в окремих офісних приміщеннях або в житлових кімнатах;

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у заново збудованих будівлях для окремих кімнат, режим споживання холоду в яких значно відрізняється від такого режиму в більшості інших кімнат, наприклад, у серверних та інших кімнатах адміністративних будівель, які насичені тепловиділяючою технікою (подача свіжого повітря та видалення витяжного повітря при цьому виконується, як правило, центральними системами припливно-витяжної вентиляції);

у заново збудованих будівлях, якщо підтримка оптимальних теплових умов вимагається у невеликій кількості приміщень, наприклад, в обмеженій кількості номерів-люкс невеликого готелю;

у великих приміщеннях, як існуючих, так і заново збудованих будівель: кафе та ресторанах, магазинах, проектних залах, аудиторіях і т.д.

Автономні СКП постачаються ззовні лише електричною енергією, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери і т.д. Такі кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, які працюють, як правило, на фреоні 22.

Автономні системи охолоджують та осушують повітря, для чого вентилятор продуває рециркуляційне повітря крізь поверхневі охолоджувачі повітря, котрими є випарники холодильних машин, а в перехідний та зимовий час вони можуть здійснювати підігрів повітря за допомогою електричних підігрівачів або шляхом реверсування роботи холодильної машини за циклом так званого «теплого насоса». Найбільш простим варіантом, який надає децентралізоване забезпечення температурних умов в приміщеннях, можна вважати застосування кондиціонерів спліт-систем.

Неавтономні СКП поділяються на:

повітряні, під час використання яких до обслуговуваного приміщення подається лише повітря (міні-центральні кондиціонери);

водо-повітряні, під час використання яких до кондиційованих приміщень підводяться повітря та вода, які несуть тепло чи холод, або і одне, й інше разом

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

взяті (системи чілерів-фанкойлів, центральні кондиціонери з місцевими доводчиками і т.д.).

Однозональні центральні СКП застосовуються для обслуговування великих приміщень із відносно рівномірним розподілом тепла, виділень вологи, наприклад, великих залів кінотеатрів, аудиторій і т.д. Такі СКП, як правило, комплектуються пристроями для утилізації тепла (теплоутилізаторами) або змішувальними камерами для використання в обслуговуваних приміщеннях рециркуляції повітря.

Багатозональні центральні СКП застосовуються для обслуговування великих приміщень, у яких обладнання розташоване нерівномірно, а також для обслуговування низки порівняно невеликих приміщень. Такі системи є більш економічними, аніж окремі системи для кожної зони або кожного приміщення. Однак, з їх допомогою не може бути досягнутий такий самий ступінь точності підтримки одного чи двох заданих параметрів (вологості та температури), як із допомогою автономних СКП (кондиціонерами спліт- систем і т.д.).

## ВЕНТИЛЯЦІЯ

Вентиляцією називається сукупність заходів та пристроїв, що використовуються при організації повітрообміну, для забезпечення заданого стану повітряного середовища в приміщеннях та на робочих місцях, у відповідності до БНіП (Будівельних норм). Системи вентиляції забезпечують підтримку допустимих метеорологічних параметрів у приміщеннях різноманітного призначення.

При всьому різноманітті систем вентиляції, обумовленому призначенням приміщень, характером технологічного процесу, видом шкідливих виділень і т.д., їх можна класифікувати за наступними характерними ознаками:

способом створення тиску для переміщення повітря (з природним та штучним нагнітанням);

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

призначенням (припливні та витяжні);  
зоною обслуговування (місцеві, а також загальнообмінні);  
конструктивним виконанням (канальні та безканальні).

#### Природна вентиляція

Переміщення повітря в системах природної вентиляції відбувається:

внаслідок різниці температур зовнішнього (атмосферного) повітря та повітря в приміщенні, так званої «аерації»;

внаслідок різниці тисків «повітряного стовпа» між нижнім рівнем (обслуговуваним приміщенням) та верхнім рівнем – витяжним пристроєм (дефлектором), встановленим на даху;

в результаті впливу так званого вітрового тиску.

Аерацію застосовують у цехах зі значними тепловиділеннями, якщо концентрація пилу та шкідливих газів у припливному повітрі не перевищує

30 % від гранично допустимої концентрації в робочій зоні. Аерацію не застосовують, якщо за умовами технології виробництва вимагається попередня обробка припливного повітря, або якщо приплив зовнішнього повітря призводить до утворення туману чи конденсату.

У приміщеннях з великими надлишками тепла повітря є завжди теплішим, ніж зовнішнє. Більш важке зовнішнє повітря, потрапляючи до будівлі, витісняє з неї менш щільне тепле повітря.

При цьому в замкнутому просторі приміщення виникає циркуляція повітря, яка викликається джерелом тепла, подібна до тієї, яку створює вентилятор.

В системах природної вентиляції, в яких переміщення повітря створюється за рахунок різниці тисків повітряного стовпа, мінімальний перепад за висотою між рівнем забору повітря з приміщення та його викидом через дефлектор повинен складати не менше 3 м. При цьому рекомендована довжина горизонтальних ділянок повітропроводів не повинна бути більшою за 3 м, а швидкість повітря в повітропроводах – не перевищувати 1 м/с.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вплив вітрового тиску виражається в тому, що на навітряних (звернених до вітру) сторонах будівлі утворюється підвищений, а на підвітряних сторонах, а іноді й на даху, – понижений тиск (розрідження).

Якщо в огорожах будівлі є прорізи, то з навітряної сторони атмосферне повітря поступає в приміщення, а з підвітряної – виходить з нього, причому швидкість руху повітря в прорізах залежить від швидкості вітру, що обдуває будівлю, а також, відповідно, від величин виникаючих при цьому різниць тисків.

Системи природної вентиляції є відносно простими та не потребують складного високовартісного обладнання, а також витрати електричної енергії. Однак, залежність ефективності цих систем від змінних факторів (температури повітря, напрямку та швидкості вітру), а також невеликий існуючий тиск не дозволяють вирішувати з їх допомогою всі складні та різноманітні завдання в області вентиляції.

#### Механічна вентиляція

В механічних системах вентиляції використовуються обладнання та прилади (вентилятори, електродвигуни, повітрянагрівачі, пиловловлювачі, автоматика та ін.), які дозволяють переміщувати повітря на значні відстані. Витрати електроенергії на їх роботу можуть бути досить великими. Такі системи можуть подавати та видаляти повітря з локальних зон приміщення у необхідній кількості, незалежно від мінливих умов навколишнього повітряного середовища. За необхідності повітря піддають різним видам обробки (очищенню, нагріванню, зволоженню і т.д.), що практично неможливо в системах із природним нагнітанням. На практиці часто передбачають так звану «змішану вентиляцію», тобто одночасно природну та механічну вентиляцію. У кожному конкретному проекті визначається, який тип вентиляції є найкращим у санітарно-гігієнічному відношенні, а також економічно та технічно більш раціональним.

#### Припливна вентиляція

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Припливні системи служать для подачі у вентилязовані приміщення чистого повітря замість видаленого. Припливне повітря у необхідних випадках піддається спеціальній обробці (очищенню, нагріванню, зволоженню і т.д.).

#### Витяжна вентиляція

Витяжна вентиляція видаляє з приміщення (цеху, корпусу) забруднене чи нагріте відпрацьоване повітря. В загальному випадку, в приміщенні передбачаються як припливні, так і витяжні системи. Їх продуктивність повинна бути збалансованою, з урахуванням можливості поступлення повітря в суміжні приміщення або зі суміжних приміщень. У приміщеннях може бути також передбачена лише витяжна або лише припливна система. В такому випадку повітря поступає в дане приміщення ззовні або зі суміжних приміщень через спеціальні прорізи чи видаляється з даного приміщення назовні, або ж перетікає у суміжні приміщення. Як припливна, так і витяжна вентиляція може облаштовуватися на робочому місці (місцева) або для всього приміщення (загальнообмінна).

#### Місцева вентиляція

Місцевою вентиляцією називається така вентиляція, при якій повітря подається на окремі місця (місцева припливна вентиляція), і забруднене повітря видаляється лише з місць утворення шкідливих виділень (місцева витяжна вентиляція).

#### місцева витяжна вентиляція

#### Місцева припливна вентиляція

До місцевої припливної вентиляції відносяться повітряні душі (зосереджений приплив повітря з підвищеною швидкістю). Вони повинні подавати чисте повітря до постійних робочих місць, зменшувати в їх зоні температуру

навколишнього повітря та обдувати робочих, які піддаються інтенсивному тепловому опроміненню.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До місцевої припливної вентиляції відносяться повітряні оазиси – ділянки приміщень, відгороджені від решти приміщення пересувними перегородками висотою 2–2,5 м, у які нагнітається повітря з пониженою температурою. Місцеву припливну вентиляцію застосовують також у вигляді повітряних завіс (біля воріт, печей та ін.), які створюють ніби повітряні перегородки або змінюють напрямки потоків повітря. Місцева вентиляція потребує менших затрат, ніж загальнообмінна. У виробничих приміщеннях при виділенні шкідливих речовин (газів, вологи та ін.) зазвичай застосовують змішану систему вентиляції — загальну для усунення шкідливих речовин у всьому об'ємі приміщення, а також місцеву (місцеві відсмоктування та приплив) для обслуговування робочих місць.

#### Місцева витяжна вентиляція

Місцеву витяжну вентиляцію використовують, коли місця виділення шкідливих речовин у приміщенні є локалізовані, і можливо не допустити їх поширення по всьому приміщенню. Місцева витяжна вентиляція у виробничих приміщеннях забезпечує вловлювання та відведення шкідливих виділень: газів, диму, пилу та частково тепла, яке виділяється від обладнання. Для видалення шкідливих речовин застосовуються місцеві відсмоктувачі (укриття у вигляді шаф, зонти, бортові відсмоктувачі, завіси, укриття у вигляді кожухів біля верстатів та ін.).

Основні вимоги, яким вони повинні задовольняти: місце утворення шкідливих виділень, за можливості, повинно бути повністю закрите; конструкція місцевого відсмоктувача повинна бути такою, щоб відсмоктування не перешкоджало нормальній роботі та не зменшувало продуктивність праці; шкідливі виділення необхідно видаляти з місця їх утворення в напрямку їх природного руху (гарячі гази та пару необхідно видаляти вгору, холодні важкі гази та пил – вниз).

Конструкції місцевих відсмоктувачів поділяються на дві групи: напіввідкриті відсмоктувачі (витяжні шафи, зонти) — об'єми повітря визначаються розрахунком; відкритого типу (бортові відсмоктувачі) — відведення шкідливих ви-

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ділень досягається лише за великих обсягів повітря, що відсмоктується. Основними елементами такої системи є місцеві відсмоктувачі — укриття (МВ), всмоктувальна мережа повітропроводів (ВМ), вентилятор (В) відцентрового або осьового типу, ВШ — витяжна шахта.

При улаштуванні місцевої витяжної вентиляції для вловлювання пиловиділень, повітря, що видаляється з цеху, перед його викидом в атмосферу повинно бути попередньо очищене від пилу. Найбільш складними витяжними системами є такі, в яких передбачена дуже висока ступінь очищення повітря від пилу, зі встановленням послідовно двох або навіть трьох пиловловлювачів (фільтрів).

Метою даного дипломного о проекту є розробка СК і ВП для автосалону на 2300 м<sup>2</sup>, який розташований в м. Київ.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

## 1.1. ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Характеристика будівельних конструкцій:

Місцезнаходження об'єкту - місто Київ. Найменування об'єкту – Автосалон.

Площа 2300 м<sup>2</sup>. Географічна широта - 48°.

### **Початкові дані:**

Місто : Київ

$t_H=30^{\circ}\text{C}$ ,  $h_H=55$  кДж/кг.

Параметри у приміщенні:  $t_B=22^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi_B=50\%$ . Висота приміщення: 4 м.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1.2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У даному проєкті визначаються капітальні витрати на купівлю та встановлення обладнання СК І ВП. Сума коштів на встановлення системи центрального кондиціонування повітря (СК І ВП) та системи повітроводів складається з витрат, пов'язаних з придбанням обладнання, витрат на будівельні, монтажні та налагоджувальні роботи, а також експлуатаційних витрат.

Розраховуються експлуатаційні витрати являють собою поточні витрати, необхідні на монтаж багатозональної системи кондиціонування повітря та підтримання її в робочому стані.

Експлуатаційні витрати включають такі статті витрат:

- допоміжні матеріали (СМ);
- витрати на електроенергію (СЕ);
- витрати на заробітну плату (СЗ) з відрахуваннями до фондів соціального страхування;
- амортизаційні відрахування (СА);
- інші витрати (СПР).

**Загальна сума витрат, необхідні обраної мною системи вентиляції і кондиціонування, становить 2304145 грн**

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

### 2.1 РОЗРАХУНКОВІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б : барометричний тиск  $P = 1010$  мм. рт. стовпа; ентальпія зовнішнього повітря  $h = 62$  кДж/кг; температура зовнішнього повітря  $t = 30$  °С; розрахункова швидкість руху повітря  $v=3,3$ м/с.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

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

температура повітря у приміщенні влітку -  $t_{п} = 23$ °С; температура повітря у приміщенні взимку -  $t_{п} = 19$ °С; відносна вологість повітря у приміщенні влітку -  $\phi_{п} = 60\%$ ; відносна вологість повітря у приміщенні взимку -  $\phi_{п} = 50\%$ ; амплітуда добових коливань температури  $\Delta t = 8,8$ °С.

