

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 009. 000 ДП

Каблаш Володимир
Павлович

м. Одеса - 2023 р.

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

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 04. 009. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
Проект системи кондиціонування поліграфічного цеху «Міст» площею
130 м. кв., м. Одеса

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
На 78 сторінках та графічного матеріалу на 4 аркушах.

Дипломник _ **Каблаш В.П.** (_____)

Керівник проекту _ **Когут В. О.** (_____)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Шимко О.В.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

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

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

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

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

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

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

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

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: **Каблаш Володимир Павлович**

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

Тема дипломного проекту **Проект системи кондиціювання поліграфічного цеху «Міст» площею 130 м. кв., м. Одеса**

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

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

Вихідні дані для проекту: _____

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1 Загальна частина

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

3 Розрахунково-конструкторська частина

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

4 Організаційна частина

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

5 Економічна частина

6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7 Використана література

Графічна частина

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

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

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

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедру _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _ **Когут В.О.** _____ (_____)

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 009. 000 ДП

**Каблаш
Володимир
Павлович**

м. Одеса - 2023 р.

Каблаш Володимир Павлович

Проект системи кондиціонування поліграфічного цеху «Міст» площею 130 м. кв., м. Одеса

Керівник доц.. Когут В.О.

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт складається з: 75 сторінки тексту, 12 рисунків, 7 таблиці, 17 посилання на літературні джерела.

У даній науковій роботі йде мова про розробку системи життєзабезпечення інфекційної лікарні, в м.Миколаїв. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для системи життєзабезпечення; підбір фільтраті та рівномірний розподіл повітря, системи розподілу повітря та систем вентиляції.

Ключові слова: системи кондиціонування, теплопритоки, система життєзабезпечення, лікарня, фільтрація .

ANNOTATION

The diploma project consists of: 75 pages of text, 11 figures, 11 tables, 17 references to literary sources.

This scientific work deals with the development of the life support system of the infectious disease hospital in the city of Mykolaiv. This is the main task that formed the basis of writing this work.

In the work, the calculation of air conditioning processes is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; justification of the choice and selection of equipment for the life support system; selection of filtrate and uniform distribution of air, air distribution systems and ventilation systems.

Key words: air conditioning systems, heat flow, life support system, hospital, filtration

параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; Key words: air conditioning systems, heat in

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	4
1 АНАЛІЗ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ДЛЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ	11
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	13
3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ТЕПЛОГО ПЕРІОДУ РОКУ.....	15
4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ,.....	35
9 ВИБІР І РОЗРАХУНОК УСТАНОВОК КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ.....	43
9.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача	43
9.2 Розрахунок повітроохолоджувача.....	46
9.3 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру.....	48
11 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ.....	35
10. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	40
11 ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ	53
12. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	68
ЛІТЕРАТУРА.....	74

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунково- пояснювальна записка					
Розроб.								Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.								1	83	
Реценз.										
Н. Контр.										
Затверд.										

1 Вступ

1.1 Актуальність теми.

Системи промислового кондиціонування зі змінною витратою повітря для поліграфічного виробництва. призначені для створення і автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти і швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам. В даний час всі системи промислового кондиціонування зі змінною витратою повітря для поліграфічного виробництва насичені безліччю тепловиділяючого устаткування, мають щільні склопакети, що не пропускають свіже повітря в приміщення, а поверхні зовнішнього скління пропускають великі кількості сонячної енергії. Ці фактори можуть негативно відбитися на працездатності, самопочуття і навіть здоров'я людини при тривалому знаходженні в таких приміщеннях. Тому сучасні будівлі потребують системах штучного клімату, які створюють сприятливі умови для людини. У добу людина споживає близько 15 кг повітря. Якість цього повітря, його параметри, багато в чому залежать від системи промислового кондиціонування зі змінною витратою повітря для поліграфічного виробництва. На основі вище сказаного, дослідження та розробка системи промислового кондиціонування зі змінною витратою повітря для поліграфічного виробництва є актуальною задачею на сьогоднішній день.

1.2 Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є проект системи промислового кондиціонування зі змінною витратою повітря для поліграфічного виробництва.

1.3 Методи дослідження.

Ескізна та графічна розробка принципової схеми та експерименти з визначенням показників економічної ефективності холодильної установки, чисельні методи та методи оптимізації.

1.4 Теоретична цінність.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Полягає в проектуванні системи промислового кондиціонування зі змінною витратою повітря для поліграфічного виробництва.

1.5 Фактологічна база.

Фактологічною базою дослідження є типи, види і різні схемні рішення систем промислового кондиціонування зі змінною витратою повітря для поліграфічного виробництва.. В якості джерел інформації використані: підручники, методичні рекомендації, періодичні видання за спеціальністю холодильна техніка та веб-сайти фірм виробників.

1.6 Структура роботи.

Включає 7 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел

Пристрій опалення і вентиляції на поліграфічних підприємствах регламентуються галузевими правилами з техніки безпеки та виробничої санітарії. Для забезпечення санітарно-гігієнічних умов повітряного середовища у всіх виробничих і допоміжних приміщеннях повинна бути передбачена вентиляція (природна, механічна або змішана), що відповідає вимогам норм проектування промислових підприємств. На поліграфічних підприємствах кондиціонування повітря має знайти широке застосування, так як у зв'язку з впровадженням нової техніки, зокрема друкованої, що працює на підвищених швидкостях, процес друку без кондиціонування повітря ускладнюється. Крім того, технологічні процеси поліграфічного виробництва супроводжуються різними тепло і вологовиділення і викликають необхідність створювати різноманітні комбінації постійного мікроклімату. На коливання температури в приміщеннях друкарських цехів все більший вплив тепловиділення від електроприймачів, різних сушильних пристроїв і самого друкарського процесу, а також нерівномірного використання друкарського обладнання. Коливання температури порушують режим друкарського процесу і викликає швидку стомлюваність працюючих.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						1
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Друкарські цехи повинні обладнуватися пристроями для кондиціонування повітря з автоматизованим регулюванням мікроклімату, що забезпечує підтримку заданих параметрів технологічного процесу.

Технологічні процеси сучасного поліграфічного виробництва можуть супроводжуватися утворенням і виділенням пилу, шкідливих речовин, генерацією шуму, вібрації та іншими шкідливими факторами. Генераторами статичної електрики можуть бути рухомі пилоповітряні суміші у вентиляційних повітропроводах, рухомі паперові відходи у системах пневмотранспорту. Заряди статичної електрики можуть накопичуватись при роботі ремінних передач на стрічках транспортерів внаслідок механічного тертя або на ізольованих поверхнях матеріалів та обладнання внаслідок індукційних процесів.

Основними джерелами пилу та шкідливих хімічних речовин у поліграфічному виробництві є поліграфічні матеріали. Повітряне середовище виробничих приміщень забруднюється пилом та парами летких хімічних речовин різного походження. Під час механічного оброблення матеріалів в операціях зважування і завантажування хімічних реактивів утворюється пил механічного походження (аерозоль дезінтеграції), який за хімічним складом близький до складу вихідних матеріалів.

Біологічні шкідливі фактори можуть виникнути в результаті життєдіяльності людини і розмноження мікроорганізмів на пилових частинках речовин білкової природи. У поліграфічному виробництві сприятливим середовищем для розвитку мікроорганізмів і виникнення бактеріального забруднення повітря є високодисперсні технічні порошки і клеї рослинного та тваринного походження.

- забезпечити високу енергетичну ефективність при невеликій тепловій навантаженні для поліграфічного виробництва.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО)- передпроектний документ, що уточнює та доповнює схему розвитку й розташування відповідної галузі промисловості у частині обґрунтування економічної доцільності і господарської потреби проектування підприємства, пункту його розміщення, проектної потужності, номенклатури продукції, забезпеченості сировиною, паливом, електроенергією, водою, а також визначення основних технологічних та будівельних рішень і найважливіших техніко-економічних показників виробництва та будівництва.

Розробка ТЕО здійснюється на основі перспективного плану розвитку галузі промисловості, що проектується.

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) дає змогу оцінити сукупність різноманітних технічних аспектів інвестиційного проекту та зробити відповідні висновки про техніко-технологічну, економічну обґрунтованість запропонованих проектних рішень.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

Основні економічні вимоги до проекту полягають в наступному: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, на тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і холоду.

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло - і

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вологообміну, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування і експлуатація СКП невиправдано збільшиться, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року і занижені для теплого.

У приміщення по результатом теплового розрахунку подається розрахункова кількість зовнішнього повітря що відповідає санітарним нормам. Викид відпрацьованого повітря виконується через тепло утилізатор , витяжною системою . У приміщення повітря подається по герметичним воздуховодам в ізоляції.

Техніко-економічна оцінка СКП завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не лише в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливе для вибору того або іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність пристрою СКП.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії Б:

барометричний тиск $P=1010$ гПа;

ентальпія зовнішнього повітря $h=62$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря $t =31$ °С;

розрахункова швидкість вітру $3,2$ м/с;

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 12,5$ °С;

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря категорії Б:

барометричний тиск $P=1010$ гПа;

ентальпія зовнішнього повітря $h=-18,6$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря $t =-20$ °С;

розрахункова швидкість вітру 10 м/с;

Об'єкт представляє собою двох поверхову будівлю сучасної споруди, яка складається на першому поверсі: з відділення друку , складу з краскою, електрощитової . Система кондиціонування даного об'єкту носить комфортний характер.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- та волого обміну, які в свою чергу залежать від конструкції людини, стану її здоров'я, характеру роботи, яку він виконує, нервового напруження, одягу, а також від температури, вологи та швидкості руху навколишнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні.

Внутрішні параметри повітря в відділенні друку :

температура повітря в приміщенні влітку $t_b =25$ °С;

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температура повітря в приміщенні взимку $t_b = 20$ °С;

відносна вологість повітря в приміщенні влітку $\varphi_b = 47$ %;

відносна вологість повітря в приміщенні взимку $\varphi_b = 40$ %.

6.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 25°С. Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в таблиці 1.

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для подвійне скління в металевих розділених рамах $K_4=0,61$ (ДБН-3-79) та відсутності захисних споруд на вікнах $K_1=1; K_2=1, K_3=1$.

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

Де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за ДБН-3-79; $K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,e}$ - коефіцієнт опромінення сонячною радіацією для врахунку площі світлового отвору, незатіненого горизонтальною та вертикальною площинами в будівельному виконанні.

Параметри за сторонами світу.

На південно-західній стороні:

площа 12 м²;

максимальна щільність потоку прямої радіації 106 Вт/м²;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації 78Вт/м².

На північно-західній стороні:

площа 12 м²;

максимальна щільність потоку прямої радіації 385Вт/м²;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації 98Вт/м².

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна на південно-західній стороні:

$$Q_{oc.i} = (106 \cdot 1 + 78 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.61 \cdot 12 = 1347$$

на північно-західній стороні:

$$Q_{oc.i} = (385 \cdot 1 + 98 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.61 \cdot 12 = 3536$$

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

Для вікон:

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

Де R_{oc} – термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку 6 ДБН-3-79.

$\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 ДБН-3-79.

$$Y_{oc} = \frac{1}{0.34 - 1/8} = 4.65, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача: $D=2,17 > 1$, то $Y_{\text{ст}} = S_{\text{ут.}} = 1.1 \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини залізобетону: $D/2 = 0.65 < 1$, то

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

$$Y_{\text{пер}} = 0.29 \cdot 12.2^2 = 43.16 \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

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

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

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

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

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} F_{oc} + Y_{\text{ст}} F_{\text{ст}} + Y_{\text{пер}} F_{\text{пер}} + Y_{\text{пер}} F_{\text{пер}} \quad (3.4)$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\sum Y = 4.65 \cdot 24 + 1.1 \cdot 63,62 + 18.7 \cdot 71,155 + 43,16 \cdot 33,58 = 2962 \text{ Вт/К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(F_{oc} + F_{ст} + F_{нок} + F_{неп}), m^2 \quad (3.5)$$

$$\Delta = 2,55(24+63,62+71,155 +33,58)=490,5m^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi \left(\sum \frac{Y}{\Delta} \right) \quad (3.6)$$

$$a_{п} = \varphi(2962/490,5) = \varphi(6,03)$$

6.3 Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна .

