

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. 001. 000 ДП**

**Беліченко Георгій
Анатолійович**

м. Одеса - 2023 р.

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА БКВ 04. 001. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
Проект системи кондиціонування центру незламності «Бекіцер» на 93
особи, м. Одеса

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

1. Дипломник _ **Беліченко Г. А.** (_____)

_____ Керівник проекту _ **Хмельнюк М. Г.** (_____)

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

1. Прізвище, ім'я та по батькові: Беліченко Георгій Анатолійович

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Освітня програма «Системи кондиціювання і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту **Проект системи кондиціювання центру незламності «Бекіцер» на 93 особи, м. Одеса**

Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»

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

Вихідні дані для проекту: м Одеса, параметри теплого і холодного періоду

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 кондиціонування або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціонування 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 _ Хмельнюк М.Г _____ (_____)

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення

БКВ 04. 001. 000 ДП

Беліченко

Георгій

Анатолійович

м. Одеса - 2023 р.

1. Беліченко Георгій Анатолійович

Проект системи кондиціонування центру незламності «Бекіцер» на 93 особи, м.
Одеса

Проф Хмельнюк М.Г.

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт складається з: 71 сторінки тексту, 5 рисунків, 7 таблиці, 17 посилання на літературні джерела.

У даній науковій роботі йде мова про розробку системи кондиціонування дитячої закладу на 63 відвідувача. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря з врахуванням тепло-волого надходження від дітей : вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; особливості підбору обладнанні 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 кондиціонування , фільтрація .

ANNOTATION

The diploma project consists of: 77 pages of text, 5 figures, 7 tables, 17 references to literary sources.

This scientific work deals with the development of the air conditioning system of a children's institution for 63 visitors. This is the main task that formed the basis of writing this work.

The paper calculates air conditioning processes taking into account the heat and moisture input from children: selection of calculation parameters of indoor and outdoor air; calculation of heat inflows and moisture inflows; features of selection of equipment, justification of choice and selection of equipment for the life support system; selection of filtrate and uniform distribution of air, air distribution systems and ventilation systems.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	13
1.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	13
2 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	17
2.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	17
2.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції	18
2.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел	24
2.4 Розрахунок вологовиділень	26
2.5 Розрахунок повітрообміну в гарячому цеху.....	27
3 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	31
4 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	36
4.1 Підбір центрального кондиціонера.....	36
4.2.1 Розрахунок поверхневого повітронагрівача 1-го підігріву.....	37
4.2.2 Розрахунок поверхневого повітронагрівача 2-го підігріву.....	41
4.2.3 Розрахунок адіабатної камери зрошування.....	43
5. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	50
6. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА.....	52
7. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	63
8. ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	79
ЛІТЕРАТУРА.....	83

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.					Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.					1	83	
Реценз.					Розрахунково- пояснювальна записка		
Н. Контр.							
Затверд.							

ВСТУП

Кондиціонер - один з найважливіших винаходів ХХ століття. У 1914 році винахід американським інженером Уїллісом Хевілендом Керріером (Willis H. Carrier) пристрої для контролю температури і вологості назавжди змінило світ. Воно дало поштовх розвитку передмістям в США і сприяло поширенню виробництва з півночі на південь - на нових заводах люди отримали можливість працювати, не непритомніючи від жару.

Отже, фактично саме в цей час був винайдений спосіб зробити життя людей комфортним. Але тут, справедливості ради, треба зробити невелику обмовку. У 1882 році, завдяки Томасу Едісону, в Нью-Йорку була відкрита перша електростанція, що дозволяло отримати недороге джерело енергії для житлових і комерційних будівель. І до 1889 року у великих містах з'явилися центральні холодильні станції, що дозволяють довго зберігати продукти харчування.

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи Проект системи кондиціонування центру незламності «Бекіцер» на 93 особи, м. Одеса

Методи дослідження.

Чисельні методи оптимізації, проектування в середовищі AutoCAD.

Структура роботи.