Стіна північна і східна: штукатурка  $\delta=20$  мм; газобетон  $\delta=400$ мм,  $\lambda=0,15$  Вт/м·К; штукатурка складним розчином  $\delta=20$  мм,  $\lambda=0,98$  Вт/м·К

Кровля: залізобетонна плита  $\delta = 200$  мм,  $\lambda=0,68$  Вт/м·К; штукатурка  $\delta=20$ мм; утеплювач «Ріпор»  $\delta=100$  мм,  $\lambda=0,035$  Вт/м·К.

Стіна південна і західна: стіклоблоки з подвійним склом  $\delta = 2$  мм,  $\lambda=0,76$  Вт/м·К, шар повітря  $\delta = 20$  мм,  $\lambda=0,026$  Вт/м·К

Внутрішні перегородки: штукатурка  $\delta=20$  мм; газобетон  $\delta=200$ мм,  $\lambda=0,15$  Вт/м·К; штукатурка складним розчином  $\delta=20$  мм,  $\lambda=0,98$  Вт/м·К

Підлога: монолітне бетонне покриття  $\delta = 40$  мм,  $\lambda=1,86$  Вт/м·К; армобетонна стяжка  $\delta = 80$  мм,  $\lambda=1,86$  Вт/м·К; плитна теплоізоляція «Ріпор»  $\delta = 80$  мм,  $\lambda=0,035$  Вт/м·К; цементно піщаний розчин  $\delta = 25$  мм,  $\lambda=0,98$  Вт/м·К; бетонна стяжка  $\delta = 120$  мм,  $\lambda=1,86$  Вт/м·К

Згідно прийнятих конструкцій огорожень, коефіцієнт теплопередачі огорожень визначаємо за формулою

$$k_{cm} = \left( \frac{1}{\alpha_{en}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1} \quad (2.1)$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАДХОДЖЕНЬ ОБ'ЄКТУ ЗАВДАННЯ

Теплонадходження через огорожувальні конструкції

Для розрахунку теплонадходжень через огорожувальні конструкції визначаємо коефіцієнт теплопередачі для кожної огорожі за формулою 2.1 . Загальний коефіцієнт теплопередачі багатошарової огорожувальної конструкції з послідовно розташованими шарами розраховують за формулою:

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{(R_H + \sum R_i + R_B) + R_{из}}, \quad (2.2)$$

де  $R_0$ - загальний опір теплопередачі багатошарової огорожувальної конструкції,  $m^2 \cdot K/Вт$ ;

$R_H$  – опір тепловіддачі відповідно до зовнішньої або теплішої сторони огородження;  $m^2 \cdot K/Вт$   $R_H = \frac{1}{\alpha_H}$

$R_i$ - Опір теплопровідності і-го будівельного шару конструкції (крім шару теплоізоляції);  $m^2 \cdot K/Вт$   $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$

$R_B$ - Опір тепловіддачі з внутрішньої сторони огородження;  $m^2 \cdot K/Вт$

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B}$$

$R_{из}$ - Опір теплопровідності термоізоляційного шару;  $m^2 \cdot K/Вт$   $R_{из} = \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}$

$\alpha_H$  і  $\alpha_B$ - коефіцієнти тепловіддачі із зовнішньої та внутрішньої сторони огородження;  $m^2 \cdot K/Вт$

$\delta_i$ - Товщина будівельних шарів конструкції, м;

$\lambda_i$ - Коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції,  $Вт/(m^2.K)$ ;

$\delta_{из}$ - Товщина ізоляційного шару, м;

$\lambda_{из}$ - Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару,  $Вт/(m^2.K)$ .

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі для кожного виду огорожувальної конструкції. При розрахунках значення коефіцієнтів і приймаємо за додатком, згідно  $k_0 \propto \alpha_n \alpha_B$

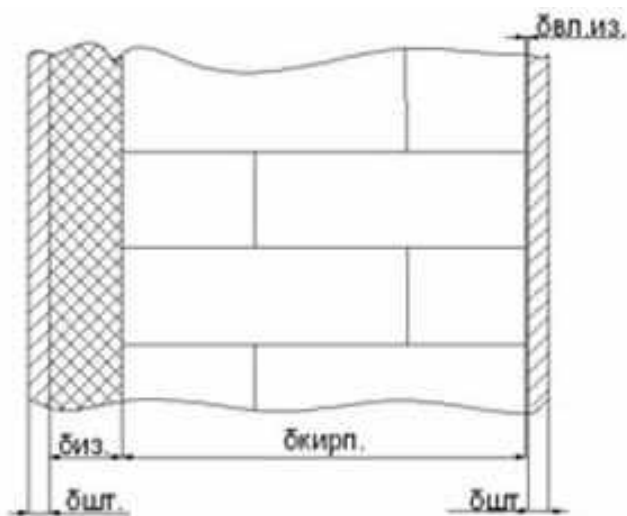


Рисунок 2.1 – Конструкція зовнішньої стіни

Зовнішні стіни із газобетона:  $k_0=0,342 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;

Зовнішня стіна із стеклоблоків:  $k_0=1,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;

Внутрішня перегородка із газобетона:  $k_0=0,728 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;

Покрівля:  $k_0=0,235 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;

Підлога:  $k_0=0,354 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$



Рисунок 2.3 – Конструкція підлоги

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення теплонадходжень у салон в літній період.

Теплонадходження через огороджувальні конструкції  $Q_1$  визначаємо як суму теплонадходжень (через стіни, перегородки, перекриття або покриття, через підлоги, заглиблені стіни підвальних приміщень), викликаних наявністю різниці температур зовні огороження і всередині приміщення  $Q_{1T}$ , що охолоджується, а також теплонадходжень в результаті впливу сонячної радіації  $Q_{1c}$  через покриття і зовнішні:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1c}, \quad (2.2)$$

Теплонадходження через стіни, перегородки, перекриття чи покриття  $Q_{1T}$  (в кВт) розраховуємо за формулою

$$Q_1 = k_d F \theta \cdot 10^{-3} = k_d F (t_n - t_b) 10^{-3}, \quad (2.3)$$

де  $k_d$  – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

F- Розрахункова площа поверхонь огорожі, м<sup>2</sup>;

$\theta$ - Розрахункова різниця температур (температурний напір), °С;

$t_n$ - Розрахункова температура повітря із зовнішнього боку огороження, °С;

$t_b$ - Розрахункова температура повітря всередині приміщення, що охолоджується, °С.

Теплонадходження через підлогу (в кВт), розташовану на ґрунті та має теплоізоляційний шар, розраховуємо за формулою аналогічною формулі 2.3

$$Q_{1T} = k_0 F (t_n - t_b) \cdot m \cdot 10^{-3}$$

де  $k_0$  – коефіцієнт теплопередачі відповідної конструкції підлоги, Вт/( м<sup>2</sup> · К);

F – площа підлоги, м<sup>2</sup>;

m – коефіцієнт, що характеризує зростання термічного опору підлоги при наявності ізоляції

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}, \quad (2.4)$$

де  $\delta$  - товщина окремих шарів конструкції підлоги, м;

$\lambda$  – коефіцієнти теплопровідності матеріалів, що становлять конструкцію підлоги, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Теплонадходження від сонячної радіації  $Q_{1c}$  кондиціоновані приміщення складаються з теплонадходжень через масивні огороження будівель (стіни, покрівлі, покриття і т. д.) і теплонадходжень через світлові прорізи (вікна, вітрини і т. д.), тобто:

$$Q_{1c} = Q_{1c}^{\text{масс}} + Q_{1c}^{\text{свет}}. \quad (2.5)$$

Теплонадходження від сонячної радіації через зовнішні стіни та покриття (кВт) визначають за формулою  $Q_{1c}$

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (2.6)$$

де  $k_d$  – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$F$  – площа поверхні огорожі, що опромінюється сонцем, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_c$  – надлишкова різниця температур, що характеризує дії сонячної радіації влітку, °С.

Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від зони розташування будівлі (географічної широти), характеру поверхні та орієнтації її з обох боків горизонту.

Для плоскої покрівлі надмірна різниця температур залежить тільки від тону фарбування і не залежить від орієнтації та широти. Для плоских покрівель без забарвлення (темних) надмірну різницю температур приймають 17,7°С, з забарвленням світлих тонів 14,9 °С.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку враховуємо теплоту сонячної радіації, що проникає через покрівлю та одну зі стін або з найбільшою поверхнею, або несприятливо орієнтовану.

Визначення температури в неохолоджуваних приміщеннях суміжних з охолоджуваними здійснювалося шляхом укладання теплового балансу приміщення.

Таблиця 2.1 Теплонадходження через огороження

ОГО-НЯ	$k_d$ , Вт/м <sup>2</sup> · К	F, м <sup>2</sup>	F <sub>вік,дв.</sub> , м <sup>2</sup>	$\Delta t$ , оС	$\Delta t_c$ , оС	Q <sub>вік</sub> , Вт/м <sup>2</sup>	Q <sub>1Т</sub> <sup>масс</sup> , кВт	Q <sub>1Т</sub> <sup>свет</sup> , кВт	Q <sub>1С</sub> <sup>свет</sup> , кВт	Q <sub>1</sub> , кВт
<b>Зал автосалону</b>										
Ст.зов.пн.	0,342	16,0	-	30	-	0,437	-	-	-	0,437
Ст.зов.сх.	0,728	64,0	8,0	23	-	0,047	-	-	-	0,047
Ст.вн.сх	0,728	80,0	1,6	23	-	0,058	-	-	-	0,058
Ст.зов.пд.	1,67	160,0	160	30	4,9	2,137	3,00	1,369	48,20	51,506
Ст.вн.зх.	1,67	144,0	140	30	7,2	1,923	3,25	1,731	46,8	50,45
Покриття	0,235	144,0	-	30	14,9	2,592	-	3,502	-	6,09
Підлога	0,354	144,0	-	30	-	4,078	-	-	-	4,078
										112,67
<b>Автомайстерня</b>										
Ст.зов.пн.	0,342	10,0	-	30	-	0,239	-	-	-	0,239
Ст.зов.сх.	0,342	64,0	8,0	30	6,6	0,153	3,25	0,144	2,64	2,897
Ст.зов.пд.	0,728	10,0	-	23	-	0,072	-	-	-	0,072
Ст.вн.зх.	0,728	64,0	8,0	22	-	0	-	-	-	0
Покриття	0,235	40,0	-	30	14,9	0,658	-	1,400	1,400	2,058
Підлога	0,354	40,0	-	30	-	0,991	-	-	-	0,991
										6,257



### Теплонадходження від освітлення

Теплонадходження від електричного освітлення визначають за фактичною чи проектною електричною потужністю освітлення, а за відсутності цих даних – шляхом множення норм рівня освітленості, на питомі виділення теплоти для люмінесцентних чи інших ламп. Якщо освітлення проводиться лампами розжарювання, вводиться поправний коефіцієнт 2,75.

Теплонадходження від електричного освітлення визначаються по формулі:

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{осв}} \cdot k, \text{ кВт} \quad (3.10)$$

$$\Sigma Q_{\text{осв}} = 0,3 \cdot (1440 + 400 + 500) \cdot 15 = 10,53 \text{ кВт}$$

$N_{\text{осв}}$  - потужність освітлювальної апаратури, кВт. При люмінесцентному освітленні світильники встановлюють у площині підвісної стелі.

У цьому випадку в приміщення надходить теплота в кількості 60%.

### Теплонадходження з зовнішнім повітрям

Теплонадходження у приміщення з вентиляційним повітрям визначається по формулі:

$$Q_{\text{зп}} = L_{\text{п}} \cdot \rho \cdot (i_{\text{н}} - i_{\text{в}}) \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{я}} = L_{\text{п}} \cdot \rho \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \quad (2.8)$$

	Автосалон	Автомайстерня	Адміністрація	$\Sigma Q$
$Q_{\text{зп}}$	6,49	1,04	5,192	17,05
$Q_{\text{я}}$	2,06	0,378	1,89	

Об'ємна витрата зовнішнього повітря  $L_{\text{п}}$ , поданого в приміщення, ухвалюється більшим з наступних трьох величин: розрахованого на підтримку концентрації шкідливих газів або пилу, необхідного по санітарних нормах на людей, що перебувають у даному приміщенні:

$$L_{\text{н}} = n \cdot L_{\text{тр}} \quad (2.9)$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Розрахунок тепловиділень у салоні взимку

Зовнішня температура повітря  $t_n = -20^\circ\text{C}$  [3];

Ентальпія зовнішнього повітря  $h_n = -18,9$  кДж/кг [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

$$G_x = 4.41 \text{ кг/с}$$

### Розрахунок тепловиділень від огороджуючих конструкцій

$$Q_{огр} = Q_{ст} + Q_{ок} + Q_{пер}, \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_n - t_b), \text{ Вт} \quad (3.23)$$

де  $F_{ст}$  – площа стін,  $\text{м}^2$ ;

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

$t_n - t_b$  – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні,  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_{ст} = 0,34 \cdot 386 \cdot (-18 - 20) = -3805 \text{ Вт},$$

$$Q_{пер} = k_{пер} F_{пер} (t_{нк} - t_b), \text{ Вт} \quad (3.24)$$

де  $F_{пер}$  – площа перегородки,  $\text{м}^2$

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

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

$$Q_{пер} = 2.4 \cdot 128 \cdot (-8 - 20) = -4300 \text{ Вт}$$

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_n - t_b), \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де  $F_{ок}$  – площа вікон,  $\text{м}^2$ ;

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

$t_n - t_b$  – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні,  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_{ок} = 6 \cdot 1,2 \cdot (-20 - 20) = -288 \text{ Вт},$$

$$Q_{огр} = -622,8 - 768 - 470,92 = 1861,72 \text{ Вт}.$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{ст} = k_{кр} F(t_n - t_e), \text{ Вт} \quad (2.26)$$

де  $F_{ст}$  – площа стін,  $\text{м}^2$ ;

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

$t_n - t_e$  – різниця температур зовнішнього повітря та повітря у приміщенні,  $^{\circ}\text{C}$ .

$$Q_{ст} = 1.2 \cdot 288 \cdot (-18 - 20) = -13824 \text{ Вт},$$

Теплопритоки від освітлення, приймаємо  $20 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

$$Q_{осв} = 0,5 \cdot 16 \cdot 1045,8 = 8360,1 \text{ Вт}.$$

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{об} = K_{од} \cdot N \cdot \zeta \cdot K_{заг} \cdot 1000, \text{ Вт},$$

(2.9)

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 1000 = 11424, \text{ Вт},$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.3 РОЗРАХУНОК ВОЛОГОНАДХОДЖЕНЬ ВІД РІЗНИХ ДЖЕРЕЛ

Вологовиділення від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{л}}, \text{ кг/с} \quad (2.7)$$

де  $n$  – кількість людей у приміщенні;

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

$$W_{\text{л}} = (17,7 \cdot 10) + (21,2 \cdot 16) + (39 \cdot 10) = 0,00078 \text{ кг/с}$$

Визначаємо вологовиділення від повітря

$$W_{\text{вду}} = V \cdot \rho \cdot (d_{\text{п}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3} / 3600 \quad (3.10)$$

де  $\sigma$  - коефіцієнт вологообміну, кг/(м<sup>2</sup>·с).