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

Для південно-західної стіни:

$$Q_{\Delta t} = (31 + 0.5 \cdot 1 \cdot 16.1 - 25) 12 / 0,34 = 496 \text{Вт}$$

Для північно-західної стіни:

$$Q_{\Delta t} = (31 + 0.5 \cdot 1 \cdot 16.1 - 25) 12 / 0,34 = 496 \text{Вт}$$

Де $t_{нар}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» ДБН 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

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

θ_1 – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до ДБН 2.04.05-91.

$t_{п}$ – температура повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$, яка приймається за ДБН 2.04.05-91.

A_{oc} , R_{oc} – площа, m^2 , та приведений опір теплопередачі, $m^2\text{К/Вт}$, скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до ДБН 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_c = 0.85 + 0.15 \frac{1,1}{12,2} = 0,86$$

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

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1 θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до ДБН 2.04.05-91, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 10$, $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$.

ε – запізнювання температурних коливань в огороженні;

z – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається за табл.7 та 8 за посібником до ДБН 2.04.05-91.

A_m – площа масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), м².

α_n , $\alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м²°С), яке визначається за ДБН-3-79.

$\rho = 0,3$ для штукатурки (зовнішній шар стіни)

$J_{cp} = 177$ Вт/м² для південно-західної та північно-західної орієнтації,

$A_j = 497 - 177 = 320$ Вт/м²

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4 (\text{год}) \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 9.83 - 0.4 = 26 (\text{год})$$

$$\varepsilon_1 = 26 + 10 = 36 (\text{год}) \text{ для південно-західної стіни;}$$

$$\varepsilon_2 = 26 + 2 = 28 (\text{год}) \text{ для північно-західної стіни;}$$

Якщо $\varepsilon = a > 24$ год, то значення коефіцієнта θ приймається для відповідної години доби при $\varepsilon = a - 24$ год.

Тоді:

$$\varepsilon_1 = 36 - 24 = 12 (\text{ч}); \quad \varepsilon_2 = 28 - 24 = 4 (\text{ч});$$

6.4 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{л}^{нов} = n_{люд} \cdot q_{нов}, \text{ Вт}; \quad (3.12)$$

$n_{люд} = 8$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні;

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $h_g = 49$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 42,9$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{19,694}{49 - 42,9} = 3,22, \text{ кг/с}$$

6.8.2 По балансу явної теплоти

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.28)$$

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

$$C_p = 1.006 + 1.86 \cdot d \text{ кДж} \quad (3.29)$$

$$C_p = 1.006 + 1.86 \cdot 9.3 \cdot 10^{-3} = 1.0232 \text{ кДж}$$

$$G_2 = \frac{16,574}{1.0232 \cdot 5} = 3,23, \text{ кг/с}$$

6.8.3 По балансу вологи

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.30)$$

де d_g - вологовміст повітря в приміщенні, кг/кг_{св.};

d_n - вологовміст припливного повітря, кг/кг_{св.};

$$G_3 = \frac{0.00094}{(9,5 - 9,1) \cdot 10^{-3}} = 2,35 \text{ кг/с}$$

6.8.4 За газовими шкідливостями

$$G_4 = \frac{G_{вр} \cdot \rho_{вр}}{(C_{ндк} - C_n) \cdot 3600} \quad (3.31)$$

$$G_4 = \frac{0,00001 \cdot 1,42}{(1 \cdot 10^{-8} - 0,7 \cdot 10^{-8}) \cdot 3600} = 1,3 \text{ кг/с}$$

де $G_{вр}$ - розрахункова кількість шкідливостей, кг/год;

$\rho_{вр}$ - щільність шкідливих речовин, кг/м³;

$C_{ндк}$ - припустима концентрація шкідливостей у робочій зоні, кг/м³;

C_n - концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі, кг/м³;

Приймаємо $G_T = 3,23$ кг/с.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

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

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

1) Вибір діаметрів для круглих повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів ;

2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітроводи.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуючих межах;

- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;

- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній 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.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі

$$L = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho}, \quad (4.1)$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде дорівнює:

$$L = \frac{3600 \cdot G_{\text{в}}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 3,23}{1,2} = 9690, \text{ м}^3/\text{год}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілення встаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

$$L_1 = 1,05 \cdot L, \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.2)$$

$$L_1 = 1,05 \cdot 9690 = 10175, \text{ м}^3/\text{год}$$

6.1 Розрахунок повітропроводу

Сутність аеродинамічного розрахунку повітропроводів складається у визначенні розмірів його перетинів, а також втрат тисків на тертя й місцеві опори. При цьому необхідно виконати наступні умови:

- розміри перетинів повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі системи повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітропроводів повинна бути рекомендується межах, що (для адміністративних і суспільних будинків швидкість руху повітря на магістральних ділянках повітровода в межах 5-9 м/с, у відгалуженнях до 5 м/с);
- швидкість повітря на магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для виконання розрахунку розробляємо розведення повітроводів по приміщеннях, представляємо її схему в ізометрії, розбиваючи її на ділянки. Для кожної ділянки визначаємо витрату повітря й задаємося швидкістю руху повітря.

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{ЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1''}{6} = 10175/6 = 1696 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.3)$$

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

Знаходимо діаметр повітроводу

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (4.4)$$

$$d = (1696 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,346 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,4 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F = (\pi d^2) / 4 \quad (4.5)$$

$$F = (3,14 \cdot 0,4^2) / 4 = 0,13 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (F \cdot 3600) \quad (4.6)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 1696 / (0,13 \cdot 3600) = 3,62 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} = (3,62 \cdot 0,4) / 0,0000156 = 92820, \quad (4.7)$$

Де $d_{\text{екв}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 92820^{0,25} = 0,018 \quad (4.8)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} = (1,2 \cdot 3,62^2) / 2 = 7,86 \quad (4.9)$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} = (0,018/0,4) \cdot 7,86 = 0,354 \quad (4.10)$$

Втрати тиску по довжині повітропроводу визначаються

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,354 \cdot 3 = 1,062 \quad (4.11)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} = 0,25 \cdot 7,86 + 15 = 16,97 \quad (4.12)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 1,062 + 16,97 = 18,032 \quad (4.13)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії” Єврокліма Україна,,.

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами ,розміром 400*225 ,у якого площа живого січення дорівнює $f=0,06 \text{ м}^2$. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{ м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p=17 \text{ Па}$.

Розрахунки інших ділянок мережі повітроводів зведені в таблиці в додатку А

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

7.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 3,23 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{MAX}}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 3,23}{1,2} = 9690, \text{ м}^3/\text{ГОД} \quad (7.1)$$

для всіх приміщень

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі воздуховодів :

$$L^{\text{повне}}_{\text{КД}} = L_{\text{КД}} \cdot 1,05 = 9690 \cdot 1,05 = 10175 \text{ м}^3/\text{ГОД} \quad (7.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКП -10 .

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{КИ}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L^{\text{повне}}_{\text{КД}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 10175}{3600} = 3,39 \text{ кг/с} \quad (7.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА

Процес охолодження й осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині ребреніє в місцях, де ребра примикають К

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поверхні трубок, по яких проходить холодна вода; у тих рядах повітроохолоджувача, де охолоджений повітря зустрічається з поверхнею оребрення, що має температуру нижче крапки роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи буде мати місце в останніх рядах повітроохолоджувача, де проходить найбільш холодна вода. По висоті ребра інтенсивність вологи випадання при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підставі ребра й знижується по його висоті.

При розрахунку повітроохолоджувача приймаємо швидкість повітря у фронтальному перетині апарата 1,3 м/с.

Продуктивність повітроохолоджувача визначається рівнянням теплового балансу:

$$Q_x = G \cdot (h_c - h_k), \text{ кВт};$$

де G - витрата зовнішнього повітря, кг/з;

h_n, h_k - початкова й кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, кДж/кг.

$$Q_x = 3,23 \cdot (52 - 37) = 80,75 \text{ кВт};$$

З рівняння теплового балансу треба, що витрата холодної води по трубках теплообмінника обчислюється з рівняння:

$$G_w = \frac{G \cdot (h_n - h_k)}{c_w \cdot (t_{w.вх.} - t_{w.вих.})}, \text{ кг/с.}$$

де $c_w = 4,2$ - кДж/кг^{°С} - теплоємність води;

$t_{w.вх.}, t_{w.вих.}$ - початкова й кінцева температура холодної води на вході й виході з теплообмінника, °С.

$$G_w = \frac{3,23 \cdot (52 - 37)}{4,19 \cdot (17 - 12,5)} = 4,28, \text{ кг/с.}$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря K максимального-можливого:

$$\Theta = \frac{Q_o}{Q_{f \max}} = \frac{27 - 13}{27 - 11} = 0,875$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо показник відносин теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w},$$

$$W = \frac{3,23 \cdot 1.006}{4,19 \cdot 4.28} = 0.18$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 2,25$.

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2$$

$$F = \frac{2.25 \cdot 3.23 \cdot 1.006 \cdot 10^3}{39.2} = 186.5 \text{ м}^2$$

де K – коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0.37} \cdot \varpi^{0.18}$$

$$K = 20.94 \cdot (4 \cdot 1.2)^{0.37} \cdot 1.3^{0.18} = 39.2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі:

$$\Delta P_{\text{вот}} = B(\nu\rho)^m$$

де B - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника; F

ν - швидкість повітря;

m - показник ступеня, вибирається по таблиці.

$$\Delta P_{\text{вот}} = 7,962 \cdot (4 \cdot 1,3)^{1,59} = 109,5 \text{ Па}$$

Визначаємо гідравлічний опір у трубках теплообмінника:

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

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 9 \cdot 1,3^{1,69} = 45 \text{ кПа}$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N = \frac{\rho \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.7)$$

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

h – крок труб по висоті, м, для КЦКП $10 h = 0.05$ м.

Приймаємо $\rho = 1$; при $H_{тр} = 0,85$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0,05 = 17$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.8)$$

де f_w – площа живого перетину мідної трубки m^2 ;

приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

$$m = 1439 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 2,26$$

Приймаємо $m = 2$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.9)$$

$$n = 17 / 2 \approx 8$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.10)$$

$$w = 1439 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 2) = 1,8 \text{ м/с}$$

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

$$k = A \cdot (\nu \rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.11)$$

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

$$k = 23,11 \cdot (3,04)^{0,37} \cdot 1,8^{0,18} = 38,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

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

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\nu\rho = 10175/(3600 \cdot 0,93) = 3,04 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 10175 \cdot (15-5) = 28456 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$G_w = 3.6 \cdot 28456 / (4.187(101,7-59,1)) = 576 \text{ кг/час.}$$

Загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$$

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

$$m = 576 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 0,5) = 2,89$$

Приймаємо $m = 3$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m}$$

$$n = 17 / 3 \approx 6$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = 576 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 3) = 0,482 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м²·°С)

$$k = 21,68 \cdot (3,04)^{0.37} \cdot 0,482^{0.18} = 28,686 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$$

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

$$\Delta t_{cp} = (101,7 + 59,1)/2 - (15 + 5)/2 = 70,4 \text{ °С.}$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = 28456 / (28,686 \cdot 70,4) = 14,09 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 3 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника 19,1 м², цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (19,1 - 14,09) / 19,1 \cdot 100 = 26,3\%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_a = 1,574 \cdot 3,04^{1.74} = 10,89 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1,02 \cdot 3) \cdot 0,482^{1.69} = 1,75 \text{ кПа}$$

5.4 Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в.н}=52 \text{ кДж/кг}$, $t_{в.н}=15^\circ \text{С}$, $t_{в.к}=7^\circ \text{С}$.

Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}=10175 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}=12,5^\circ \text{С}$. Керуючись [5].

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = 0,89$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери указується 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 B - коефіцієнт зрошення .

$$B = \frac{G_w}{L_n \cdot \rho_n}, \text{ кг води/кг повітря.}$$

Проведемо оцінку необхідних коефіцієнтів зрошення в режимах адіабатного зволоження в блок – камері форсункового зрошення в приточному агрегаті КЦКП-10 по даним табл. 2.2(10) .

$$\text{При } E_a=0,65 \text{ потрібно } B = \frac{9000}{10000 \cdot 1,2} = 0,75 \text{ кг/кг};$$

$$\text{При } E_a=0,85 \text{ потрібно } B = \frac{13100}{10000 \cdot 1,2} = 1,092 \text{ кг/кг};$$

$$\text{При } E_a=0,95 \text{ потрібно } B = \frac{17100}{10000 \cdot 1,2} = 1,43 \text{ кг/кг};$$

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнт зрошення B . Знайдемо що для $E_a=0,89$; $B=0,36$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G_w = B \cdot L_n \cdot \rho_n = 0,36 \cdot 10175 \cdot 1,2 = 4396 \text{ кг/ч.} \quad (5.37)$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.4.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для камери зрошення

Керуючись [4], [10] зробимо розрахунок трубопроводу від чилера до камери зрошування :

Загальна довжина труб дорівнює:

$$L_{тр}^{заг} = 31 \text{ м.}$$

Витрата рідини:

$$V = 2,41 \text{ л/с}$$

Швидкість руху рідини приймаємо рівною $\omega = 0,85 \text{ м/с}$.

Визначимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{2,41 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,85}} = 0,06 \text{ (м)}$$

де $v=0,85 \text{ м/с}$ – заздалегідь задана швидкість води в трубопроводі (не більш $1,5 \text{ м/с}$)

$V=2,41 \text{ л/с}$ – витрата рідини

Вибираємо поліпропіленову трубу Pilsa PN10 із зовнішнім діаметром $D=75 \text{ мм}$ і завтовшки стінки $t=6,9 \text{ мм}$. Уточнимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{вн} = D - 2t = 75 - 2 \cdot 6,9 = 61,2 \text{ (мм)}$$

Уточнимо швидкість руху рідини в трубопроводі:

$$\omega = \frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot d_{вн}^2} = \frac{2,41 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,0612^2} = 0,82 \text{ (м/с)}$$

Визначаємо динамічний тиск:

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{999,7 \cdot 0,82^2}{2} = 336 \text{ (Па)}$$

де ρ – щільність води при $t = 10^\circ\text{C}$

Розраховуємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{0,82 \cdot 0,0612}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 38430$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с

Коефіцієнт опору по довжині:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot k_s}{d_{\text{вн}}} + \frac{100}{Re} \right) = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot 0,004}{0,0612} + \frac{100}{38430} \right) = 9,803 \cdot 10^{-3}$$

k_s – коефіцієнт абсолютної еквівалентної шорсткості поліпропіленових труб.

Втрати тиску від тертя на довжині 1 м:

$$\Delta p_{mp} = R = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{9,803 \cdot 10^{-3}}{0,0612} \cdot 336 = 54 \text{ (Па/м)}$$

Втрати тиску по усій довжині труби:

$$R \cdot L_{mp}^{\text{заг}} = 54 \cdot 31 = 1674 \text{ (Па)}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} + \Delta p_{\phi} = ((6 \cdot 1,2) + (3 \cdot 5,7)) \cdot 336 + 20000 = 28160 \text{ (Па)}$$

де, ξ – коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник 90° $\xi = 1,2$

- вентиль $\xi = 5,7$

- тройник $\xi = 1,2$

Δp_{ϕ} – гідравлічний опір форсунок, Па.

Сумарні втрати:

$$\Delta P = R \cdot L_{mp}^{\text{заг}} + Z = 1674 + 28160 = 29830 \text{ (Па)}$$

Визначимо необхідний натиск насоса:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{29830}{999,7 \cdot 9,8} = 3,04 \text{ (м)}$$

Вибираємо насос серії Wilo-VeroLine-IPH-W, тип IPH-W 32/125-0,75/2

Потужність насоса складає 0,75 кВт.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

В кишенькових фільтрів 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.

Як фільтрувальний матеріал в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріал з іглопробивними отворами.

Міра очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_m = ((C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}})/C_{\text{вх}}) \cdot 100\%$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{\text{вх}}$, мг/м³ характеризує початкову запилену. Для житлових районів промислових міст $C_{\text{вх}} = 0,5$ мг/м³.

Обчислимо запилену припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_m = 90\%$, керуючись [5]:

$$C_{\text{вих}} = C_{\text{вх}} - (A_m \cdot C_{\text{вх}})/100, \text{ мг/м}^3,$$

$$C_{\text{вих}} = 0,5 - (90 \cdot 0,5)/100 = 0,05 \text{ мг/м}^3$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_\phi, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Де F_ϕ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

$$УФ = 10175/9,4 = 1082 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_\phi = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_\phi}{[[C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}] \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (7.41)$$

де L – витрата очищається повітря, що проходить через фільтр, м³/ч;

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м²;

$C_{\text{вх}}, C_{\text{вых}}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру, мг/м³.

$$\tau_{\phi} = 1082 \cdot 1000 \cdot \frac{9,4}{[(0,15 - 0,05) \cdot 10175]} = 9995 \text{ ч.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ днів,}$$

$$\tau = \frac{9995}{12} = 832 \text{ днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром використання кишенькового фільтру дозволяє в 4 рази збільшити термін експлуатації фільтру без заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

Важливими характеристиками СКП є енергетична ефективність, можливість рекуперації і високий рівень автоматизації. Незважаючи на уявну простоту і мініатюрність автоматизації, вона здатна вирішувати багато завдань: підтримувати температуру і продуктивність, забезпечувати роботу датчиків проти замерзання калорифера і засмічення фільтру, включення/виключення системи по виставленому часу і багато що інше.

Літній режим

При запуску системи відкриваються повітряні заслонки, запускаються припливний та витяжний вентилятори. Далі зовнішнє повітря проходить через фільтр. Датчиком перепаду тиску 4 контролюється степінь забруднення фільтра і у разі перепаду тиску вище встановленої норми, подається сигнал на вимкнення системи і загоряється аварійна лампочка на щиті. Далі повітря охолоджується в камері зрощення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрощення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес $N_{л} - P'_{л}$. Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після третього повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до t_{III} . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

Аварійне вимкнення системи виникає у разі забруднення фільтра або несправності припливного і витяжного вентиляторів. Спостереження за їх роботою здійснюється за допомогою датчиків перепаду тиску 4,6,17 і 18.

Зимовий режим

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Процес в приміщенні проходить по лінії ($P_3 - B_3$). Мінімальні витрати по підтриманні параметрів повітря в приміщенні відповідає $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ і мінімальній вологості $\phi = 30\%$. Визначаємо параметри точки П (приплив). $t_{\text{п}} = 16^\circ\text{C}$, $d_{\text{п}} = 3,4 \text{ г/кг}$, $\phi_{\text{п}} = 30 \%$.

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами H_3 необхідно довести до точки P_3 . Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітрянагрівачі до точки H_3^1 , до $t=5 \text{ }^\circ\text{C}$, для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через тепло утилізатор (ТУ), це досягається регулюючим клапаном 14, за допомогою датчика 13. Далі припливне повітря нагрівається в ТУ від витяжного повітря до точки H_3^2 , температура цієї точки не буде постійною, тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітрянагрівачі до фіксованої $t=22,5 \text{ }^\circ\text{C}$ до точки H_3^3 , це досягається регулюючим клапаном 17, за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія $H_3^3 - P_3$) до $t=16 \text{ }^\circ\text{C}$, а потім подається в приміщення (процес $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - H_3^3 - P_3 - B_3$).

Також передбачен "захист від заморожування калорифера", який формується при спрацьовуванні одного з двох (чи обох) термостатів, встановлених по воді і по повітрю в секторі калорифера в зимовому режимі. Уставка заморожування по повітрю 6-10, по воді 30-40 градусів за Цельсієм.

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

- вимикається електродвигун припливного вентилятора ;
- включається циркуляційний насос на калорифері;
- повністю відкривається регулюючий клапан на теплоносії;
- закривається вхідна повітряна заслінка.

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

1) пуск, зупинка, експлуатація в автоматичному режимі, узгодження роботи і управління допоміжним устаткуванням (вентиляторами конденсатора та ін.), автоматичне перемикавання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;

3) контроль і забезпечення безпеки установки, діагностика несправностей, сигналізація аварійних режимів і блокування.

Перша група завдань включає:

1) пуск і зупинка агрегатів із запуском компресора з мінімальним навантаженням і в безпечному режимі, а також з дотриманням тимчасових інтервалів, що забезпечують оптимальну роботу холодильної машини;

2) послідовне включення окремих ступенів потужності для інверторних компресорів, щоб зменшити пускові струми і забезпечити захист електродвигуна від перевантаження;

3) узгоджений пуск і відключення окремих елементів системи: включення нагрівачів картера в поршневих компресорах при відключенні останніх;

4) Експлуатація установки в автоматичному режимі: дистанційне керування, програмування в часі режимів налаштування і роботи, управління за допомогою комп'ютера, включення установки після відключення із-за аварійного режиму.

До завдань другої групи відносяться:

1) автоматична підтримка заданої температури фреону на виході з випарника;

2) Регулювання продуктивності компресора ступінчасте - шляхом його включення і відключення та інвертором;

3) Підтримка постійної температури конденсації, щоб не допустити підвищення і пониження тиску в конденсаторі вище за допустимі значення; при підвищенні температури конденсації знижується продуктивність компресора і збільшується споживана потужність, що приводить до перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і відбуваються втрати продуктивності. В цьому випадку, щоб не допустити пониження температури конденсації, застосовуються наступні способи регулювання:

включення або відключення вентилятора залежно від заданої температури зовнішнього повітря в режимі охолодження, зміна витрати повітря, що охолоджує конденсатор, шляхом ступінчастого або плавного регулювання швидкості обертання електродвигуна вентиляторів.

При регулюванні продуктивності компресора одночасно необхідно забезпечувати відповідне регулювання продуктивності вентилятора конденсатора.

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;
- контроль параметрів, що забезпечують надійну і безпечну роботу холодильної машини, граничне відхилення значень контрольованих параметрів від заданих приводить до сигналізації і автоматичної зупинки компресора, пуск компресора після аварійного відключення здійснюється уручну або автоматично;
- кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;
- високий тиск (тиск конденсації), за допомогою реле високого тиску, при перевищенні тиску понад заданий компресор відключається;
- низький тиск (тиск або температура випару), за допомогою реле низького тиску компресор включається, якщо тиск у всмоктуючому контурі вище заданого мінімального значення;
- перепад температур на вході і виході з випарника, високе значення сигналізує про недостатність витрати води;

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура двигуна, вимірювана датчиком температури в обмотках статора, при перегріві двигуна він відключається за допомогою реле теплового захисту компресора і насоса;

- перевантаження двигуна компресора, вентилятора конденсатора, плавкі запобіжники для малих моделей і автоматичні вимикачі з магнітними розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

- налаштування запобіжних клапанів, захищають від надмірного перевищення тиск в замкнутих контурах.

Для захисту від частих перемикань компресора по команді терморегулятора передбачений обмежувач частоти перемикань — таймер компресора. Встановлюється мінімальний час зупинки, при якому компресор залишається відключеним, навіть, якщо в цей час отримана команда на запуск, кількість запусків в годину з урахуванням мінімального часу, який повинен пройти між двома послідовними запусками компресора.

Таким чином, при ступінчастому регулюванні продуктивності вдається зменшити частоту перемикань компресора, але виникають невеликі коливання температури повітря на виході з випарника.

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість

запусків в годину, інтервал часу між включенням насоса і запуском компресора, а так само час затримки відключення насоса після відключення компресора, мінімальний час роботи компресора після запуску.

У всіх блоках управління може бути передбачено, як додаткова опція, підключення мікропроцесорного дистанційного модуля управління, що дозволяє здійснювати управління роботою холодильної машини, контроль параметрів і функціонування із спеціального приміщення усередині будівлі.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

8.1 Тепловий розрахунок компресора

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

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

R-407C є гідрофторуглеродним холодоагентом, що не руйнує озоновий шар. Розроблено для заміни R-22 в багатьох системах кондиціонування повітря. Являє собою зеотропну суміш гідрофторвуглеців R-32 / R-125 / R-134a (масові частки відповідно 23/25/52%). За своїми експлуатаційними характеристиками R-407C дуже близький до R-22, що дозволяє здійснювати ретрофіт багатьох агрегатів, що працюють на R-22. R-407C - це трьохкомпонентна суміш з температурним дрейфом близько 6 °C

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_o) та температурою конденсації (t_k).