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^{\text{в}}} = \frac{\alpha}{c_p^{\text{с.в.}} + c_p^{\text{п}} \cdot d_{\text{сп}}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.11)$$

$$\sigma = \frac{8}{1000 + 0,14 \cdot (6,5 + 1,5)/2} = 0,015, \frac{\text{кг}}{(\text{м}^2 \cdot \text{с})}$$

де  $c_p$  – ізобарна теплоємність, [кДж/кг·К];

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

$$W_{\text{вд}} = 700 \cdot 1,18 \cdot (16,8 - 8,5) \cdot 10^{-3} / 3600 = 0,00197$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вологовиділення від значеної повітря:

$$W_{\Pi} = \frac{0,06 \cdot F \cdot (t_c - t_m)}{3600}$$

$$W_{\Pi} = \frac{0,06 \cdot 2340 \cdot 4}{3600} = 0,016$$

Визначаємо повне вологовиділення:

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл}} + W_{\text{п}} \quad (3.13)$$

$$W_{\text{пол}} = 0,00078 + 0,0156 + 0,00197 = 0,0184$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \quad (3.14)$$

$$\varepsilon = \frac{162}{0,0184} = 8800 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.4 ЗВЕДЕНА ТАБЛИЦЯ ТЕПЛО І ВОЛОГОПРИПЛИВІВ ОБ'ЄКТУ ЗАВДАННЯ

Таблиця 2.3 Зведена таблиця теплонадходжень

Приміщення	Теплонадходження, кВт				Загальне теплове навантаження, кВт
	огороджуючі конструкції	Зовнішнього повітря	відвідувачі і персонал	освітлення	
Автосалон	63,30	8,55	2,29	6,48	130,5
Автомайстерня	6,257	1,42	0,448	1,80	9,83
Адміністрація	13,208	7,08	1,140	2,25	21,6
Разом					162,0

Таблиця 2.4 Зведена таблиця вологопритоків

Приміщення	Вологопритоки, кг/с			Загальне вологоприток, кг/с
	Від зовнішнього повітря	відвідувачі і персонал	Змочені поверхності	
Автосалон	0,00012	0,00048	0,0096	0,0102
Автомайстерня	0,00034	0,00013	0,0027	0,00317
Адміністрація	0,00042	0,00017	0,0033	0,00389
Разом	0,00088	0,00078	0,0156	0,0184

## 2.5 ПОБУДОВА В D,h-ДІАГРАМІ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ В ЛІТНІЙ ТА ЗИМОВИЙ ПЕРІОДИ

### Кондиціонування для теплої пори року

При висоті стелі приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях  $\Delta t_p = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря  $t_{Н_л}$ . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні  $t_{В_л}$ . На прямій  $d = const$  побудованою з  $t_{В_л}$  приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі  $\Delta t = 1^\circ\text{C}$  отримуємо точку  $t_{В_л}$ . Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування  $t_{П_л}$ . Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши  $t_{Н_л}$  з температурою поверхні повітроохолоджувача  $t_f$ . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі  $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ , і будуємо  $t_{П_л}$ , через яку будуємо пряму по  $d = const$  до перетину з процесом в повітроохолоджувачі і отримуємо параметри повітря після охолодження  $t_{К}$ .

### Кондиціонування у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього відзначаємо на діаграмі точку зимового зовнішнього повітря  $t_{Н_з}$ , будуємо пряму  $d = const$  і зарозрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування  $H_з^1$ , далі за рахунок підігріву в теплоутилизаторі отримуємо точку повітря  $t_{Н_з^2}$ , далі за рахунок підігріву в наступному повітрянагрівачі отримуємо точку  $H_з^3$ . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні  $t_{В_з}$ . Далі розраховуємо ентальпію  $t_{П_з}$  по формулі:

Далі будуємо процес в приміщенні  $\epsilon_{зима} = 1472$  через точку  $V_з$ , і на лінії перетину процесу з ентальпією  $t_{П_з}$  отримуємо точку  $П_з$ .

Далі по лінії  $h = const$  через точку  $П_з$  проводимо лінію до перетину з  $d = const$ , проведену через  $t_{Н_з}$ , і отримуємо точку  $H_з^3$ .

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

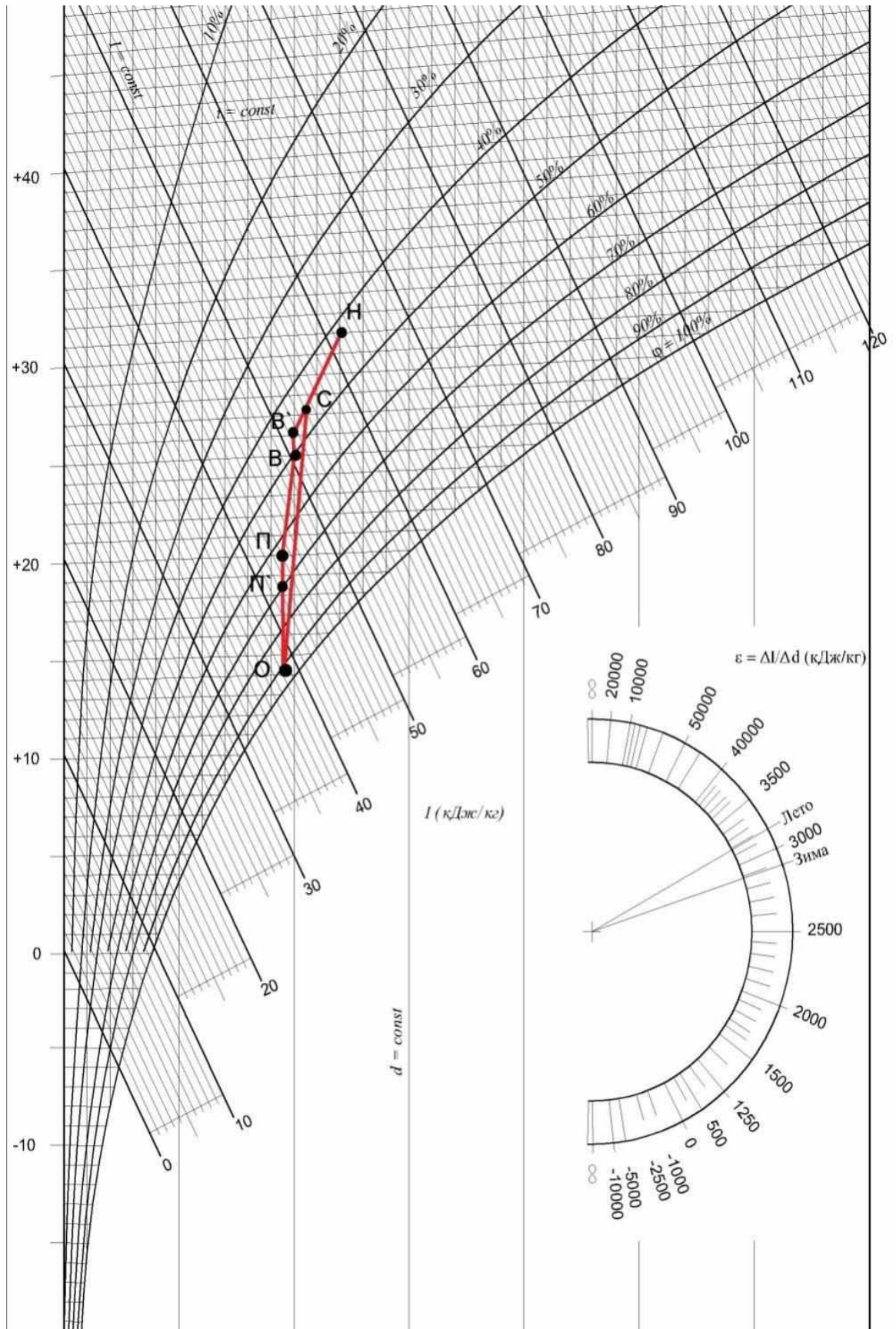


Рис.2 Процеси вТПР

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04.009.000 ДП ПЗ

Арк.

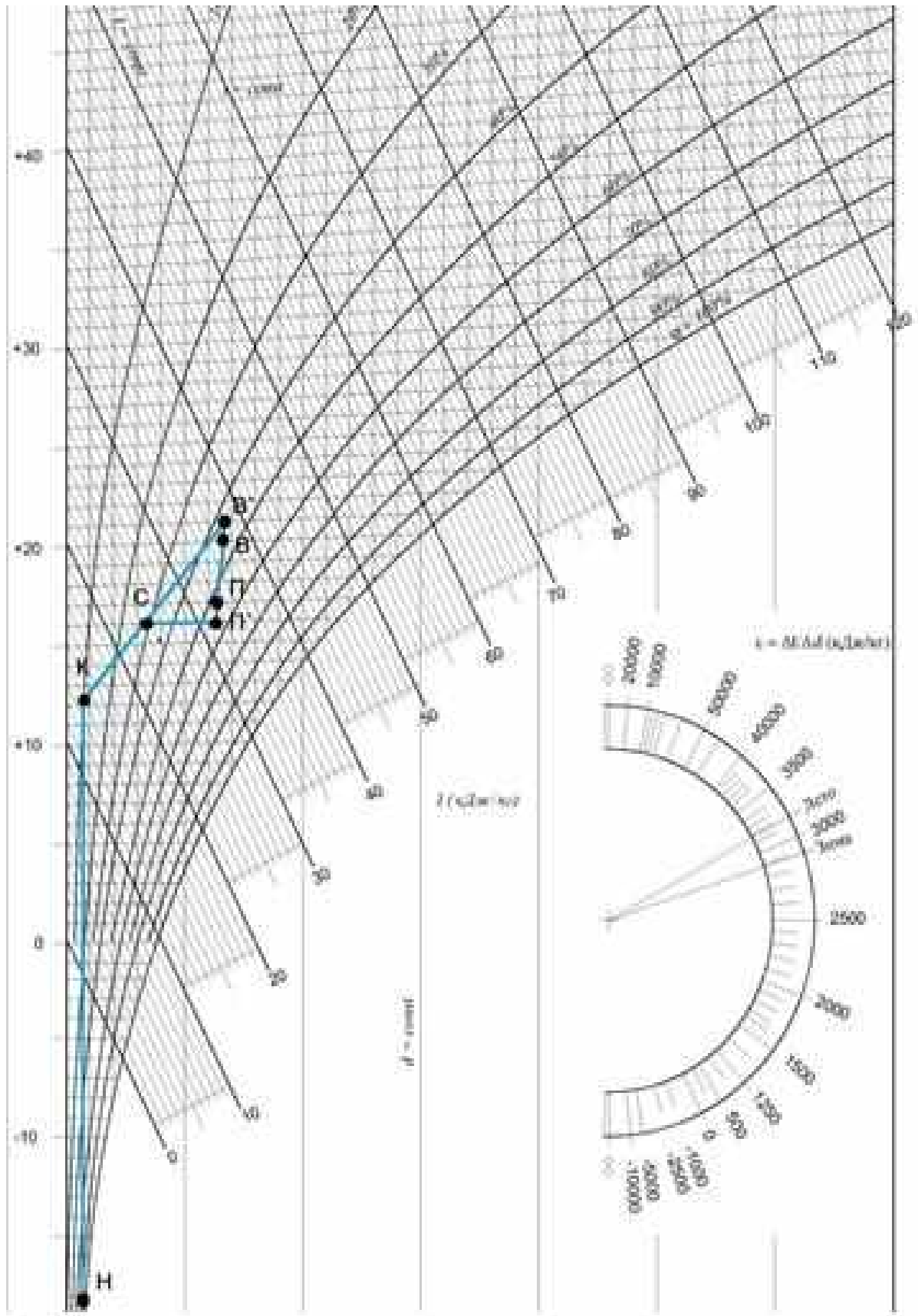


Рис.2 Процеси вХПР

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04.009.000 ДП ПЗ

Арк.

## 2.6 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Для СК I ВП з першою рециркуляцією положення точки суміші на лінії, що з'єднує В і Н, знаходять на перетині цієї лінії з ізоентальпією значення якої знаходять за правилом змішування:  $i_c$

$$i_c = \frac{L_H \rho_H i_H + L_P \rho_P i_P}{L_H \rho_H + L_P \rho_P} \quad (2.15)$$

де  $i$  - ентальпія (кДж/кг) і щільність (кг/м<sup>3</sup>) зовнішнього повітря;  $i$  - ентальпія та щільність рециркуляційного повітря, що приймаються рівними ентальпії та щільності внутрішнього повітря.  $i_H \rho_H i_P = i_B \rho_P = \rho_B$

Далі при побудові режиму обробки проводять через точку П вертикальну лінію () до перетину з лінією (точка К1) і з'єднують точки і К1 прямою лінією. Температуру повітря у точці До (на виході повітронагрівача другого підігріву) приймають на 1-20С нижче, ніж у точці П.  $d = \text{const} \varphi = 0,95$

Теплове навантаження на охолоджувач повітря (в кВт) визначають за формулою

$$Q_0 = L_{II} \rho (i_c - i_{K1}) \quad (2.16)$$

Теплове навантаження на повітронагрівач другого підігріву знаходять за формулою

$$Q_{II} = L_{II} \rho (i_K - i_{K1}) \quad (2.17)$$

де  $i_c, i_K, i_{K1}, \rho, \varphi$  - питомі ентальпії у відповідних точках, кДж/кг;  $\rho$  - середня щільність повітря у процесі охолодження чи нагрівання.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Визначаємо тепловологісне відношення за формулою

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{\sum Q_{\Pi}}{\sum W} \quad (2.22)$$

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{85,2}{0,0102} = 8353, \text{кДж/кг}$$

Визначаємо об'ємну витрату повітря, яке необхідно подавати в приміщення, що кондиціонується, з умови видалення теплонадходжень:

$$L = \frac{\sum Q_{\Pi}}{\rho(i_{\text{в}} - i_{\Pi})} = \frac{\sum Q_{\text{я}}}{\rho c \Delta t_p} \quad (2.23)$$

де  $\rho$  – густина повітря при ,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\rho t = t_{\Pi}$

$c$  – питома теплоємність повітря при ,  $\text{кДж/кг}$ ;  $t = t_{\Pi}$

$\Delta t_p$  - Допустима (робоча) різниця температур,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$i_{\text{в}}, i_{\Pi}$  - Питома ентальпія припливного та внутрішнього повітря (у точках П і В).

Визначаємо об'ємну витрату зовнішнього повітря за формулою

$$L_{\text{н}} = n L_{\text{тр}}, \quad (2.24)$$

де  $n$  – кількість людей у приміщенні;  $L_{\text{тр}}$  - Необхідна об'ємна витрата повітря (в  $\text{м}^3/\text{год}$ ) у приміщенні за нормами на одну особу: приймаємо  $35 \text{ м}^3/\text{год}$ .  $n L_{\text{тр}}$

Визначаємо витрату рециркуляційного повітря

$$L_{\text{р}} = L_{\Pi} - L_{\text{н}} \quad (2.25)$$

Результати розрахунку: тепловологісне відношення -  $\varepsilon_{\Pi} = 8353 \text{ кДж/кг}$ ;

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витрати припливного повітря –  $L=6,4 \text{ м}^3/\text{с}$ ; витрата зовнішнього повітря –  $L_{\text{н}}=2,6 \text{ м}^3/\text{с}$ ; витрати рециркуляційного повітря -  $L_{\text{р}} = 3,8 \text{ м}^3/\text{с}$ .

З результатів розрахунку видно, що більшу частину повітря припливу становить рециркуляційний. Тож даних умов доцільно застосовувати схеми з рециркуляцією повітря. Отже, приймаємо схему із першою рециркуляцією. Побудову процесів обробки повітря в Іd діаграмі здійснюємо згідно з вищевикладеною методикою .

Визначаємо теплове навантаження на охолоджувач повітря за формулою :

$$Q_0 = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{н}} - i_{\text{к}'_1}) \quad (2.26)$$

$$Q_0 = 6,4 \cdot 1,2(74 - 34) = 295 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату теплоти в повітронагрівачі другого підігріву

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{п}}\rho(i_{\text{к}'_1} - i_{\text{к}}) \quad (2.27)$$

$$Q_{\text{II}} = 6,4 \cdot 1,2(34 - 28) = 45,3 \text{ кВт}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.7 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Підбір кришного кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 8,2 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_{\text{в}}}$$

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot 8,2}{1,2} = 24600 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

для всіх приміщень

За повною продуктивністю проектуємо кондиціонер ClintRTA/MS 182-804.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{ки}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повне}}}{3600}$$

$$G_{\text{ки}} = \frac{1,2 \cdot 30000}{3600} = 10 \text{ кг/с}$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки теплома-сообмінних апаратів.

Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря  $t_{\text{н}} = -18^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{к}} = 5^{\circ}\text{C}$ , витрати повітря  $G_{\text{в}} = 8861 \text{ м}^3/\text{час}$ , початкова та кінцева температура теплоносія  $t_1 = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ .

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-3,5-04-2 кондиціо-нера КЦКП-10 площа фронтального перетину  $0,93 \text{ м}^2$ .

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10  $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ .

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$vp = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f}$$

$F_f$  – площа фронтального перетину кондиціонера, м<sup>2</sup>;

$G_B$  – витрата повітря кг/с;

$$vp = \frac{8862}{3600 \cdot 0,93} = 2,64 \text{ кг/(с·м}^2\text{)}$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

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

$c_B$  – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 24600 \cdot (5 - (-18)) = 158,2 \text{ кВт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

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

$c_w$  – теплоємність води;

$$G_w = \frac{3,6 \cdot 158200}{4,187 \cdot (90 - 70)} = 6800 \text{ кг/год}$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах  $w$  от 1.2 до 1.5 м/с, визначимо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

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

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{\text{тр}}}{h}$$

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

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

Приймаємо  $p = 1$ ; при  $H_{\text{тр}} = 0,85$  м, загальна кількість трубок:  $N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot t}$$

де  $f_w$  – площа живого перетину мідної трубки м<sup>2</sup>; приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

$$m = \frac{6800}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6} = 3.8$$

Приймаємо  $m = 4$  та визначаємо число ходів

$$n = N/m$$

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

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot t}$$

$$m = \frac{6800}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 4} = 1.53 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м<sup>2</sup>·°С)

$$k = A \cdot (\nu\rho)^{0.37} \cdot w^{0.18}$$

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

$$k = 23,11 \cdot (2,64)^{0.37} \cdot 1,53^{0.18} = 35,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

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

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

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70)/2 - (-18 + 5)/2 = 86,5 \text{ °С.}$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = Q/(k \cdot \Delta t_{cp})$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = 158200 / (35,7 \cdot 86,5) = 51,3 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 4 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника менш ніж  $19,1 \text{ м}^2$ , цього не достатньо для передачі необхідної кількості теплоти. Приймаємо відстань між пластинами 1,8 мм і повторюємо розрахунок.

$$k = 20,94 \cdot (2,64)^{0,37} \cdot 1,53^{0,18} = 33,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$F = 158200 / (33,3 \cdot 86,5) = 54,9 \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм –  $54,9 \text{ м}^2$ .

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (54,9 - 51,3) / 54,9 \cdot 100 = 6,7\%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

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

$$\Delta P_a = 2,104 \cdot 2,64^{1,64} = 10,33 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

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

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

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 4) \cdot 1,53^{1,69} = 16,47 \text{ кПа}$$

Розрахунок охолоджувача повітря

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінний апарат, призначений для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах - примусовий.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: в перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нижній частині обрешетки в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охолоджене повітря зустрічається з поверхнею обрешетки, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря;

найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра, інтенсивність волого випадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце біля основи ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача змішуванні частини охолодженого повітря і частини осушеного повітря біля основи ребра, отримуємо суміш з відносною вологістю близько 70÷75%.

Метою теплового розрахунку повітроохолоджувача, при його проектуванні, являється визначення необхідної поверхні теплообміну для забезпечення заданої холодопродуктивності і компоновання цієї поверхні.

Масова витрата повітря крізь повітроохолоджувач було визначено в п.п. 3.1., та складатиме кг/с,

$$G_B=8,2 \text{ кг/с}$$

Для розрахунків використовуємо побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке виробляється шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря в h-d діаграмі на рис.2.

Згідно з побудови процесу у h-d діаграмі температура повітря на вході теплообмінник твх дорівнює температурі, яка визначена в п.п.3.1 як температура змішаного рециркуляційного та зовнішнього повітря,  $t_{вх} = t_{см} = 26,6 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура на виході з охолоджувача повітря повинна бути на 1,5  $^\circ\text{C}$  ніж температура припливного повітря, тому що у вентиляторі температура буде підвищена на ті ж самі 1,5  $^\circ\text{C}$ . Таким чином температура охолодженого повітря повинна складатиме,  $t_{вих} = t_{п} - 1,5 = 20 - 1,5 = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середня температура повітря у процесі охолодження в випарнику:

$$t_{сер} = (t_{вх} + t_{вих}) / 2 = (26,6 + 18,5) / 2 = 22,55 \text{ }^\circ\text{C}$$

Середню температуру поверхні теплообмінника приймаємо згідно виразу:

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{ст} = t_{сер.} - (0.7/1.0) \cdot \theta;$$

де  $\theta = t_k - t_{сер.} = 9^{\circ}\text{C}$  - перепад температур між повітрям і холодильним агентом,

$$t_{ст} = 21,55 - 1 \cdot 9 = 12,55^{\circ}\text{C}$$

Ентальпія повітря на виході з повітроохолоджувача знаходиться на перехресті температури охолодженого повітря та лінії процесу охолодження яка з'єднує точку з вхідними параметрами повітря,  $t_{вх} = 26,6^{\circ}\text{C}$ ,  $h_{вх} = 54,8 \text{ кДж/кг}$  та точку на лінії насичення  $\phi = 1$  при  $t_n = 12,55^{\circ}\text{C}$ .

Ентальпія точки яка відповідає параметрам повітря на виході з повітроохолоджувача складатиме  $h_{вих} = 40,1 \text{ кДж/кг}$ , та  $t_{вих} = 16,5^{\circ}\text{C}$ . Початкові данні для розрахунку:

$t_{в1} = 26,6^{\circ}\text{C}$  – початкова температура повітря;

$h_{в1} = 54,8 \text{ кДж/кг}$  – початкова ентальпія повітря;

$t_{в2} = 16,5^{\circ}\text{C}$  – кінцева температура повітря;

$h_{в2} = 40,1 \text{ кДж/кг}$  – кінцева ентальпія повітря

$\rho = 0,0002 \text{ м}$  – товщина ребра;

$u = 0,0025 \text{ м}$  – крок реер;

$d_n = 0,012 \text{ м}$  – зовнішній діаметр трубки;

$d_{вн} = 0,011 \text{ м}$  – внутрішній діаметр трубки;

$S_{тр} = 0,032 \text{ м}$  – крок труби по висоті повітроохолоджувача;

$S = 0,032 \text{ м}$  – крок труби по ходу повітря.

Таким чином кількість тепла що треба відвести від повітря в повітроохолоджувачі складе:

$$Q_0 = G_B \cdot (h_{вх} - h_{вих}) = 2,5 \cdot (54,8 - 40,1) = 36,75 \text{ кВт.}$$

Знаходимо коефіцієнт волого випадіння:

$$\varepsilon_i = (h_{вх} - h_{вих}) / C_p \cdot (t_{вх} - t_{вих}) = (54,8 - 40,1) / 1,005 \cdot (26,6 - 16,5) = 1,44$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $c_p$  - теплоємність повітря, що визначають по середній температурі.

Визначимо живий перетин апарату прийняв швидкість повітря в вузькому перетині повітроохолоджувача  $w=5\text{ м/с}$ :

$$F_{\text{ж}}=G_{\text{в}}/(\rho_{\text{в}} \cdot w)=2,5/(1,17 \cdot 5)=0,42 \text{ м}^2$$

Загальна довжина труби по фронту повітроохолоджувача, м

$$L_1=F_{\text{ж}}/((S_{\text{тр}}-d_{\text{н}}) \cdot (1-\delta_{\text{р}}/u))=0,42/((0,032-0,012) \cdot (1-0,0002/0,0025))=22,8 \text{ м}$$

Еквівалентний діаметр для розрахунку числа Рейнольдса та Нусельта, м:

$$d_{\text{екв}}=(2 \cdot (S_{\text{тр}}-d_{\text{н}}) \cdot (u-\delta_{\text{р}}))/((S_{\text{тр}}-d_{\text{н}})+(u-\delta_{\text{р}})), \text{ м}$$

$$d_{\text{екв}}=(2 \cdot (0,032-0,012) \cdot (0,0025-0,0002))/((0,032-0,012)+(0,0025-0,0002))=0,0041 \text{ м}$$

Число Рейнольдса для повітря,

$$Re=w \cdot d_{\text{екв}}/\nu=5 \cdot 0,0041/16 \cdot 10^{-6}=1281$$

де  $\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при середній температурі повітря  $t$ ,  $\nu=16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Довжина пластини ребра по ходу повітря, м,

$$L=a \cdot S=4 \cdot 0,032=0,128 \text{ м}$$

де  $a$  – число ходів проти ходу повітря, (приймаємо  $a=4$ ).