Температура кипіння залежить від робочої температури води, яка виходить з чиллера: $t_{\text{води}} = 12,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.1)$$

$$t_o = 12,5 - 2 = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_o = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чиллерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8...15) \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2)$$

$t_n = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 29 + 15 = 44 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (8.3)$$

$$t_3 = 44 - 5 = 39, \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

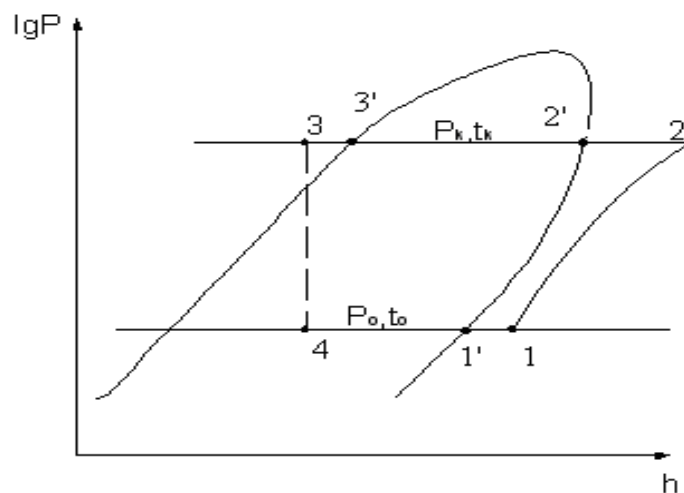
Перегрів в випарнику- $\Delta t_0 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

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

$$t_1 = 10,5 + 5 = 15,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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



процесів.

Підбираємо чілер зі спіральним компресором.

Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_0^x = 1,1 * G_x * (h_g - h_n) = 1,1 * 2,89 * (51 - 40) = 35 \text{ кВт}; \quad (8.5)$$

Температура кипіння фреону: $t_0 = +4^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_k = +40^\circ\text{C}$;

Будуємо холодильний цикл у $\lg P$ - h діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 6.1

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовується конденсатор повітря-охолоджуваній. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі тепловіддаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів. Керуючись [11]

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (8.30)$$

де Q_0 - холодовидатність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 35 + 5,7 = 40,7 \text{ кВт}$$

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

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (8.31)$$

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

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

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (8.32)$$

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

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_b}{\ln \frac{T_k - T_{\text{в1}}}{T_k - T_{\text{в2}}}}, \text{ К}, \quad (8.33)$$

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

Витрата повітря через конденсатор

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

$$G_g = \frac{40,7}{1,006 \cdot 6} = 6,743 \text{ кг/с},$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (8.35)$$

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

$$V_B = \frac{6,743}{1,171} = 5,758 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_{ж} = \frac{V_B}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (8.36)$$

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

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

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби d_n , м -0,012

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

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

Товщина ребер δ_p , м 0,00015

Крок ребер u , м -0,004

Матеріал труб Мідь

Матеріал ребер -алюміній

Ребра Пластинчасті – суцільні

Розташування труб в пучку – Коридорне

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

$$F_{ж} = L_1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (8.37)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{ж}}{(s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (8.38)$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні оребреної труби. При коридорному розташуванні труб з пластинчастим оребренням при $Re = 500..10000$; $L/d_{\text{экв}} = 4..50$; $u/d_H = 0,18..0,35$; $s/d_H = 2..5$; $t_{\text{ж}} = -40..40$ °C

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

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

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

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{экв}}}{\nu}, \quad (8.41)$$

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

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

$$\frac{u}{d_H} = \frac{0,004}{0,012} \approx 0,333; \quad (8.42)$$

$$\frac{s}{d_H} = \frac{0,028}{0,014} = 2 \quad (8.43)$$

$$\frac{L}{d_{\text{экв}}} \geq 5.$$

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

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

Коефіцієнти

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}, \quad (8.45)$$

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_{\text{ж}}}{1000}, \quad (8.46)$$

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

$$c = A \cdot B, \quad (8.47)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{Re_{\text{ж}}}{1000}, \quad (8.48)$$

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

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right), \quad (8.49)$$

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

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

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

$$\alpha_{\text{вФвн}} = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{ЭКВ}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (8.50)$$

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{в.пр}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left(\frac{F_{\text{н}}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{\text{тр}}}{F_0} \right) \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (8.51)$$

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

$$F'_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (8.52)$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{вн} (T_{\kappa} - T_{cm})}} =$$

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

де r – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

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

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

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

з боку повітря

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

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

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

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

$$T_{\kappa} - T_{cm} = (273 + 41,6) - 309 = 5,6$$

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

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

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{\text{вГвн}}}, \text{ м}^2,$$

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

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}, \text{ м},$$

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

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1},$$

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

Коефіцієнт теплопередачі

$$k_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_{\text{м}}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$$

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

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

$$L_1^1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м},$$

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

Живий перетин

$$F_{\text{жс}} = L_1^1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{пр}}}{\alpha}\right)$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}},$$

$$n = \sqrt{\frac{76,8}{0,024}} = 56,57$$

Тоді висота апарату :

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

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

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_B = T_{B2} - T_{B1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{ж} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

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

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

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

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

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

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

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

Організаційне обґрунтування проекту.

Класифікаційна оцінка проекту:

- клас - монопроект, тому що проект орієнтований на певне середовище застосування;
- тип - техніко - економічний, тому що характеризується показниками швидкості, продуктивності, зниженням собівартості, збільшенням продуктивності роботи;
- вид - комбінований, тому що містить дослідницький, інноваційний і ін. види;
- тривалість - короткостроковий, тому що створюється за порівняно малі строки;
- по ступені складності СКП комплексу може бути віднесений до 3-їй групі складності ;
- рівень – локальний.

Життєвий цикл проекту — це період часу від задуму проекту до його закінчення, який може характеризуватися моментом здійснення перших витрат за проектом (поява проекту) і отриманням останньої вигоди (ліквідація проекту).

Життєвий цикл проекту — концепція, що розглядає проект як послідовність фаз, подій та етапів, кожна з котрих має свою назву та часові межі.

Життєвий цикл проекту є базовим, вихідним поняттям для дослідження проблем реалізації проекту, фінансування робіт, прийняття рішень про доцільність капіталовкладень та деталізації проекту. Незалежно від розміру, обсягу й вартості виконуваних операцій будь-який проект у власному розвитку проходить періоди задуму, підготовки, реалізації, закінчення та

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ліквідації. Всі ці стани проекту, як правило, поділяються на складові, які дістали назви «фаза», «стадія» та «етап».

Стадії життєвого циклу проекту можуть різнитися залежно від сфери діяльності й прийнятої системи організації робіт. Однак, у кожного проекту можна виділити початкову (передінвестиційну) стадію, стадію реалізації проекту й стадію завершення робіт із проекту. Це може здатися очевидним, але поняття життєвого циклу проекту є одним з найважливіших для керівника проекту, оскільки саме поточна стадія визначає завдання й види діяльності, використовувані методики й інструментальні засоби.

Життєвий цикл проекту має 4 фази: формулювання проекту, планування, здійснення, завершення.

Формулювання проекту. Цей етап має на увазі функцію ініціації проекту. На цьому етапі ідея проекту знаходить "текстуальне" втілення, проводиться вивчення проблеми і пошук джерел фінансування. Ефективне дослідження теми й фондів допоможе спланувати виконання проекту і його бюджет.

До фази формулювання проекту відноситься: постановка завдань; визначення складу.

Планування. Планування в тому або іншому виді проводиться в перебігу всього строку реалізації проекту. На самому початку життєвого циклу проекту звичайно розробляється неофіційний попередній план - грубе представлення про те, що буде потрібно виконати у випадку реалізації проекту. Розв'язок про фінансування проекту в значній мірі ґрунтується на оцінках попереднього плану. Формальне й детальне планування проекту починається після ухвалення рішення про його реалізацію. Визначаються ключові крапки проекту, формулюються завдання і їх взаємна залежність. Як правило план проекту не залишається незмінним, і в міру здійснення проекту зазнає постійному коректуванню з урахуванням поточної ситуації.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До фази планування проекту віноситься: Збір необхідної інформації для проекту; Аналіз інформації; Вибір коштів; Розробка загального опису процесу; Розробка структури програми;

Здійснення. Після твердження формального плану на керівника проекту лягає завдання по його реалізації. У міру здійснення проекту керівник повинен постійно контролювати хід робіт. Контроль полягає в зборі фактичних даних про хід робіт і порівняння їх із плановими. На практиці відхилення між плановими й фактичними показниками трапляються завжди. Тому, завданням керівника є аналіз можливого впливу відхилень у виконаних обсягах робіт на хід реалізації проекту в цілому й у виробленні відповідних управлінських розв'язків.

До фази здійснення проекту відноситься: Аеродинамічний розрахунок; Підбор обладнання; Комплексне налагодження завдань.

Завершення. Проект закінчується коли минає його строк і досягнуті поставлені перед ним мети. Іноді закінчення проекту буває раптовим і передчасним, як у тих випадках, коли ухвалюється розв'язок припинити проект до його завершення за графіком . Як б то ні було, але коли проект закінчується, його керівник повинен виконати ряд заходів, що завершують проект. Їхній конкретний набір залежить від характеру самого проекту. Якщо в проекті використовувалося встаткування, треба зробити його інвентаризацію й, можливо, передати його для нового застосування. У випадку підрядних проектів треба визначити, чи задовольняють результати умовам підряду або контракту. Особливу увагу керівник проекту повинен звернути на підготовку заключного звіту.

До фази завершення проекту відноситься: Експериментальна експлуатація; Оформлення документації; Впровадження.

Далі в календарному плані робіт проекту таблиці 9.1 детально приводяться строки виконання частин проекту.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

за проектом і задовольнити інтереси інвесторів.

Споживачі відрізняються один від одного по різних параметрах, їхньої потреби, ресурси, звички, культура, відповідно, відрізняються і їхні споживчі інтереси й можливості. Тому може бути проведене сегментування ринку - це групування покупців залежно від прийнятого критерію.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні застосовують центральну систему кондиціонування повітря . ЦСКП мають наступні переваги:

- можливістю ефективно підтримка заданої температури й відносної вологості повітря в приміщенні;
- зосередженням обладнання, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту в малій кількості місць або навіть в одному місці;
- можливостями організації ефективного шумо й віброгасіння;
- не займають корисного обсягу приміщення, тому що розташовуються в основному в підвалі чи на даху.

ЗА допомогою СКП приналежній акустичній обробці повітряводів, обладнання глушителів шуму й гасителів вібрацій можна досягтися найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях і обслуговувати так само, як радіо й телевізійних студій.

Центральні системи мають деякі недоліки. Основним, з яких є необхідність проведення складних монтажних-будівельних робіт з установки кондиціонерів, прокладки повітряводів і трубопроводів, внаслідок чого застосування ЦСКП в існуючих будинках іноді стає неможливо.

Статистика свідчить, що практично 80% усіх фірм, які стали банкрутами у розвинених країнах, не здійснили маркетингової проробки всіх аспектів своєї діяльності. Детальний аналіз ринку на фазі планування проекту допоміг би виправити помилки ще до того, як вони могли б бути зробленими. У багатьох випадках неадекватна продуктивність проекту є результатом

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

недостатньої його підготовки, тому маркетинговий аналіз обов'язковий вже з першої стадії планування проекту.

Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

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

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (9.1)$$

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

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 5-15% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 10-20% від вартості устаткування;

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

$$K_{тр} = 0,05 \cdot 195610 = 9780 (грн.)$$

$$K_{м} = 0,15 \cdot 195610 = 29341 (грн.)$$

$$K_{пр} = 0,2 \cdot 195610 = 39122 (грн.)$$

$$K_{об} = 195610 + 9780 + 29341 + 39122 = 273854 (грн.)$$

Таблиця 9.2 - Капітальні вкладення на СКП

Назва обладнання					Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ			Арк.
								58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

«ВЕЗА» КЦКП-10	32000	шт.	1	32000
CGAN – 150 фірми TRAINE	145768	шт.	1	145768
Жестяні повітроводи	185	п.м.	81	14962
Повіторозподільні решітка	99,3	шт.	29	2880
Вся вартість обладнання				195610
Транспортні витрати				9780
Витрати на монтажні роботи				29341
Вартість проектних робіт				39122
Всього капітальних вкладень				273854

Розрахунок експлуатаційних витрат

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

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію (C_e)
2. Витрати на воду (C_B) і допоміжні матеріали (C_D)
3. Витрати на заробітну плату (C_3)
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт (C_o)
5. Амортизаційні витрати (C_a)
6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

$$C_e = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3 \quad (9.2)$$

- де C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк. 59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

N_y - сумарна настановна потужність;

T_y - кількість годин роботи електродвигунів.

$$N_y = N_{\text{уст.1}} + N_{\text{уст.2}}$$

$$N_y = 13,5 + 6,7 = 20,2 \text{ кВт}$$

$$C_y = 0,7 \cdot 20,2 \cdot 4380 \cdot 0,3 = 18580 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на воду

$$C_g = B \cdot t_y \cdot C_g \cdot 10^{-3} \quad (9.3)$$

де B – витрата води на зволоження ,

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_g – вартість 1 м³ води.

$$C_g = 3705 \cdot 1080 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 6002 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m_1} + C_{m_2} \quad (9.4)$$

де C_{m_1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m_2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запыленої і запыленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m_1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 10 \cdot 232,3 = 232,3 \text{ (грн.)} \quad (9.5)$$

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

C_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m_2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot C_m}{t_m} = \frac{4380 \cdot 9,4 \cdot 20}{1343} = 613 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.6)$$

де t_ϕ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

C_m – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_m = 232,3 + 613 = 845,3 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 273854 = 13692 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 \cdot K_{об} = 0,15 \cdot 273854 = 41078 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 86212 = 2586 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю 9.3

Таблиця 9.3 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	18580
Витрати на воду	6002
Витрати допоміжні матеріали	845,3
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	15196
Амортизаційні відрахування	45589
Інші витрати	2586
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	88798

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$P_i = C_i + E_H \cdot K_i = 88798 + 0,15 \cdot 273854 = 129876 (\text{грн.}) \quad (9.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{273854}{8672} = 31,57 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{м}^3} \right) \quad (9.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{88798}{8672} = 10,24 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right) \quad (9.12)$$

- приведені витрати:

$$\Pi' = \frac{\Pi}{V} = \frac{129876}{8672} = 14,97 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right) \quad (9.13)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

Знаючи вартість 1 Гдж теплової енергії визначимо вартість енергії, що утилізувала:

$$C_{\text{ум}} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5 \text{ (тис.грн.)} \quad (9.14)$$

Розрахунки строку окупності капітальних вкладень

Після того як була встановлена система кондиціонування повітря кількість відвідувачів збільшилась, працездатність робітників поліпшилась, поменшала частота захворювання. У зв'язку із цим і збільшився прибуток центру. Вона склала 230000 грн. Отже, строк окупності капітальних вкладень складе:

$$T = \frac{K}{\Pi}, \text{ років} \quad (9.15)$$

де: K - капітальні витрати, грн.;

Π - збільшення прибутку, грн.;

$$T = \frac{273854}{110000} = 2,5 \text{ роки}$$

Економічна ефективність СКП:

$$E = \frac{\Pi}{K} \quad (9.16)$$

$$E = \frac{110000}{273854} = 0,4$$

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9.ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

Як застосовувана речовина в холодильній установці використовується хладоагент - Фреон 407. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8^\circ\text{C}$. R – 407 - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при зміні його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R – 407 складається з декількох компонентів, тому при його витокі він розпадається на свої складові. Гранично припустима концентрація (П. Д. К.) пар R – 407 у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами $400..550^\circ\text{C}$ або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташнівание, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі:

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів

Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в пліні доби.

До обслуговування допускаються особи старше 18 років й имеющие посвідчення про Кпалификации (незалежно від стажу й Кпалификации) допускаються до самостійної роботи після стажування не менш 1-ЦО місяця з наступною перевіркою знань.

На хладоновых холодильних установках повітря з повітря видаляють через воздуховыпускной вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

11.3 Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення.

Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-вытяжной вентиляцією.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11.4 Електробезпе́чність.

Відносно безпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної безпеки, з підвищеною безпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЭ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної безпеки поразки струмом.

Согласно ПУЭ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до електроприемникам III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-Па (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзрыво- і непожароопасними приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220У

11.7. Виробнича санітарія

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря й заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря із приміщення й подачею в нього свіжого повітря.

.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Стомахина Г.И., Бобровицкий И.И., Малявина Е.Г., Плотникова Л.В. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Жилые здания со встроенно-пристроенными помещениями общественного назначения и стоянками автомобилей. Коттеджи: [Текст] Справочное пособие.-М.: Пантори, Москва. 2003.-308с.:ил.
2. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. [Текст] – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.
3. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. 2003, 400с.
4. Жихарева Н.В. П.Г. Красномовець Оптимізація енерго- та ресурсозберігаючої системи охолодження плодоовочесховищ Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції– 2001. (Додаток до журналу «Холодильна техніка і технологія»). – С.25–28.
5. Табунщиков Ю. А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий [Текст] / Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с.
6. Липа А.И. Основы теории и современные технологии обработки воздуха. –Одесса 2010: ОГАХ - 609 с.
7. Погорелов А.И. Тепломассообмен. – Одесса: Черноморье, 1999. – 123 с.
8. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Ленинград: Издательство Ленинградского университета, 1990.
9. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Одесса: «ТЭС», 2014. – 340 с.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1. Под редакцией Павлова Н.Н. и Шиллера Ю.И. 4-е переработанное издание - . М.: Стройиздат , 1999. – 319 с.

11. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономічного аналізу холодильної установки плодоовочесховища// Холодильна техніка і технологія . – 2014. – № 2 (148) – С. 11–15

12. Жихарева Н.В. Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів. / Холодильна техніка і технологія. – 2015. №51(4). – С.12–17.

13. Антонов П.П.Методика расчета и проектирования систем обеспечения микроклимата в помещениях плавательных бассейнов.— М.: ООО «СИ- ТЭС-Кондиционер», 2005- 21 с

14. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. // Холодильна техніка і технологія.– 2012. – №5(139). - С.16-20.

15. Жихарева Н.В.Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с.

16. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ.// Вестник международной академии холода 2013. – Вып 4 – С. 16 – 20.

17. Жихарева Н.В. Моделирование процессов кондиционирования воздуха. // Холодильна техніка і технологія. – 2000. №65. – С.54–59.

18.Перепека В. И. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции [Текст] / В.И., Перепека, Н.В. Жихарева –Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.

19.Брух В.В. Парадоксы традиционной методики расчета VRF систем кондиционирования воздуха [Текст]// Брух В.В. / СОК. 2005. – №5. – С. 62–64.

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

20. Zhikhareva N. Modeling of energy efficient air condition // N.V Zhikhareva. / The scientific method. Poland – 2017. – No. 3. – P. 3–6.
21. Zhikhareva N. Optimization of conditioning system for premises with non stationary heat exchanger // N.Zhikhareva. / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. No 5. P. 94–99.
22. Жихарева Н. В. Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень [Текст] // Н. В. Жихарева, М. Г. Хмельнюк / Холодильна техніка та технологія. 2016. – Том 52, випуск 6. – С. 75–79.
23. СНиП 2.01.0182. Строительная климатология, введ 2010-01-01
24. Справочное пособие к СНиП 2.01.0182. Строительная климатология, введ 2010-01-01
25. СНиП 2.03.0199. Строительная климатология, введ 2013-01-01
26. Сотников А.Г. Диаграмма i–d влажного воздуха, совмещенная со специализированной климатологической информацией для расчетов СКВ и СВ // Инженерные системы, №2/2001.
27. Asheville, North Carolina: National Climatic Data Center, U.S. Department of Commerce. Test Reference Year (TRY), tape reference manual, TD9706. 1976, vol. 86
28. Asheville, North Carolina: National Climatic Data Center, U.S. Department vol. 50-100
29. ISO 159274:2005. Hygrothermal performance of buildings — Calculation and presentation of climatic data — Part 4: Hourly data for assessing the annual energy use for heating and cooling, 2005. vol. 50
30. Zhang Q., Huang J., Lang S. Development of typical year weather data for Chinese locations. ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
31. Lund H. Short Reference Years and Test Reference Years for EEC countries. Thermal Insulation Laboratory, Techn. Univ. of Denmark. Final report EUR 10208 EN, 1985. vol. 125

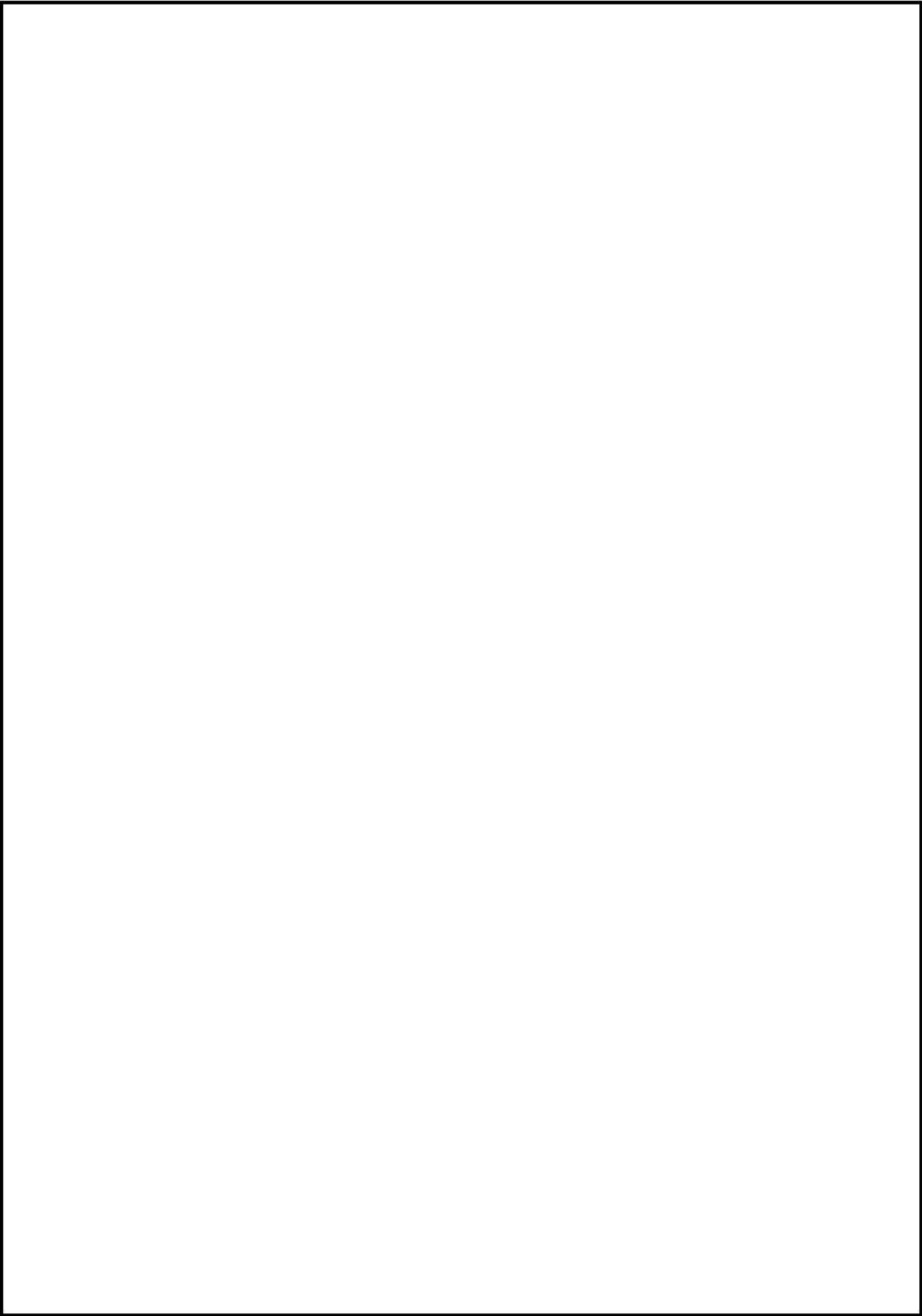
					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