Значення критерію Нуссельта для обтіканні повітрям шахових пучків труб з пластинчатими ребрами визначаються залежністю:

$$Nu=0,178 \cdot Re^{0,6} \cdot (L/d_{\text{екв}})^{-0,14}$$

$$Nu=0,178 \cdot 1281^{0,6} \cdot (0,128/0,0041)^{-0,14}=15,3$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$\alpha_{\text{в}}=(Nu \cdot \lambda_{\text{в}})/d_{\text{екв}}=(15,3 \cdot 0,024)/0,0041=89,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності повітря при середній температурі повітря  $t$ ,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Зовнішня поверхня труби між ребрами,  $\text{м}^2/\text{м}$

$$F'_{\text{тр}}=\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot (1-\delta_{\text{р}}/u)=3,14 \cdot 0,012 \cdot (1-0,0002/0,0025)=0,034 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Поверхня ребер,

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



повітроохолоджувача обирається за рівнянням,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$\alpha_a = B \cdot q^{0.4} \cdot (W\rho)^{0.4} \cdot d^{-0.6}, \text{кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $A$  - коефіцієнт який залежить від властивостей агента та температурі кипіння, для хладону R407C та  $t_{\text{кип}} = +5^\circ\text{C}$ ,  $A = 0,00637$ ;

$W\rho$  – масова швидкість киплячого агента в трубках повітроохолоджувача, при  $\rho = 1265,5 \text{ кг}/\text{м}^3$ , прийнятої швидкості  $W = 0,135 \text{ м}/\text{с}$ , складе  $W\rho = 171 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ .

Представивши тепловий потік як  $q_a = \alpha_a \cdot (t_{\text{ст}} - t_a)$ , після перетворень запишемо:

$$\alpha_a = B^{1.667} \cdot (t_{\text{ст}} - t_a)^{0.667} \cdot W\rho^{0.667} / d, \text{кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Тепловий потік з боку холодильного агента буде:

$$q_a = \alpha_a \cdot (t_{\text{ст}} - t_a), \text{кВт}/\text{м}^2, \text{ або}$$

$$q_a = B^{1.667} \cdot (t_{\text{ст}} - t_a)^{0.667} \cdot W\rho^{0.667} / d \cdot (t_{\text{ст}} - t_a), \text{кВт}/\text{м}^2, \text{ або}$$

$$q_a = [B \cdot (t_{\text{ст}} - t_a)]^{1.667} \cdot W\rho^{0.667} / d, \text{Вт}/\text{м}^2$$

Вирішуємо спільно рівняння для питомої теплового потоку з боку повітря і з боку агента, методом послідовного наближення, задаючись температурою стінки  $t_{\text{ст}}$  в інтервалі температур  $t_{\text{в}} \div t_{\text{кіп}}$ ,

$$q_{\text{в}} = \alpha_{\text{а.пр.}} \cdot (t_{\text{ст}} - t_a)$$

$$q_a = 1000 \cdot [B \cdot (t_{\text{ст}} - t_a)]^{1.667}$$

В результаті рішення системи цих двох рівнянь знаходимо значення температури стінки  $t_{\text{ст}}$ . Визначаємо температуру стінки з точністю до  $0,010\text{C}$  і отримуємо що при  $t_{\text{ст}} = 11,980\text{C}$  питомий тепловий потік складе

$$q = q_a = q_{\text{в}} = 14333 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Внутрішня поверхня теплообміну при цьому питомому теплому потоку буде,

$$F_{\text{общ}} = Q_k / q = 26276 / 14333 = 18,51, \text{м}^2$$

Загальна довжина оребрених труб (без калачів), м:

$$L_{\text{общ}} = F_{\text{вн}} / \pi \cdot d_{\text{вн}} = 1,851 / 3,14 \cdot 0,011 = 53,6 \text{ м}$$

Число труб по ходу повітря ми прийняли  $a = 4$ , а в поперечному перерізі при швидкості повітря  $\omega = 6 \text{ м}/\text{с}$  довжина труб поперек руху повітря було пораховано,  $L_1 = 19,38 \text{ м}$ , тому загальна довжина оребрених труб (без калачів) складе, м:

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря  $h_{в.н}=25$  кДж/кг,  $t_{в.н}=22,8^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{в.к}=16^{\circ}\text{C}$ . Витрата повітря через камеру зрошування  $G_{ок}=29520$  м<sup>3</sup>/ч.

Температура «мокрого» термометра  $t_{мг}=8,2^{\circ}\text{C}$ . Керуючись Знайдемо

необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{22,8-16}{22,8-8,2} = 0,47$$

22,8–8,2

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери вказується три можливі величини показника  $E_a=0,95$ ,  $E_a=0,85$ ,  $E_a=0,65$ . Отримання різних величин показників  $E_a$  отримуємо шляхом зміни витрати води перед форсунками.

Інтенсивність зрошення водою повітряного потоку прийнято оцінювати через показник В- коефіцієнт зрошення .

$$B = \frac{Gw}{Lп * pп}$$

Проведемо оцінку необхідних коефіцієнтів зрошення в режимах адіабатного зволоження в блок – камері форсункового зрошення в приточному агрегаті ClintRTA/MS 182-804

При  $E =0,65$  потрібно  $B= 9000/(10000*1.2)=0.75$  кг/кг

При  $E =0,85$  потрібно  $B= 13100/(10000*1.2)=1,092$  кг/кг

При  $E =0,95$  потрібно  $B= 17100/(10000*1.2)=1,43$  кг/кг

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності  $E_a$  від коефіцієнта зрошення В. Знайдемо що для  $E_a=0,47$  ,  $B=0,39$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G = B*L*p = 0,29*29520*1,2 = 10273 \text{ кг/ч}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє захистити поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом. Згідно Європейським нормам EN 779 и EN 1822-1, діючим з 1992 року, існує класифікація фільтрів залежно від ефективності очищення від пилу табл. 5.2

Таблиця 2.5 - Класифікація фільтрів

Клас фільтру EN 779	Ефективність очищення (%)	Клас фільтру EN 1822-1	Ефективність очищення (%)
G3	89	H10	85
G4	92	H11	95
F5	40-50	H12	99,5
F6	60-65	H13	99,95
F7	80-85	H14	99,995
F8	90-95	U15	99,9995
F9	≥ 95	U16	99,99995
		U17	99,999995

У складі припливних і витяжних установок VENTUS поставляють два види блоків, що фільтрують : осередкові фільтри з трьома видами матеріалу, що фільтрує, і кишенькові фільтри.

Робота повітряних фільтрів характеризується наступними показниками: ефективністю очищення, пилеємністю, питомим повітряним навантаженням.

В кишенькових фільтрах поверхня матеріалу, що фільтрує, збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтру для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток поверхні, що фільтрує, дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 2.8 РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Методика 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 повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;
- 2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуємих 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 розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

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

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок мережі повітроводів для системи

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = G \cdot 3600 / \rho$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L = 29520 \text{ м}^3/\text{ч},$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L = L/5$$

$$L = 8861/5 = 5904$$

задаємо швидкістю повітря  $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

$$d = (5904 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d = 0,55 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 5904 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu}$$

$$Re = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745,$$

де  $d_{\text{екв.}} = d$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}.$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \rho \cdot v^2 / 2$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,46)^2 / 2 = 14,32$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величину параметра R визначимо:

$$R = (\lambda/d) \cdot \Delta p$$

$$R = (0,01/0,55) \cdot 14,32 = 2,60$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l.$$

$$\Delta p_l = 0,54 \cdot 2,3 = 1,25$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}}$$

$$\Delta p_\xi = 0,24 + 0,25 \cdot 14,32 + 19 = 22,80$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно  $\xi = 0,24$ ;

- конфузор  $\xi = 0,25$ .

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi.$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 1,25 + 22,8 = 24,05$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\text{П}} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1}$$

$$L_{\text{учас}} = 29520 - 5904 = 23616 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємось швидкістю повітря  $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

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

$$d = (23616 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d = 0,70 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 23616 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re = (v \cdot d) / \nu$$

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602 ,$$

де  $d_{\text{екв}} = d$ ,

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} .$$

$$\lambda = 0,3164 / 191602^{0,25} = 0,015$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин}} = \rho \cdot v^2 / 2$$

$$\Delta p_{\text{дин}} = (1,2 \cdot 4,27^2) / 2 = 10,93$$

Величину параметра  $R$  визначимо:

$$R = (\lambda / d) \cdot \Delta p$$

$$R = (0,015 / 0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l .$$

$$\Delta p_l = 0,23 \cdot 2,3 = 0,52$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин}} + \Delta p_{\text{решетки}}$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 10,63 + 19 = 21,8$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник  $\xi = 0,24$ ;

конфузор  $\xi = 0,25$ .

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} .$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 0,52 + 21,8 = 22,32$$

Для ділянки №3 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\text{П}} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1}$$

$$L_{\text{Участ}} = 29520 \text{ м}^3 / \text{с}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задаємо швидкістю повітря  $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітропроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5}$$
$$d = (29520 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,79 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d = 0,85 \text{ м}$  Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2)$$
$$V_{\text{в. факт.}} = 29520 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,85^2) = 4,33 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = (v \cdot d) / \nu$$
$$Re = (4,33 \cdot 0,85) / 0,0000156 = 245336,$$

де  $d_{\text{скв}} = d$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$$
$$\lambda = 0,3164 / 245336^{0,25} = 0,0142$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \rho \cdot v^2 / 2$$
$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,33^2) / 2 = 11,24$$

Величину параметра  $R$  визначимо:

$$R = (\lambda / d) \cdot \Delta p$$
$$R = (0,0142 / 0,85) \cdot 11,24 = 0,187$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l$$
$$\Delta p_l = 0,187 \cdot 2,3 = 0,43$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_{\xi} = 0.24 + 0.25 * 11.24 + 19 = 22.05$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник  $\xi = 0,24$ ;

конфузор  $\xi = 0,25$ .

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

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} .$$

$$\Delta P_{уч.} = 0.43 + 22.05 = 22.48$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_{уч.} \Delta P$$

$$\Delta P = 24.05 + 22.32 + 22.48 = 68.8$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії «Systemair Україна».

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser

– Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря. Висота установки становить від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя регулюється як вручну, так і за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього і зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. В режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (горизонтальна роздача повітря), в режимі обігріву в закритому (вертикальна роздача повітря).

TSD приєднується до круглого воздуховоду безпосередньо або через приєднувальну камеру. При рівні звукової потужності:  $L_A \leq 35 \text{дБ}$ , далькобійність струменя приточування  $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{м}$  в залежності від необхідної швидкості в приміщенні  $v = \text{від } 0,5-0,2$  відповідно. Падіння повного тиску через який складає:

$$\Delta p = 17 \text{ Па.}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.9 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Обґрунтування режиму роботи холодильної машини. Тепловий розрахунок циклу. Вибір типу та визначення кількості компресорів.

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R410A, який володіє досить хорошими термодинамічними властивостями.

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента ( $t_0$ ) і температурою конденсації ( $t_k$ ) [5].

Температура кипіння:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_0 = 15.5 - 3 = 12.5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Приймаємо  $\Delta t_0 = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$  – розрахункова різниця температур для поверхневих випарників [2].