32. Targo Kalamees and Jarek Kurnitski. Estonian test reference year for energy calculations. Proceedings of the Estonian Academy of Sciences. Engineering. 2006, March, vol. 12, No. 1.
33. Thevenard D.J. and Brunger A.P. The Development of Typical Weather Years for International Locations: Part I, Algorithms, and Part II: Production, ASHRAE Transactions, 2002, vol. 108, No. 2.
34. Tammelin T. and Erkiö E. Energialaskennan saatedot — suomalainen testivuosi. Report 1987: No. 7, Ilmatieteen laitos, Helsinki, 1987. vol. 150
35. Lam J.C., Hui S.C.M. and Chan A.L.S. A statistical approach to the development of a typical meteorological year for Hong Kong. Architectural Science Review, 1996, vol. 39, No. 4.
36. Кобзарь А.И. Прикладная математическая статистика. — М.: Физматлит, 2006. С. 49-50.
37. Santamouris M., Argiriou A. Passive cooling of buildings: Results of the PASCOOL program. International journal of solar energy, 1997, vol. 19, No. 1-3.
38. Harriman L.G., Colliver D.G., and Quinn Hart K. 1999. «New weather data for energy calculations», ASHRAE Journal, vol. 41, No. 3.
39. Жихарєва Н. В. Шляхи підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. - Холодильна техніка та технологія, 2017. - Том 53, вип. 3. - С. 26-30
40. Быков А.В. Холодильная машины. — Москва: Лёгкая и пищевая промышленность, 1982. —219 с.
41. Быков А.В. Проектирование холодильных сооружений. —Москва: Пищевая промышленность, 1978. — 254 с.
42. Щёкин Р.В, Корневский С.М, Бем Г.Е, Скороходько М.А, Артюшенко М.А. Изд.3-е. —Киев: Справочник по теплоснабжению и вентиляции. 1968. —438 с

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

43. Кокорин О.Я.. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха О.Я.Кокорин,- М.: «Экстропечать», 2005 - 99 с.
44. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. - 223 с.: ил.
45. Юдин Е.Я., Белов С.В., Баланцев С.К. Охрана труда в машиностроении.- М.: Машиностроение, 1983.- 432с.: ил.
46. Ананьев В.А., Балугев Л.Н., Гальперин А.Д. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. - М.: Евроклимат, 2001.- 416 с.
47. Штокман Е.А. и др. Вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности.-М.: Изд-во АСВ,2001-687с.
48. Холодильная техника. Различные области применения холода. Справочник под редакцией Быкова А.В. - М.: Агропромиздат,1985 -272 с.
49. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленности, общественных и жилых зданиях. - М.:Стройиздат,1982. - 406с.
50. Баркалов Б.В, Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в жилых и общественных зданиях. – Москва: Стройиздат, 1971. –265с.
51. Староверов И.Г. Вентиляция и кондиционирование воздуха. –Изд.3. -Москва: Стройиздат, 1978. –509 с.
52. Журнал Мир климата: статьи о климатическом оборудовании Архив №38 Климатические системы для бассейнов
53. СанПиН 2.1.2.1331-03 «Гигиенические требования к устройству, эксплуатации и качеству воды аквапарков».
54. СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».
55. СП 23-101-2003 «Строительная теплотехника. Проектирование зданий и сооружений».

					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					БКВ 04. 009. 001 ДП ПЗ	Арк.
						71
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Каблаш Володимир Павлович
Проект системи кондиціювання
поліграфічного цеху «Міст» площею 130
м. кв., м. Одеса

Керівник доц., к.т.н.
Когут В.О.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

- Для вибору комплекту обладнання систем забезпечення мікроклімату в громадських об'єктах, що експлуатуються доцільно проводити відповідне математичне моделювання з відповідним обладнанням.
- Метою математичного моделювання є вибір такого набору кліматичного обладнання, який дозволить:
- забезпечити необхідні параметри мікроклімату в приміщеннях, які кондиціонуються в умовах максимальних теплоприпливів влітку і максимальних тепловтрат взимку;
- забезпечити високу енергетичну ефективність при невеликій тепловій навантаженні.
- Тому економічне обґрунтування проблем підвищення ефективності багатозональних СКП становить особливий науковий і практичний інтерес. Тим часом проектування багатозональних СКП до теперішнього часу залишається недостатньо вивченою областю кондиціонування повітря. У цих умовах важливим завданням є наукове обґрунтування шляхів і методів виходу підвищення багатозональних систем кондиціонування повітря

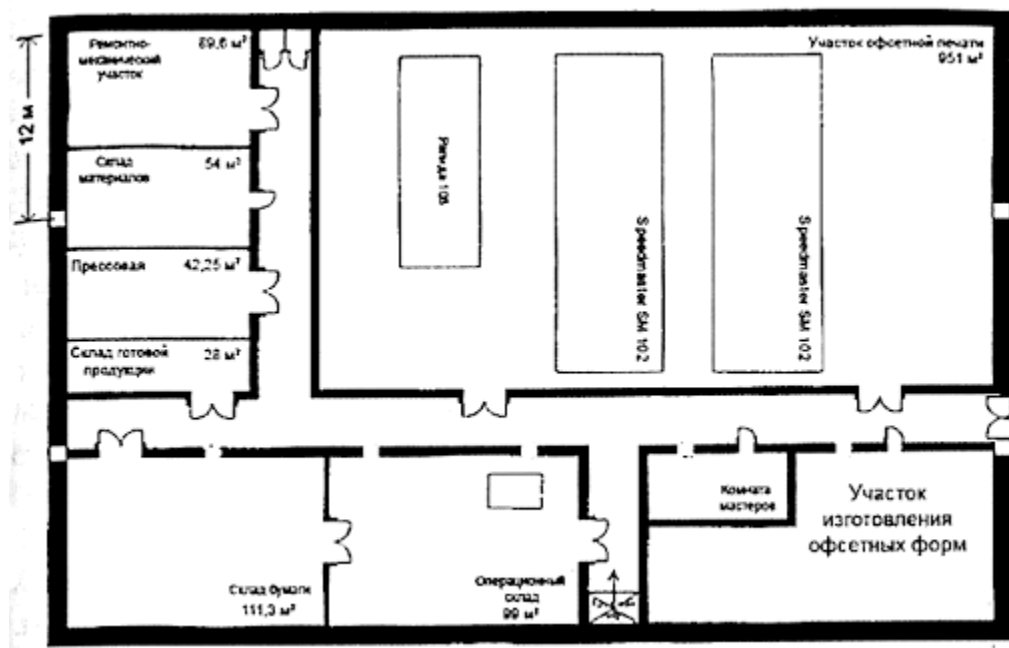
ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ СКП

- Системи кондиціонування повітря технологічного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло - і волого обміну, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

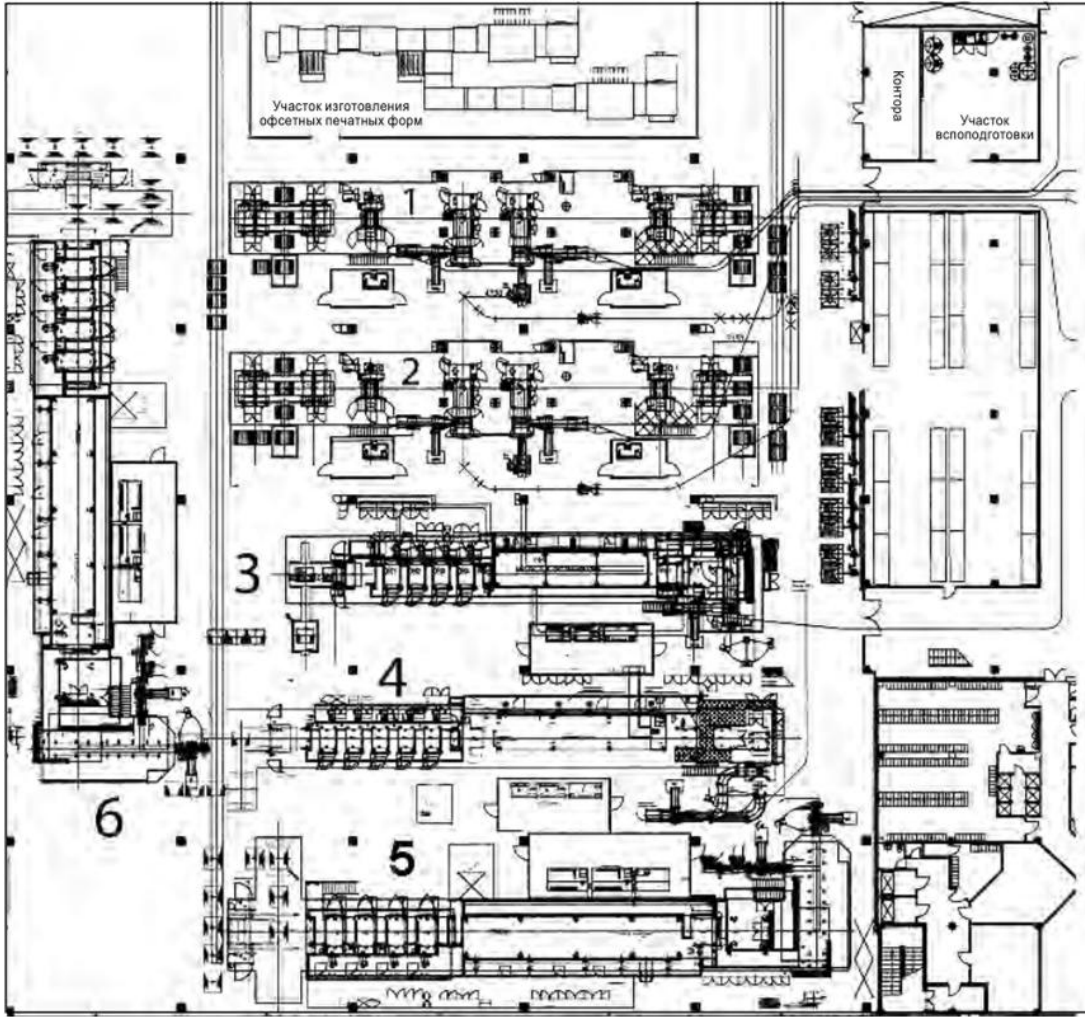
ТИПИ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМ

- Одноканальна центральна, прямоточна та рециркуляцією;
- центральна, прямоточна та рециркуляцією СКП з кількісно-якісним регулюванням;
- двоканальна, прямоточна та рециркуляцією СКП;.

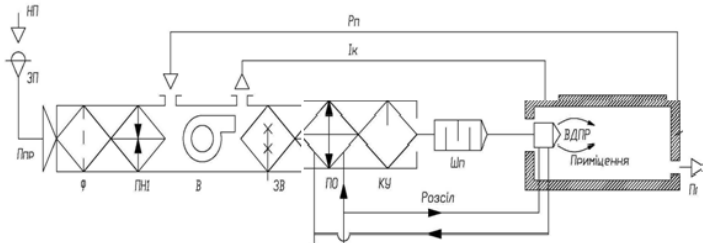








КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ З ВОДЯНИМИ ЕЖЕКЦІЙНИМИ ДОВОДЧИКАМИ- ПОВІТРОРОЗПОДІЛЬНИКАМИ.



- Особливостями схеми є відсутність у центральному кондиціонері КЦ другого ступеня нагрівача, тепловологісна обробка тільки зовнішнього повітря, використання розсільної системи охолодження ПО та наявність розсільних трубопроводів до теплообмінника ТО, розташованого в корпусі ВДПР. На літнього режимі до ВДПР подається холодна вода (розсіл), на зимовому - гаряча вода. Регулювання параметрів здійснюється зміною витрат води в тепло-обміннику, через який проходить повітря з приміщення (точка П) та охолоджується, ежектується повітрям з кондиціонера (точка 2') соплом С повітророзподільника. У корпусі ВДПР вони змішуються (процеси 2'-П_л-3-П_л) і виходять знову в приміщення як припливне

ВИХІДНІ ДАННІ ЯКІ БУЛИ ОТРИМАНІ І ПРИЙНЯТІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

- Місце розташування об'єкту – м. Одеса
- Найменування об'єкту – Цех поліграфічного виробництва, МІСТ
- Географічна широта - 49°
- Розрахункові літні параметри повітря:

Барометричний тиск – 0.969 бар.

Температура зовнішнього повітря – $31.2, ^{\circ}\text{C}$

- Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні в літку – $24, ^{\circ}\text{C}$

Температура в приміщенні в зимку – $26, ^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні в літку – $45, \%$

Відносна вологість повітря в приміщенні в зимку – $50, \%$

- Параметри які були отримані при розрахунку:

Максимальний тепловий потік з урахуванням запізнення – 46, кВт

Теплове навантаження на приміщення – 179, кВт

Вологовиділення від різних джерел – 0.033, кг/с

Кількість вологи яку необхідно відвести – 0.243 кг/с

ТЕПЛО ПРИПЛИВИ В ЦЕХУ

Приміщення №	Сумарний Теплоприплив (літо), кВт	Сумарні вологовиділення (літо), кг/с	Сумарний теплоприплив (зима), кВт	Сумарні вологовиділення (зима), кг/с	Тепловолістна хар-ка (літо) кДж/кг·К	Масова витрата повітря, кг/с	Об'ємна витрата повітря, М ³ /год
1	178.957	0.033	158.48	0.033	5422.72	1	52150

ВРАХУВАННЯ ТЕПЛОНаДХОДЖЕННЯ ВІД ОБЛАДНАННЯ ПОЛІГРАФІЧНОГО ЦЕХУ, РУЛОННОГО ДРУКУ

- ⦿ uniset 70 - 1 шт. - 35, кВт
- ⦿ uniset 75 - 1 шт. - 40, кВт
- ⦿ Rotoman 60 - 1 шт. - 25, кВт
- ⦿ rotoman 65 - 1 шт. - 30, кВт
- ⦿ Lithoman IV - 2 шт. - 20, кВт
- ⦿ Сума = 170 кВт.

В ході проведення розрахунку були отримані наступні залежності:

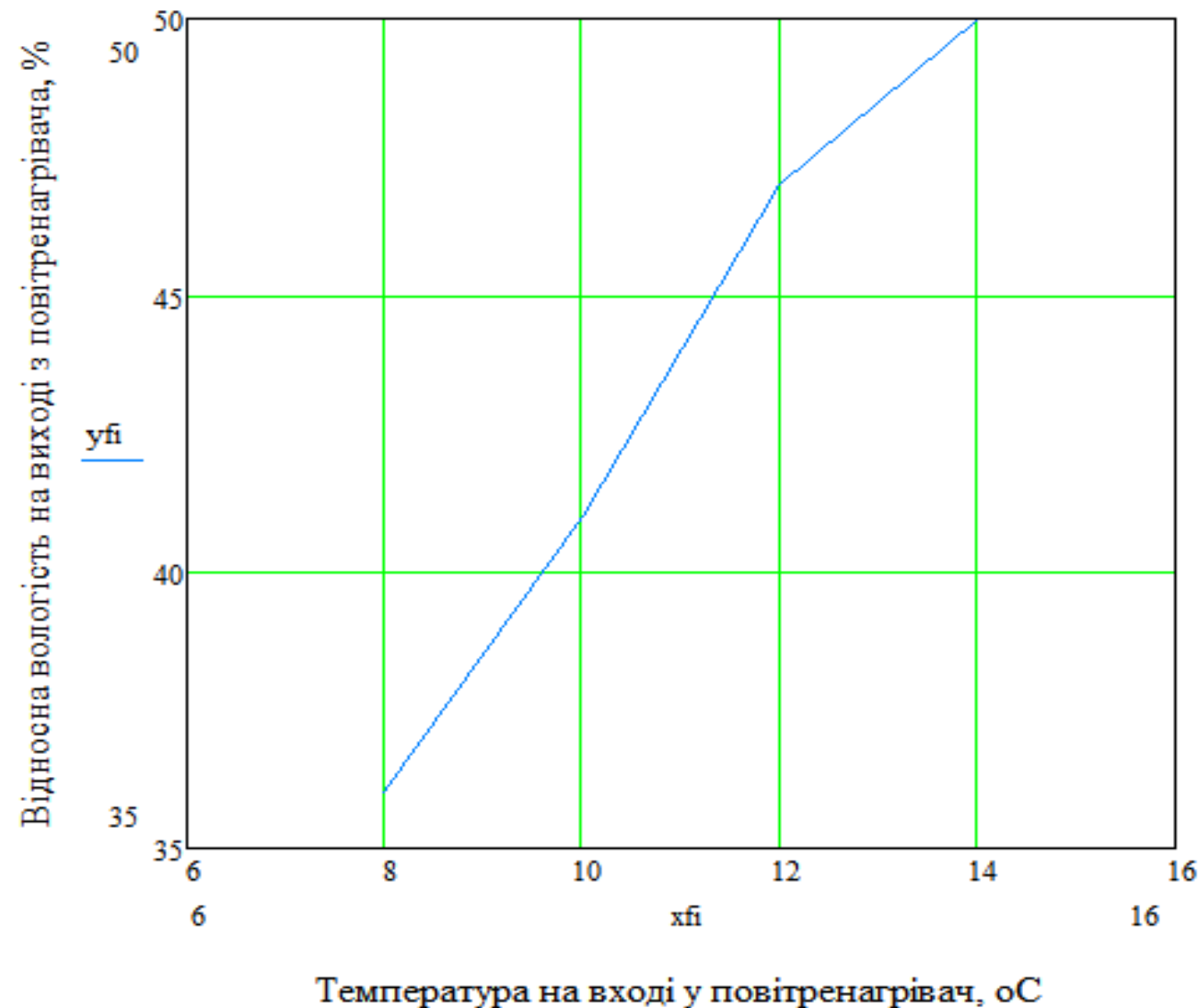
$$t_k = t_{\Pi} - \frac{Q_o}{G \cdot c'_p \cdot \xi_H} + \frac{Q_k}{G \cdot c'_p \cdot \eta_k} = t_{\Pi} + \frac{Q_o}{G \cdot c'_p} \cdot \left(\frac{Q_o/Q_k}{\eta_k} - \frac{1}{\xi_H} \right), ^\circ\text{C}$$

Вставляючи в рівняння величину Q_o , отримаємо в остаточному виді:

$$t_k = t_{\Pi} + (t_{\Pi} - t_k) \cdot \eta'_{\text{вип}} \cdot \left(\frac{Q_k}{Q_o} \cdot \frac{\xi_H}{\eta_k} - 1 \right), ^\circ\text{C}$$

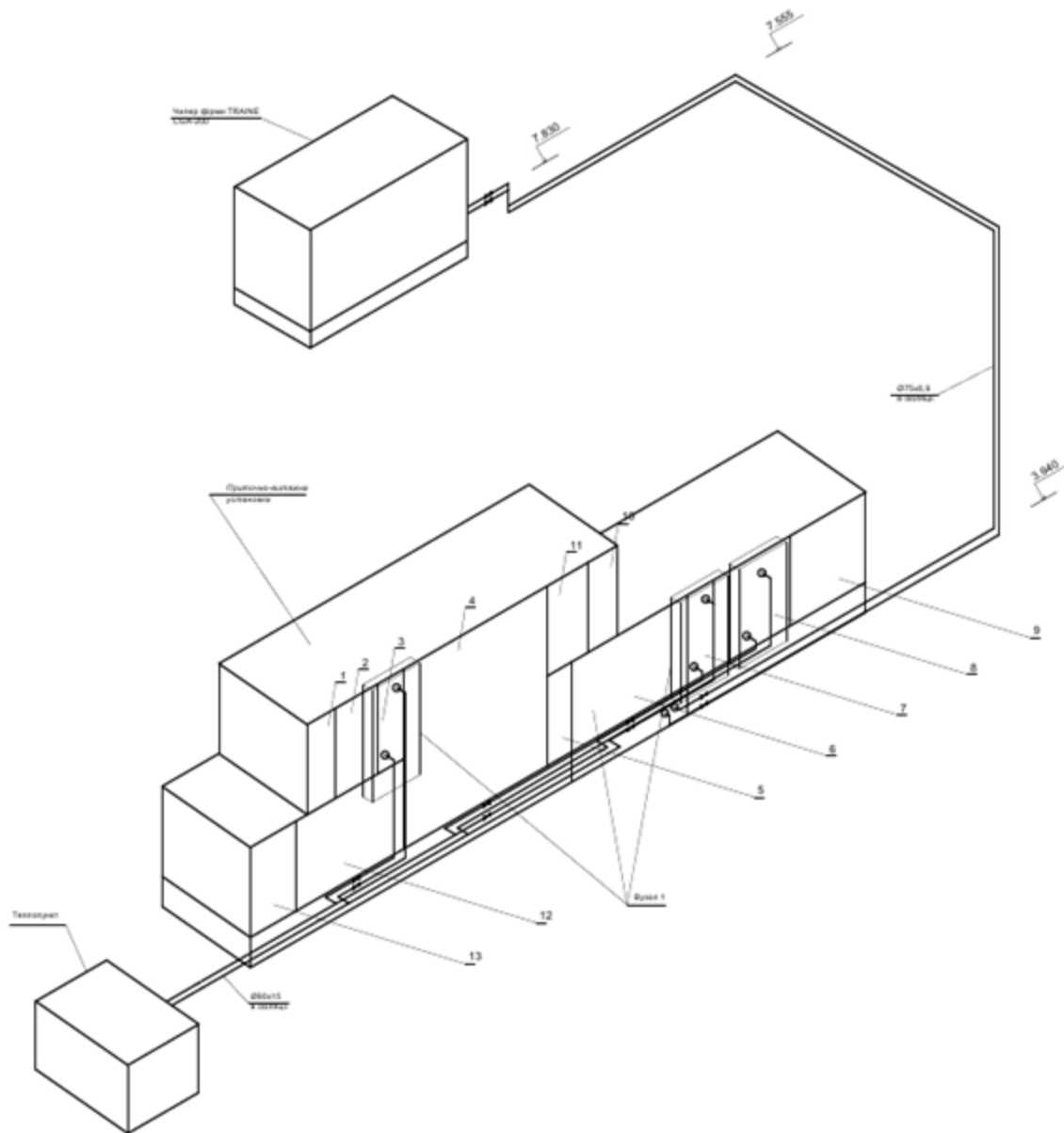
У цьому рівнянні відношення $\frac{Q_k}{Q_o}$ є функцією t_k і t_0 з таблиці.

Температура кипіння $t_0, ^\circ\text{C}$	Температура конденсації $t_k, ^\circ\text{C}$							
	25	30	35	40	45	50	55	60
-10	1.15	1.18	1.21	1.24	1.28	1.315	1.35	1.39
-5	1.13	1.15	1.18	1.21	1.24	1.28	1.31	1.35
0	1.10	1.125	1.15	1.18	1.21	1.24	1.27	1.30
5	1.08	1.10	1.13	1.15	1.18	1.20	1.23	1.25

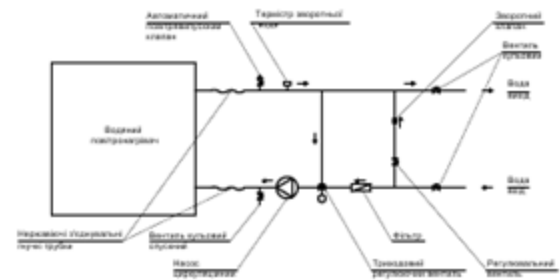


Маючи ці залежності можна обрати оптимальну температуру для подачі повітря у нагрівач повітря, це дозволяє не перевищувати холодовидатність холодильної установки вище ніж це необхідно.

Залежність вологості повітря на виході від, температури повітря на вході у нагрівач повітря.