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

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

$t_n = 28,6 \text{ } ^\circ\text{C}$  – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 28,6 + 10 = 38.6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_0 = t_{\text{пов}} - \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 38.6 - 5 = 33,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задаємося перегрівом пари холодильного агента в обмотках електродвигунакомпресора:  $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

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

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_0 = t_{\text{пов}} + \Delta t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 12.5 + 5 = 17.5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$q_v = 100/0.028 = 6428.57 \text{ кДж/кг}$$

3. Питома адіабатна робота стискування:

$$l_0 = h_2 - h_1$$

$$l_0 = 452 - 436 = 16 \text{ кДж/кг}$$

4. Масова витрата холодильного агента:

$$M_0 = Q_0 / q_0$$

$$M_0 = 162/180 = 0.9 \text{ кг/с}$$

5. Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_a$$

$$N_a = 0.9 \cdot 16 = 14.4 \text{ кВт}$$

6. Дійсний об'єм:

$$V_a = M_a \cdot V_a,$$

$$V_a = 0.9 \cdot 0.028 = 0.025 \text{ м}^3/\text{с}$$

7. Коефіцієнт, що враховує вплив мертвого простору:

$$\lambda = 0.92 - 0.02 ((P_k/P_0) - 1)$$

$$\lambda = 0.92 - 0.02 ((22/12) - 1) = 0.85$$

8. Коефіцієнт враховує об'ємні втрати в компресорі:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} \quad (6.16)$$

$$\lambda_w = \frac{285}{311} = 0.91$$

9. Коефіцієнт подачі поршневого компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w$$

$$\lambda = 0.85 \cdot 0.91 = 0.77$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 Об'єм описаний поршнями компресора:

$$V = V/V, \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_h = 0.025/0.77 = 0.0032 \text{ м}^3 / \text{с}$$

11 Ефективний ККД:

$$\eta = \lambda_w + b \cdot t_0$$

$$\eta = 0.91 + 0.001 \cdot 5 = 0.915$$

12 Електрична потужність компресора:

$$N = N/n$$

$$N = 14.4/0.915 = 13,2$$

Потужність тертя в циліндрах:

$$N_{mp} = V_h \cdot P_{mp}, \text{ кВт}$$

$$P = 0,0031 \cdot 40 = 0,124 \text{ кВт}$$

14 Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp}, \text{ кВт}$$

$$N_e = 13,2 + 0,124 = 13,3 \text{ к}$$

15 Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = Q/N$$

$$COP_6 = 162/13,3 = 12,2$$

16 Коефіцієнт перетворення Карно:

$$COP = T/(T-T)$$

$$COP_k = 285/(311-285) = 13$$

17 Дійсний ступінь термодинамічної досконалості:

$$СТС = COP/COP$$

$$СТС_6 = 12,2/13 = 0.94$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Витрата повітря через конденсатор

$$G_a = \frac{Q_c}{c_p \cdot \Delta T_a}, \text{ кг/с,}$$

$$G_a = \frac{176,4}{1,006 \cdot 6} = 29,2 \text{ кг/с}$$

$$V_a = \frac{G_a}{\rho_a}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де  $\rho_a = 1,17 \text{ кг/м}^3$  - щільність повітря при  $T_{a1} = 301,6 \text{ К}$ .

$$V_a = \frac{29,2}{1,17} = 24,9 \text{ м}^3/\text{с}$$

### Живий перетин апарату

$$F_x = \frac{V_a}{\omega}, \text{ м}^2,$$

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

$$F_x = \frac{24,9}{7} = 3,56 \text{ м}^2$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби  $d_{\text{н}}$ , м.....0,014

Внутрішній діаметр труби  $d_{\text{вн}}$ , м.....0,012

Крок труб по фронту і в глибину  $s$ , м.....0,028

Товщина ребер  $\delta_r$ , м.....0,0005

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крок ребер S, м..... 0,004

Матеріал труб .....Мідь

Матеріал ребер .....Сталь

Ребра..... Пластинчасті суцільні

Розташування труб в пучку..... Коридорне

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

$$F_{\text{ж}} = L_1 \cdot (s - d_{\text{вн}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_r}{u}\right), \text{ м}^2$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{(s - d_{\text{вн}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_r}{u}\right)}, \text{ м,}$$
$$L_1 = \frac{2,7}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 22,37 \text{ м.}$$

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

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

$$Nu_{\text{вн}} = c \cdot Re_{\text{вн}}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{экв}}}\right)^m$$

Тут

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{эк}} = \frac{2(s - d_n) \cdot (u - \delta_n)}{(s - d_n) + (u - \delta_n)}, \text{ м},$$

$$d_{\text{эк}} = \frac{2(0,028 - 0,014) \cdot (0,004 - 0,0005)}{(0,028 - 0,014) + (0,004 - 0,0005)} = 0,0056 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_x = \frac{\omega \cdot d_{\text{эк}}}{\nu},$$

де  $\omega = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря.

$$Re_x = \frac{7 \cdot 0,0056}{16 \cdot 10^{-6}} = 2450.$$

$$\frac{u}{d_n} = \frac{0,004}{0,014} \approx 0,285; \quad \frac{s}{d_n} = \frac{0,028}{0,014} = 2;$$

$$\frac{L}{d_{\text{эк}}} \geq 20.$$

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

$$L = a \cdot s. \quad (6.36)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{эк}}},$$

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

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2450}{1000} = -0,084.$$

$$c = A \cdot B$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2450}{1000} = 0,772,$$

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

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

$$c = 0,201 \cdot 0,772 = 0,155,$$

$$Nu_x = 0,155 \cdot 2450^{0,622} \cdot (20)^{-0,104} = 11,31,$$

$$\alpha_{\text{вн}} = \frac{Nu_x \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

$$\alpha_{\text{вн}} = \frac{11,31 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0056} = 53,92 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

тут  $\lambda_{\text{в}} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

де  $F'$  - поверхня труби між ребрами

$$\alpha_{\text{вн}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left( \frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{н}}} \cdot E + \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{н}}} \right) \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$F_{\text{р}}$  – поверхня ребер

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left( s^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} \right) \frac{1}{a}, \text{ м}^2 / \text{м},$$

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left( 0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$F_H$  – зовнішня поверхня обрешеної труби

$$F_H = F_{\text{вн}} + F_{\text{р}}, \text{ м}^2/\text{м},$$

$$F_H = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2/\text{м}.$$

$F_0$  – основна поверхня труби

$$F_0 = H \cdot d_{\text{вн}}, \text{ м}^2/\text{м}$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,04396 \text{ м}^2/\text{м}$$

$E$  – ступінь ефективності ребра

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

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{\text{вн}}}{\delta_{\text{р}} \cdot \lambda_{\text{р}}}}, \text{ 1/м},$$

$\lambda_{\text{р}} = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності сталі;  $h'$  – умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 53,92}{0,0005 \cdot 45,4}} = 68,92 \text{ 1/м},$$

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

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_{\text{вн}}} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2},$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,014}{2} (2,29 - 1) (1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м},$$

$$E = \frac{\text{th}(0,7994)}{0,7994} = 0,83,$$

$$\alpha_{\text{вн}} = 53,92 \cdot \left( \frac{0,353535}{0,04396} \cdot 0,83 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 475 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Збільшення жвавого перетину апарату в порівнянні з визначеним в п. 5 повинно зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагріву. Зменшення перепаду температур на 0,160 в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим обрешеченням по формулі Гоголіна:

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

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

$$\Delta P = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 48,9 \text{ Па.}$$

На підставі розрахунків, проведених вище, підбираю ходильні машини ClintRTA/MS 182-804

	Найменування обладнання
Система П1	RTA/MS181-804
Система П2	RTA/MS182-804

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

У цьому розділі визначаються капітальні витрати на купівлю та встановлення обладнання СК І ВП. Сума коштів на встановлення системи центрального кондиціонування повітря (СК І ВП) та системи повітроводів складається з витрат, пов'язаних з придбанням обладнання, витрат на будівельні, монтажні та налагоджувальні роботи, а також експлуатаційних витрат.

##### Розрахунок експлуатаційних витрат

Експлуатаційні витрати являють собою поточні витрати, необхідні на монтаж багатозональної системи кондиціонування повітря та підтримання її в робочому стані.

Експлуатаційні витрати включають такі статті витрат:

- допоміжні матеріали (СМ);
- витрати на електроенергію (СЕ);
- витрати на заробітну плату (СЗ) з відрахуваннями до фондів соціального страхування;
- амортизаційні відрахування (СА);
- інші витрати (СПР).

##### Вартість витрати електроенергії

Вартість річної витрати електроенергії визначається за такою формулою:

$$C_{\text{Э}} = 0,7 \cdot N_{\text{У}} \cdot T_{\text{Э}} \cdot \text{Ц}_{\text{Э}} = 0,7 \cdot 23,8 \times 45 \times 4,3 = 1875 \text{ грн.},$$

де  $N_{\text{У}} = 23,8 \text{ кВт}$  – сумарна встановлена потужність електричних двигунів, що мають однаковий режим роботи за часом;

$T_{\text{Э}} = 45 \text{ ч/нед}$  – кількість годин роботи електродвигунів за період монтажу СК І ВП;

$\text{Ц}_{\text{Э}}$  - Плата за 1 кВт-год споживаної електроенергії, грн. /кВт-год;

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

0,8 – середнє використання потужності.

### **Витрати на заробітну плату**

Витрати заробітну плату обслуговуючого персоналу (з відрахуванням єдиного соціального податку).

$Z_{пp} = 15000$  грн - Заробітна плата робітника за місяць.

Зарплата робітника за один день:

$$Z_{п1} = \frac{15000}{21} = 714 \text{ грн,}$$

де 21 – кількість робочих днів.

Погодинна оплата робітника складе:

$$Z_{пч} = \frac{714}{8} = 90 \text{ грн}$$

Час усіх робіт із встановлення – 2 дні.

Витрати на заробітну плату робочого персоналу за період встановлення системи кондиціонування повітря:

$$Z_{п} = 90 \cdot 16 \cdot 4 = 5760 \text{ грн}$$

Відрахування єдиного соціального податку (НР) становить 26,2% від фонду оплати праці,

$$H_{с} = 0,262 \cdot 5714,24 = 1509 \text{ грн}$$

Загальний фонд заробітної плати становитиме:

$$C_{з} = 5760 - 1509 = 4251 \text{ грн/тиж}$$

### **Інші витрати**

Інші витрати приймаються у розмірі 30÷50% від фонду заробітної плати:

$$C_{пп} = 0,30 \cdot C_{з} = 0,30 \cdot 4251 = 1275 \text{ грн/тиж}$$

### **Сумарна експлуатаційна витрата**

$$\sum C = 5760 + 1509 + 4251 + 1275 = 12795 \text{ грн / тиж.}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Вартість обладнання

Назва	Кіль- кість	Ціна, грн.
Центральний кондиціонер RTA/MS181-804	1	970000
конденсатор KB-803C63H	1	217000
Спіральний компресор ZRT 380- KCE	1	180000
Охолоджувач VS-230 6R	1	174000
Електричний нагрівач VS-50	1	148000
Вентилятор PLUG VS-230	1	92000
Повітропроводи 800x1000	40м	19230
Повітропроводи 140x710	50м	2690
Повітропроводи 100x200	8м	460
Повітропроводи 100x100	8м	700
Парасолька витяжна острівна	3	46000
Допоміжні матеріали		1000
Разом		1833080

Транспортні витрати становлять 10 – 15% вартості устаткування

$$C_T = 1833080 \times 0.1 = 183308 \text{ грн.}$$

Монтажні та пусконаладжувальні витрати - 15 - 20% від вартості обладнання

$$D_{ив} = 1833080 \times 0.15 = 274962 \text{ грн.}$$

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**Сума всіх витрат, грн.**

Вартість за обладнання	1833080
Вартість за монтаж	274962
Вартість транспортування	183308
Експлуатаційні витрати	12795
Разом	2304145

Таблиця 5.6 - Техніко-економічні показники проекту

№ з/п	Показники	Умовні позначки	Одиниці виміру	Проектний варіант
1	Продуктивність VENTUS VS21-VS650	м <sup>3</sup> /год	кг/годину	10 398
2	Холодопродуктивність	Q	кВт	295
3	Кількість компресорів	п	шт	2
4	Кількість обслуговуючого персоналу	Кр	осіб	1
5	Капітальні вкладення	КВ	грн.	1 833 080
6	Експлуатаційні витрати	Вр	грн.	146 700
7	Собівартість 1000кДж холоду	С	грн.	1,09

**Висновки**

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність Розробка дахового кондиціонера для автоцентру «Тайота» площею 2300 м<sup>2</sup> м. Київ., такими показниками як собівартість 1000кДж холоду - 1,09 грн., коефіцієнт ефективності капіталовкладень - 0,82. Ці показники вказують на конкурентоспроможність такого підприємства на ринку виробництва холоду.

Високі економічні показники ефективності є результатом науково-обґрунтованого проектування з підбором високопродуктивного та економічного обладнання.

Отже, проект системи кондиціонування і вентиляції повітря їдальні санаторного комплекс «Одеса» на 230 відвідувачів можна вважати доцільним та вигідним.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### Виробнича санітарія

У поняття «метеорологічні умови середовища» входять температура, відносна вологість, швидкість руху, атмосферний тиск повітря, а також теплове випромінювання та електромагнітні поля надвисокої частоти (НВЧ).

Створення у робочій зоні належних метеорологічних умов сприятливо впливає на організм людини, сприяє доброму самопочуттю, підвищує безпеку роботи, забезпечує високу працездатність. Температура, вологість та швидкість руху повітря при певних відхиленнях від оптимальних значень негативно впливають на процес теплообміну з навколишнім середовищем та терморегуляції організму людини, що призводить до швидкої втоми, перегрівання або переохолодження та інших несприятливих наслідків.

Значення нормативних параметрів умов праці представлені у таблиці 5.1

Оптимальні параметри внутрішнього мікроклімату будівлі та чистота повітря підтримується системами вентиляції. Шкідливі речовини, пил знаходяться в межах допустимих значень (ГДК).

Комфортні умови праці багато в чому залежить від освітлення приміщень. Рациональне освітлення підвищує безпеку робіт та продуктивність праці. Невідповідність нормативним показникам освітлення або неправильне встановлення джерел світла може бути причиною швидкої стомлюваності працюючих, і навіть нещасного випадку

Для створення нормальних умов праці освітлення має відповідати таким вимогам:

- Забезпечувати рівномірність освітлення;
- не викликати сліпучої дії, блискучості та змін яскравості в полі зору працюючого;
- не утворювати різких тіней на робочій поверхні;

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- бути економічним.

Таблиця 5.1 – Значення нормативних властивостей мікроклімату

Приміщення	Пора року	Категорія тяжкості робіт	Характер робочих місць	Температура, °С		Відносна вологість повітря, %			Швидкість руху повітря, м/с				
				акт	Довідковий посібник до БНіП	акт	Довідковий посібник до БНіП		акт	Довідковий посібник до БНіП			
							пт.	дод.		пт.	од.	пт.	од.
	2	3	4		7		10	11	12	13			
Гарячий цех	теплий	Середній тяжкості Іа	постійний	0-23	Не більше ніж на 5 °С вище тн, але не більше 28 °С		0-60	Не більше 75		Не більше 0,3	Не більше 0,7		
	холодний	Середній тяжкості Іа	постійний	6-18	17-22		0-60	Не більше 75		Не більше 0,3	Не більше 0,5		

Обідня зала	теплий	Легка Іа	не постій.		2-25	Не більше ніж на 3 оС вище тн, але не більше 28 оС		0-60	5-75		Не більше 0,3	Не більше 0,5
	холодний	Легка Іа	не постій.		8-21	17-22		0-60	Не більше 75		Не більше 0,2	Не більше 0,3

У приміщеннях застосовують два види освітлень - природне (за наявності променепрозорих отворів) та штучне.