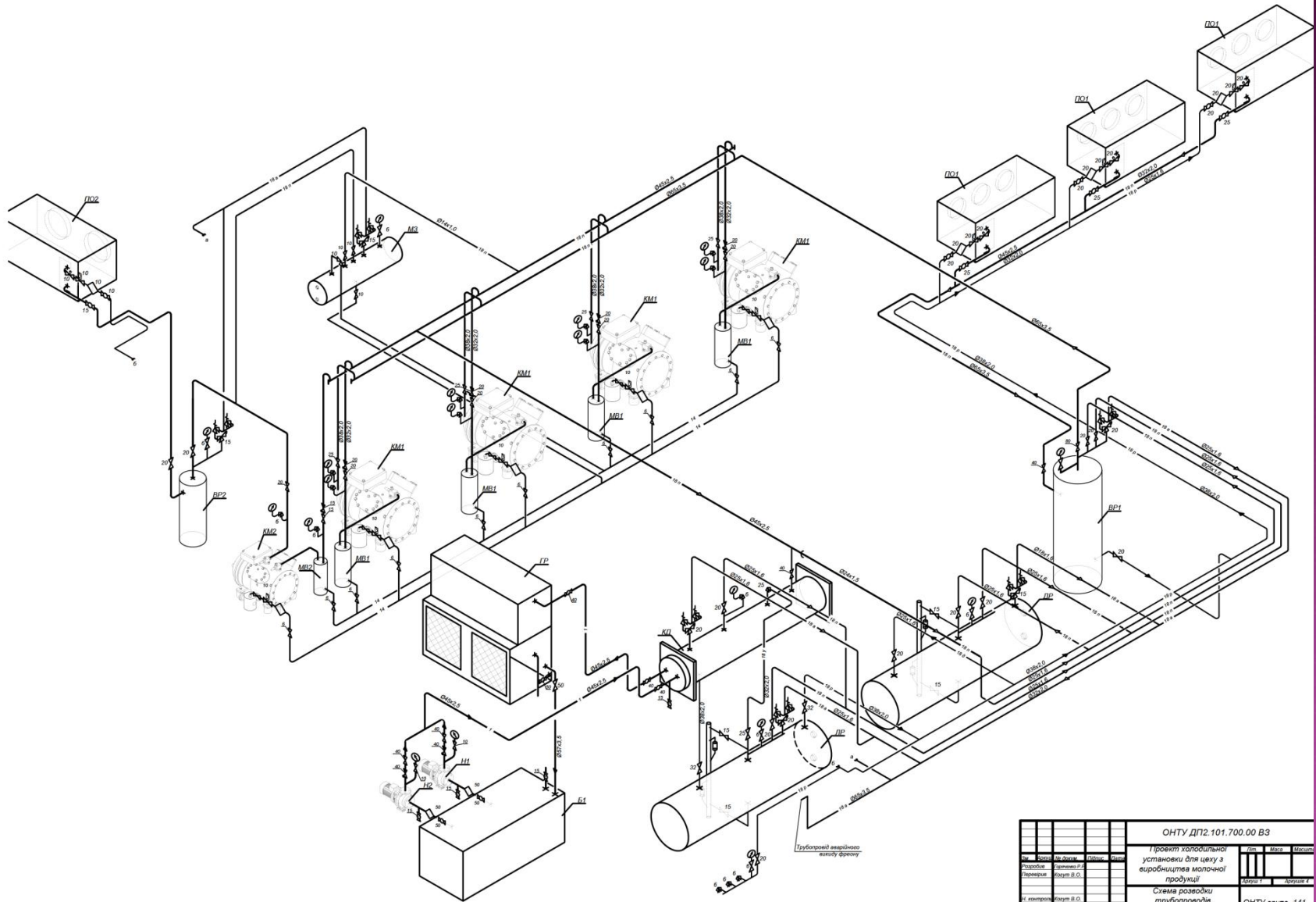


Вузол 1 (обв'язка повітрянагрівача)

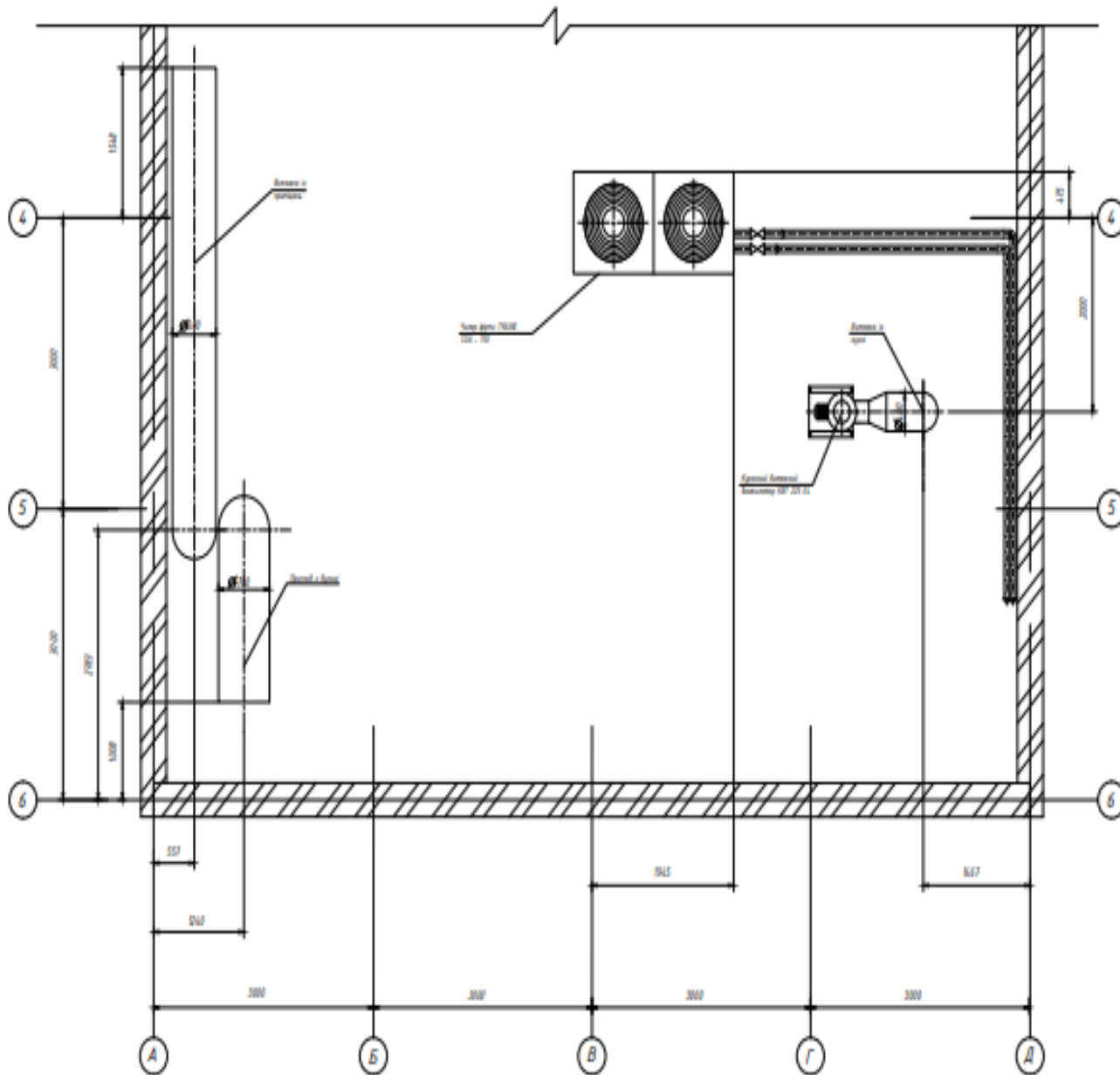


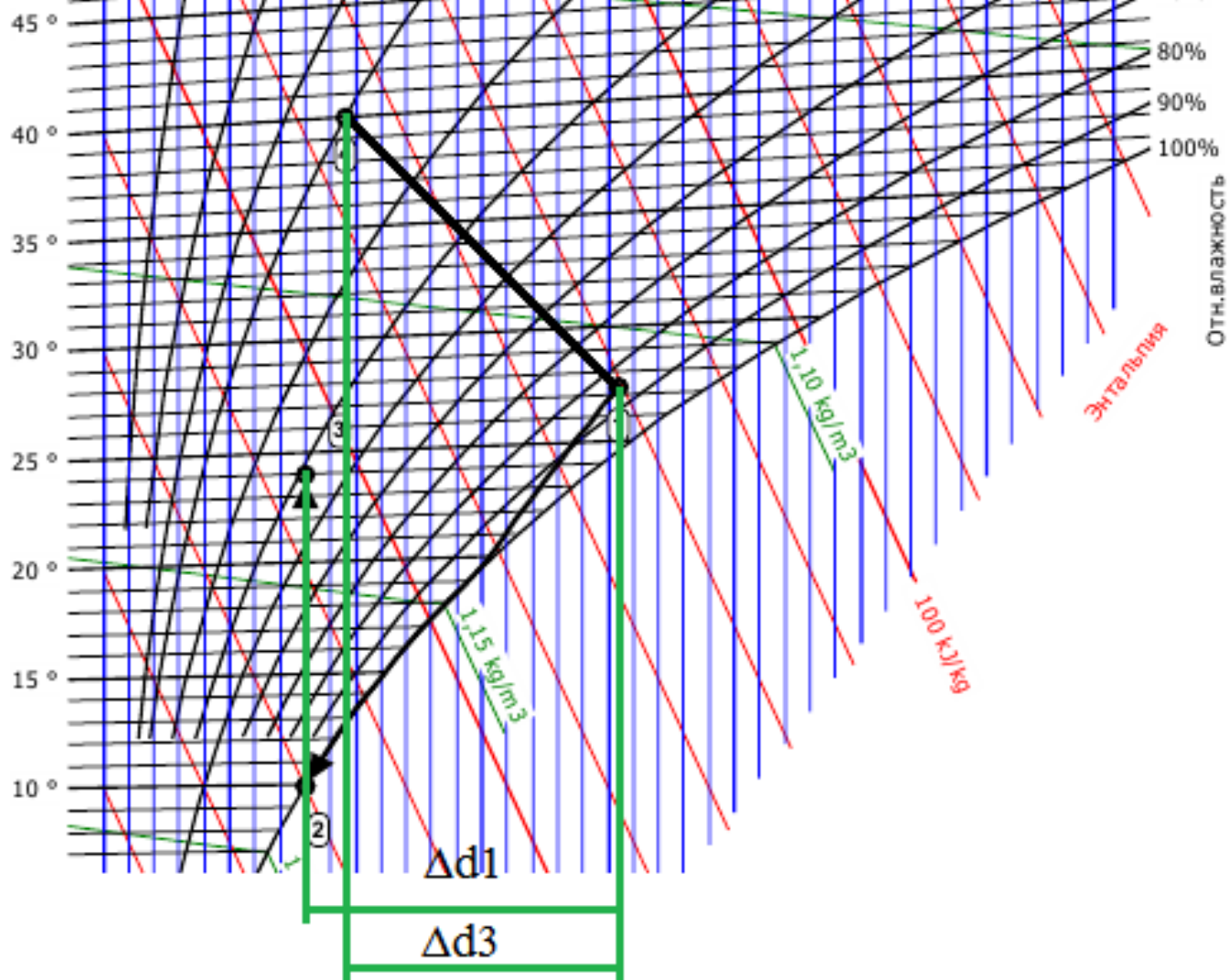
Параметри повітря після проходження через доводчик

Температура повітря і розчину, °С	Вагова концентрація насиченого розчину, %	Рівноважна пружність водяної пари, мм.рт.ст.	Вологість осушеного повітря	
			φ, %	d, г/кг
20	42.5	5.6	32	4.7
25	44.7	6.7	29	5.7
27	46.1	6.8	26	5.8



					ОНТУ ДП2.101.700.00 В3		
Проект холодильной установки для цеха с виробництва молочної продукції					Лист	Масштаб	Масштаб
Виконав	Перевірив	Начальник цеху	Директор	Специал.			
Лавренко	Клименко	В.О.			Архив-1	Архив-1	
М.Клименко	Клименко	В.О.			ОНТУ аркуш 141		





$\Delta d1$ – кількість вологи яку буде видалено при проходженні 1 кг повітря через механічний осушувач повітря ,г/кг.;

$\Delta d3$ – кількість вологи яку буде видалено при проходженні 1 кг повітря через адсорбційний осушувач повітря г/кг.

ВИСНОВОК

1. Проведено аналіз процесів та систем для поліграфічного виробництва.
2. В результаті виконаних досліджень проведено порівняння ефективності принципово різних процесів осушення повітря, надані рекомендації що до зменшення енерговитрат при використанні ежекційного доводчика
3. Ефективність зростає на 12%