Природне світло має високу біологічну та гігієнічну цінність, т.к. має сприятливий для зору людини спектральний склад і позитивно впливає на психологічний стан людини. У цьому будинку переважає природне бічне освітлення.

Основними джерелами штучного висвітлення є газорозрядні (люмінесцентні) лампи.

Параметри освітленості приміщень представлені у таблиці 5.2

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таблиця 5.2 – Параметри освітлення

Приміщення, робоче місце	Розряд, підрозряд зоррової роботи	Природне Освітлення			Штучне освітлення				
		Вид освітлення	ЕО факт, %	КЕО норм (СНіП 23-05-95)	Вид освітлення	Вид джерела світла	Тип світильника	Світлість факт. ЕФ, лк	Освітлість норм. (СНіП 23-05-95) ЄП, лк
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Гарячий цех	VB	Комбіноване		3	Комбіноване	ЛБ-40	Закритий	-	200
Обідня зала	VB	Комбіноване		3	Комбіноване	ЛБ-40	Закритий	-	200

Вплив випромінювань на організм людини визначається їх типом та інтенсивністю, а також часом впливу на людину.

Основними джерелами випромінювань у громадському будинку є: холодильники, телевізори, радіоприймачі, комп'ютери, мікрохвильові печі та ін.

Випромінювання від побутових приладів наявних у приміщеннях будинку відпочинку перебувають у межах допустимих норм.

Основним джерелом виникнення шуму та вібрації є вентиляційні установки. Причиною виникнення аеродинамічного шуму є пульсація швидкості та коливання тиску повітря у вентиляторі та повітроводах.

Параметри шуму та вібрації представлені в таблиці 5.3. Відсутність фактичних значень шуму та вібрації від вентиляційної установки пояснюється неможливістю проведенням вимірів даних шкідливих факторів через відсутність проектованої установки.

Допустимий рівень звукового тиску у виробничому приміщенні не повинен перевищувати 85 дБА. Рівень шуму створюваний системою припливно-витяжної вентиляції в (вентиляційній камері) дорівнює 93 дБА, в приміщенні, що обслуговується, 46 дБА.

Таблиця 5.3 – Параметри шуму та вібрації

Приміщення, робоче місце	Шум					Вібрація			
	Джерело шуму	Рівень звуку дБА				Джерело вібрації	Рівень віброшвидкості, дБ		
		факт.		ПДК			факт		ПДК
		у	а	у	а		у	а	н
Вентиляційна камера	Вентилятор	-	85	85	5	Вентилятор	-	84	-

Для зниження рівня звукового тиску в системах вентиляції було здійснено такі заходи:

- встановлення вентиляторів, більш досконалих за акустичною характеристикою;
- Вибір оптимальних режимів роботи вентилятора;
- Зниження швидкості руху повітря в місцевих опорах.

Шум від транзитних повітроводів, що проходять через приміщення, зменшується шляхом збільшення масивності самих повітроводів та накладання на них шару звукоізолюючих матеріалів, також застосовуються шумоглушники для зменшення звукового тиску.

Зменшення шуму в приміщеннях суміжних до вентиляційної камери досягається вибором відповідного матеріалу стінок камери та звукоізоляції їх.

Як віброізолюючі пристрої, що перешкоджають поширенню коливань по матеріалу, застосовують пружинні амортизатори або пружні прокладки. Для запобігання передачі вібрації від вентилятора до повітроводів останні приєднують до вентилятора через гнучкі вставки з пружних матеріалів.

#### Пожежна безпека

За рівнем пожежної небезпеки підприємства поділяються на шість категорій. Будівля, що розглядається у цьому дипломному проекті, належить до категорії Д.

За правилами влаштування електроустановок також класифікуються і приміщення, в яких зберігаються або утворюються внаслідок технологічного процесу пожежі та вибухонебезпечні рідини, тверді та газоподібні речовини та матеріали та в яких від електричних джерел запалювання можуть виникнути загоряння, пожежі та вибухи.

Для забезпечення вибухобезпеки проектованої будівлі приміщення класифікують за вибухонебезпечністю відповідно до вимог правил улаштування електроустановок.

У проектованій будівлі переважають зони класу В-Па.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пожежонебезпечними приміщеннями називають приміщення, в яких застосовують або зберігають горючі речовини. Пожежонебезпечні приміщення згідно з ПУЕ поділяють на 4 класи.

Для зменшення небезпеки виникнення та поширення пожеж важливе значення має раціональний пристрій приміщень з точки зору необхідності забезпечення міцності та стійкості будівель та споруд, як у нормальних умовах, так і в умовах пожежі.

Основною характеристикою, що визначає здатність будівель та споруд протистояти виникненню та поширенню пожежі, є ступінь їх вогнестійкості, що залежить від межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій та межі поширення вогню за ними. Матеріали, що застосовуються в даній будівлі для обробки приміщень, відносяться до матеріалів, що згоряють.

Здатність конструкцій за умов пожежі зберігати свої експлуатаційні функції називається вогнестійкістю. Вогнестійкість конструкцій характеризується межею вогнестійкості. Залежно від ступеня вогнестійкості основних будівельних конструкцій усі будівлі та споруди поділяються на п'ять ступенів вогнестійкості. Застосовувані матеріали відносяться до II ступеня вогнестійкості.

У середині будівлі небезпека розповсюдження вогню при пожежі обмежується пристроєм протипожежних перешкод, до яких відносяться протипожежні стіни, перегородки, перекриття, виконані з негорючих матеріалів. Протипожежні стіни мають межу вогнестійкості не менше 2,5 год і проектується з урахуванням вимог: спиратися на фундаменти, зводитись на всю висоту будівлі чи споруди.

Автоматичне гасіння пожежі не передбачено.

Для гасіння місцевого джерела пожежі застосовують вогнегасники типу ОУ-3 вуглекислотний (CO<sub>2</sub>), ОУ-3(3)-13В-У2 вуглекислотний (CO<sub>2</sub>).

Серед інших протипожежних заходів для запобігання пожежам застосовується і пожежний зв'язок та сигналізація, що сприяє своєчасному виявленню та виклику пожежних підрозділів до місця виникнення пожежі, а також забезпечують управління та оперативне керівництво працюючими на пожежі.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Важливе значення при проектуванні та будівництві будівель та споруд надається забезпеченню умов для безпечної евакуації людей у разі виникнення пожежі. Це досягається пристроєм евакуаційних виходів, кількість яких відповідно визначається відстанню від найбільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу, регламентованим залежно від ступеня вогнестійкості будівлі, обсягу приміщення і вибухонебезпечності розміщеного в ньому виробництва. Кількість евакуаційних виходів із будівель, приміщень та з кожного поверху приймається за розрахунками, але не менше двох.

У всіх випадках ширина ділянок шляхів евакуації встановлюється не менше 1 м. Ширина дверей на коліях евакуації повинна бути не менше 0,8 м, ширина зовнішніх дверей сходових кліток – не менше ширини маршу сходів, а висота проходу на шляхах евакуації – не менше 2 м

### **Висновки**

У цій роботі було спроектовано систему кондиціювання та вентиляції повітря для будівлі їдальні при санаторії «Одеса». Було здійснено теплотехнічний розрахунок приміщень їдальні, аеродинамічний розрахунок повітророзподілу та повітряних мереж, за результатом яких було підібрано відповідне обладнання. В економічній частині було визначено необхідні витрати на купівлю та монтаж системи. Було розглянуто розділ безпеки життєдіяльності.

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6. Використана література

<http://vtscomplecte.com.ua/downloads.php>

[https://dpva.ru/Guide/GuideMedias/CoolingAgents/R32list/R32PED\\_Propertues\\_ASR/](https://dpva.ru/Guide/GuideMedias/CoolingAgents/R32list/R32PED_Propertues_ASR/)

1. СНиП РК 2.04-01-2001
2. СНиП РК 4.02-05-2001
3. БНіП 2.04.05-2001
4. Явнель Б. К. Курсове та дипломне проектування холодильних установок та систем кондиціонування повітря. - 3-тє вид., Перероб. і доп - М.: Агропромідат, 1989. 223 с.; мул. – (Підручники та навч. посібники для технікумів)
5. Холодильна техніка Властивості речовин; Богданов, С.М.; Іванов, О.П.; Купріянова, А.В.; Вид-во: М.: Агропромиздат, 1985 р
6. СНиП РК 2.04-03-2002
7. Белова Є.М. Системи кондиціонування повітря з чилерами та фенкоїлами. 2003, 400 с.
8. Белова Є. М. Центральні системи кондиціонування повітря у будинках. - М.: Євроклімат, 2006. - 640 с: іл. - (Бібліотека кліматехніка).
9. Ананьєв ВЛ., Балусєва Л.М., Гальперін А.Д., Міст А.К., Єрьомін М.Ю., Звягтщева РМ, Мурашко В.П., Сєдих І.В. Системи вентиляції та кондиціонування. Теорія та практика. 2001,416 з Трєтє видання.
10. Програма для розрахунку розподілу повітря Klima ADE 5.4
11. Програма для розрахунку повітроводів Vent-Calc
12. Каталог кліматичного обладнання корпорації VTS Group
13. Програма розрахунку циклів холодильних машин CoolPack
14. Інтернет – ресурси:
15. <http://www.conditionery.ru/library/33/751/>
16. <http://aznku.ru/met-meb/ventilyatsiya/114/index.html>
17. <http://www.mkc-ltd.ru/index.asp?id=263>

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

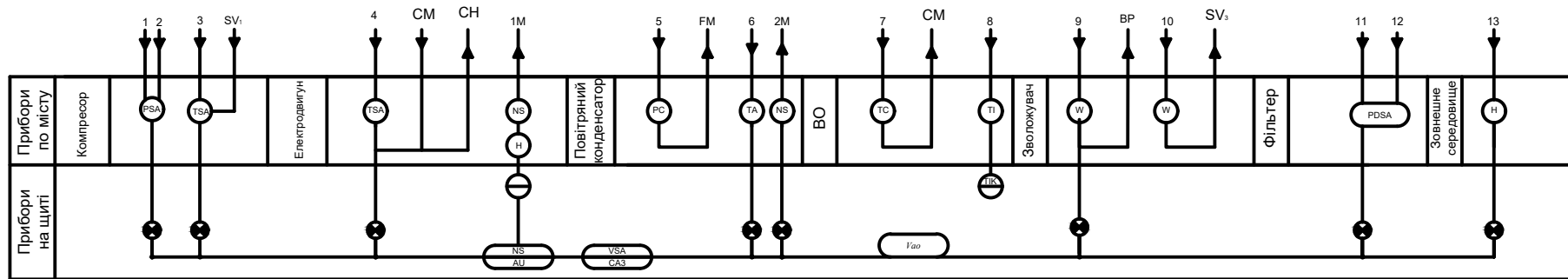
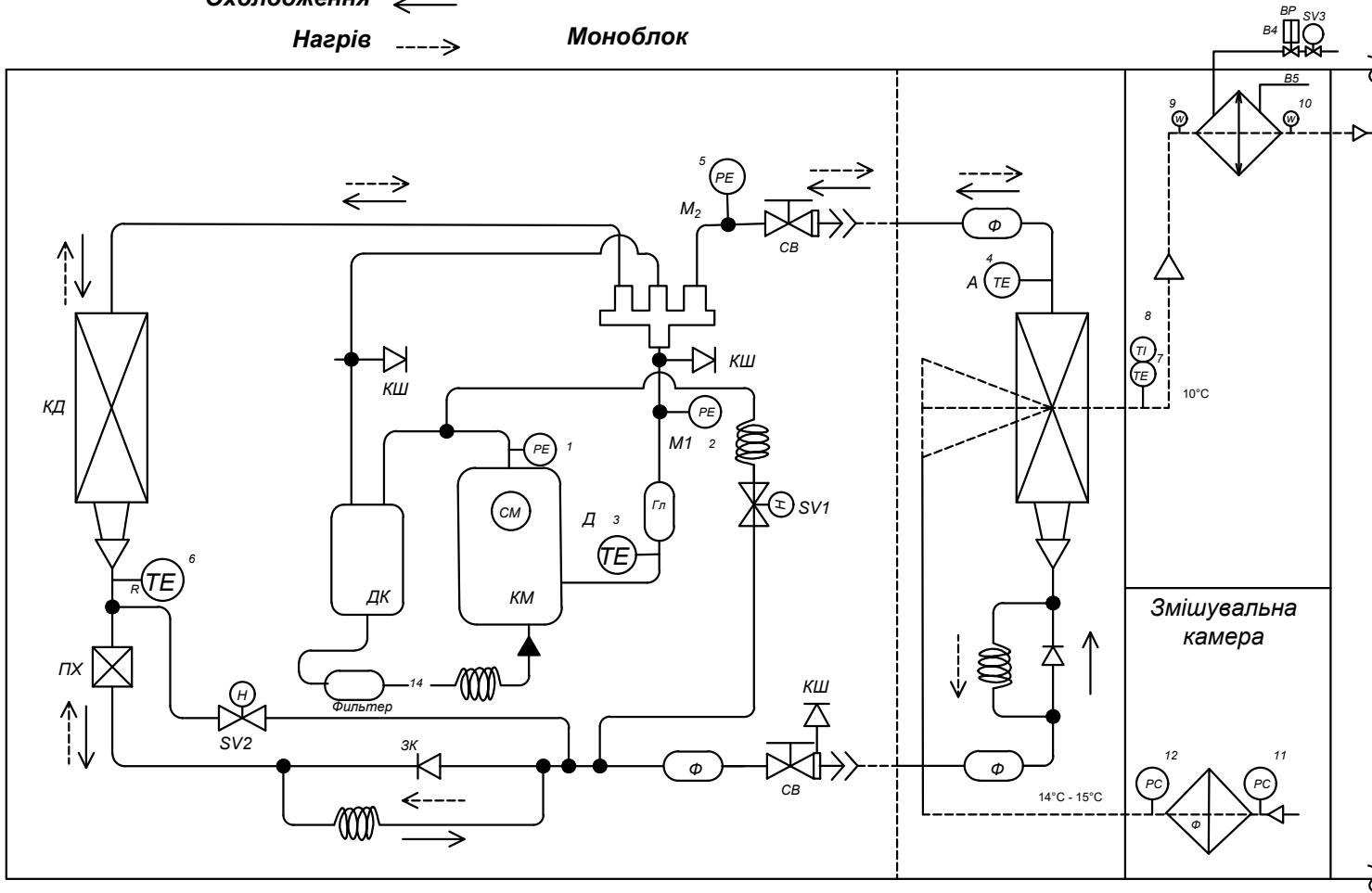
18. <http://www.ventportal.com/node/415>
19. <http://www.ttvent.ru/?id=164>
20. <http://www.termocom.ru/ventilyatsiya-restoranov-kafe-i-barov.htm>
21. <http://ventportal.com/node/33>
22. <http://www.citiair.ru/pages/alasca/recup.html>
23. [http://www.engstroy.spb.ru/library/smotrakova\\_rekuperaciya.pdf](http://www.engstroy.spb.ru/library/smotrakova_rekuperaciya.pdf)
24. <http://www.convert-me.com/ru/convert/power>
25. <http://www.di-condition.com/ventilyatsiya-kafe-restoranov>
26. [http://www.mirklimata.com/archive/number49/article/10\\_aerod\\_vozduhov](http://www.mirklimata.com/archive/number49/article/10_aerod_vozduhov)
27. <http://www.comfortzone.ru/types/restorans/>
28. <http://rvs.products.in.ua/news/1427.aspx>

					БКВ 04.009.000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Охолодження ←  
 Нагрів →

Моноблок

13  
 A  
 TE

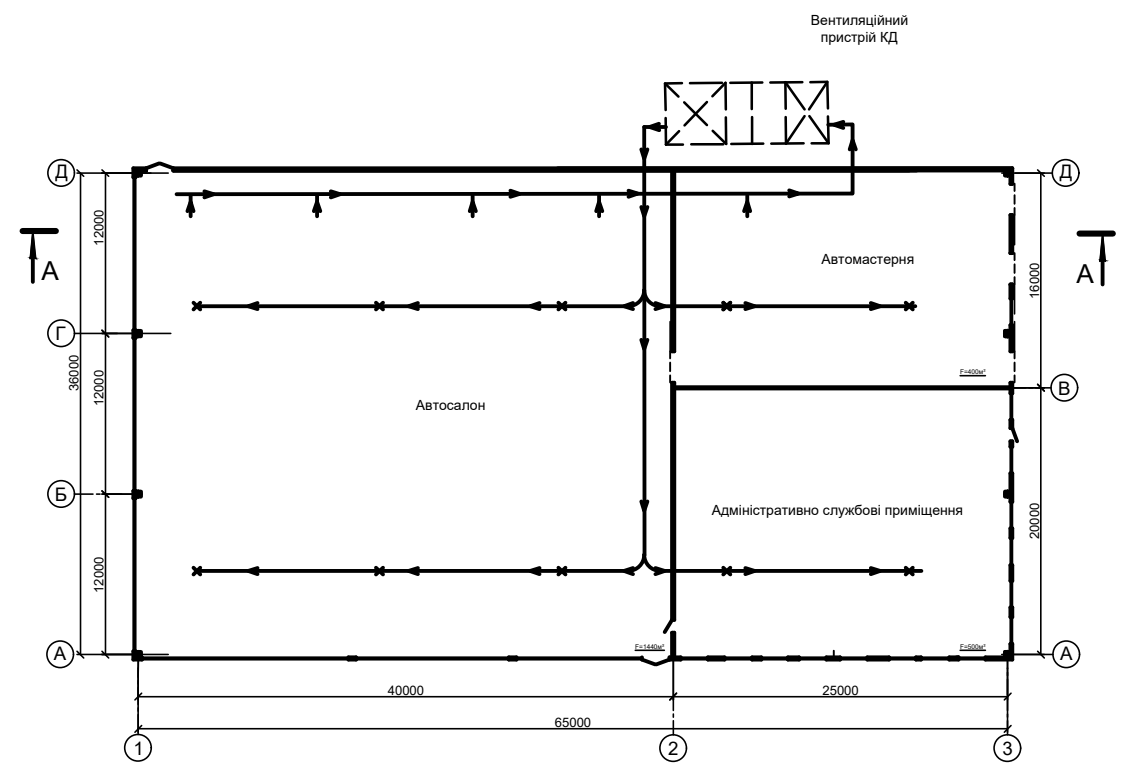
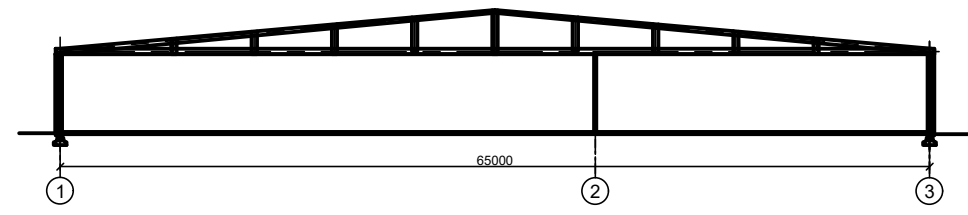


БКВ 04.006 001.ДП С2				Літ		Маса		Масштаб	
Зм. АРС.	№ доум.	Тілиця	Дата	у	1:200				
Розробив	Зайко А.М.			Арсен	Арбуш				
Текніч	Бригидар Л.І.								
Т. контр.	Волынька С.В.								
Н. контр.	Волынька С.В.								
Затв.	Бергана І.В.								

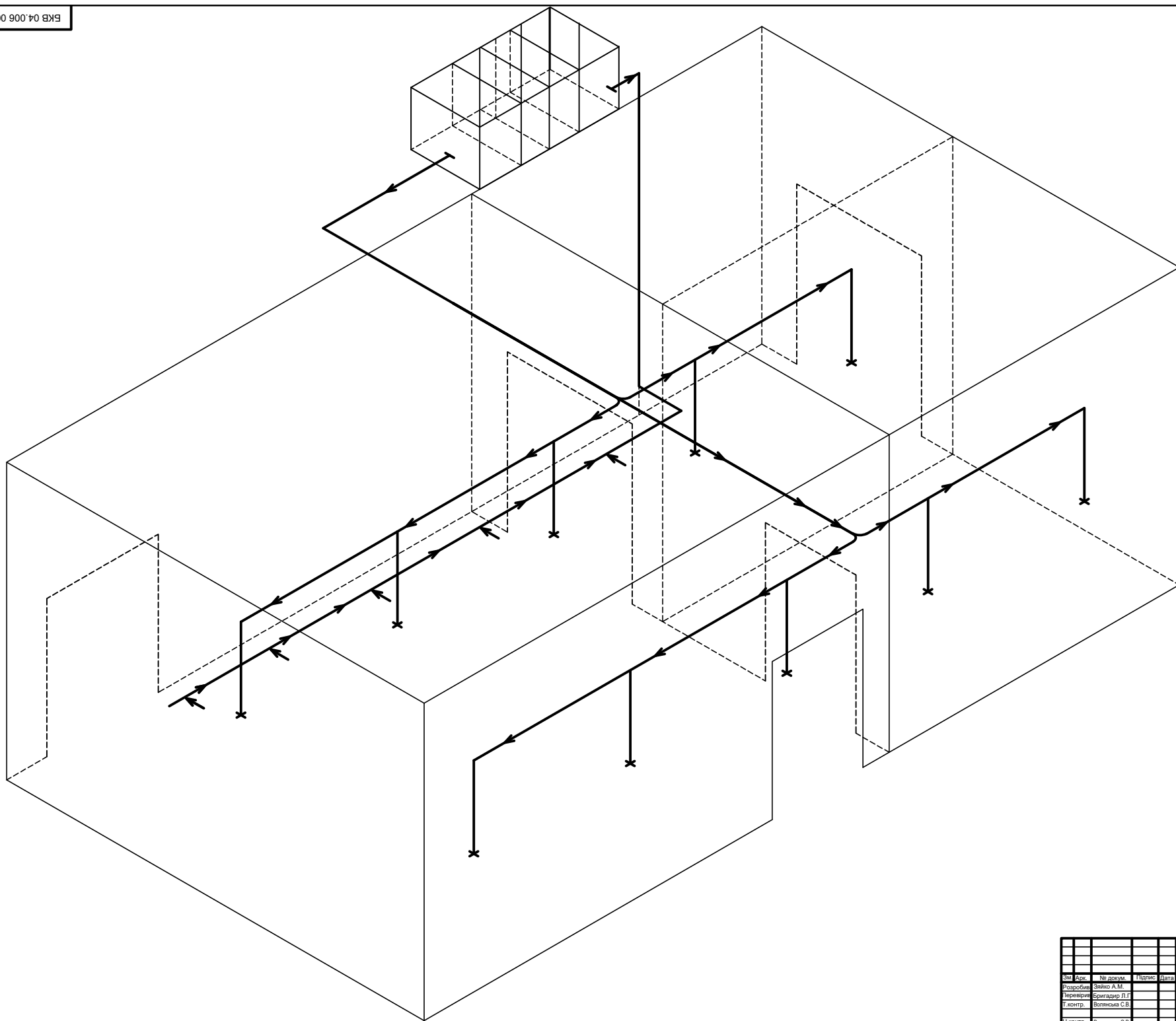
Розводка  
 трубопроводу

ВСП "ОТФК ОНТУ"  
 гр.БКВ - 04

A-A



				БКВ 04.006 001 ДП БК			
№	Арх.	№ докум.	Тидно	Дата	Лист	Маса	Масштаб
Розробник	Завко А.М.				9		1:200
Технічний	Беніадзе Л.Г.						
Т.хонтр.	Вольська С.В.				Аркуш 1	Аркушів 4	
Н.хонтр.	Вольська С.В.				ВСП "ОТФК ОНТУ"		
Затв.	Беріань І.В.				гр.БКВ - 04		



БКВ 04.006 001.ДП С7				Лит.	Масш.	Масштаб
Розводка трубопроводу				1	4	1:200
Изм.	Апр.	№ докум.	Подпис.	Дата		
Разработ.	Вино А.М.					
Проектир.	Бригадин Л.П.					
Т.контр.	Волыська С.В.				Архив	Архив 4
Н.контр.	Волыська С.В.				ВСП "ОТФК ОНТУ"	
Завт.	Беркман І.В.				гр.БКВ - 04	

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

**В І Д Г У К**

керівника про дипломний проект здобувача освіти

Кошовенка Костянтина Денисовича

**Спеціальність**                    № 142 «Енергетичне машинобудування»  
**Освітня програма**                «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

**Тема:**            Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря їдальні санаторного комплексу «Одеса» на 230 посадкових місць

**ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)**

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

Дипломний проект Кошовенка К.Д. виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на сторінках і графічного матеріалу на аркушах, формату А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проектом (роботою)

Дипломник Кошовенка К.Д. над дипломним проектом працював самостійно, графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не порушував.

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка студента Кошовенко К.Д. - добра.

При навчанні за освітньою програмою «Системи кондиціонування і вентиляції повітря» показав програмні результати навчання на достатньо високому рівні, зацікавленість проявляв до дисциплін професійного циклу.

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

Студент Кошовенко К.Д., в період роботи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.

Кошовенко К.Д. отримав освітній рівень бакалавр з енергетики, заслуговує присвоєння кваліфікації – бакалавр з систем кондиціонування і вентиляції повітря.

Оцінка розрахункової частини      5 (відмінно)

Оцінка графічної частини            4 (добре)

Загальна оцінка                         4 (добре)

Прізвище, ім'я, по батькові керівника \_\_\_\_\_ Бригадир Л.Г.

Місце роботи і посада керівника проекту

Завідувач відділення енергетичних систем, викладач циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

« 19 » червня 20 23 р.

Підпис \_\_\_\_\_



г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Виконання графічної частини за допомогою програми AutoCAD.

2. Використання сучасного холодильного обладнання.

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. \_\_\_\_\_
2. \_\_\_\_\_
3. \_\_\_\_\_

Оцінка розрахункової частини      (      )

Оцінка графічної частини      (      )

Загальна оцінка      (      )

Прізвище, ім'я, по батькові: \_\_\_\_\_

Місце роботи і посада рецензента:

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 23 р.

\_\_\_\_\_  
Підпис