Включає 6 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків

					ОНАХТ.ДПО 104.000.00 ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

1.1 Характеристика будівельних конструкцій

Назва об'єкту: *центр незламності Бекіцер на 93 особи*

Місце розташування місто: *Одеса*

Географічна широта 48°

Стіни виготовлені з цегли ($\delta_{кр} = 250\text{мм}$), вкритого цементною штукатуркою ($\delta_{шт} = 45\text{ мм}$), пінополіуретан ($\delta_{ут} = 150\text{ мм}$).

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,76\text{ Вт}/(\text{мК})$;

цегла $\lambda = 0,58\text{ Вт}/(\text{мК})$;

пінополіуретан $\lambda = 0,05\text{ Вт}/(\text{мК})$.

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

$$\kappa_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (1.1)$$

$$\kappa_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.045}{0.76} + \frac{0.25}{0.58} + \frac{0.15}{0.05} + \frac{1}{23} \right)^{-1}, = 0,27\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де $\alpha_{вн} = 8\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i та λ_i - товщина та теплопровідність i -го шару огороження;

$\alpha_{н} = 23\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни.

Перекриття зроблено з наступних матеріалів:

залізобетонна плита: $\delta = 160\text{ мм}$; $\lambda = 2,04\text{ Вт}/(\text{мК})$;

пінополіуретан: $\delta = 150\text{мм}$; $\lambda = 0,05\text{ Вт}/(\text{мК})$;

цементно-пісчана стяжка: $\delta = 20\text{ мм}$; $\lambda = 0,93\text{ Вт}/(\text{мК})$;

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

руберойдовий килим: $\delta = 10\text{мм}$; $\lambda = 0,17 \text{ Вт}/(\text{мК})$.

Тоді, для перекриття коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$k_{пер} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (1.2)$$

$$k_{пер} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.16}{2.04} + \frac{0.15}{0.05} + \frac{0.02}{0.93} + \frac{0.01}{0.17} + \frac{1}{23} \right)^{-1}, = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S шару на границі розділення. Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шару огороження D, теплову інерцію огороження ΣD за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (1.3)$$

де δ - товщина шару огороження;

λ - теплопровідність шару огороження.

$$D = R \cdot S \quad (1.4)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1- Характеристика огорджуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і матеріал	Щільність ρ , кг/м ³	Товщина δ , м	Коефіцієнти				
				Питома теплопровідність λ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція ΣD	
1	Вікна-						0.34	
2	Зовнішня стіна							
	Штукатурка цем. пісч.	1800	0.045	0.76	9.6	0.059	0.56	
	цегла	1400	0.25	0.58	7,56	0.43	3,25	
	Пінополіуретан	80	0.15	0.05	0.67	3	2.01	
3	Перекриття							
	з/б плита	2500	0.16	2.04	18	0.078	1.4	
	Пінополіуретан	80	0.15	0.05	0,67	3	2.01	
	цем.пісч. шар	1800	0.02	0.93	9.6	0.021	0.2	
	рубер. Килим	600	0.01	0.17	3.53	0.058	0.2	
4	Внутрішні перегородки							
	Пінополіуретан	80	0.1	0.05	0.67	2	1.34	

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ			Арк.
							7	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

	ан						
	цегла	1500	0.12	0.7	8.6	0.17	1.46
	Штукатурка цем. пісч.	1800	0.03	0.76	9.6	0.04	0.38

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

2 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

2.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього

повітря Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії Б:
барометричний тиск $P=970$ гПа;
ентальпія зовнішнього повітря $h=62$ кДж/кг;
температура зовнішнього повітря $t =28,4$ °С;
розрахункова швидкість вітру 1 м/с;
амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,8$ °С.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря:

барометричний тиск $P=970$ гПа;
ентальпія зовнішнього повітря $h=-20,7$ кДж/кг;
температура зовнішнього повітря $t =-22$ °С;
розрахункова швидкість вітру $5,4$ м/с.

Об'єкт представляє собою одноповерхову будівлю сучасної споруди, яка складається з торгівельної зали, гарячого цеху та адміністративно-господарських приміщень. 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 залі центру незламності

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температура повітря в приміщенні влітку $t_b = 24$ °С;

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

відносна вологість повітря в приміщенні влітку $\phi_b = 50$ %;

відносна вологість повітря в приміщенні взимку $\phi_b = 50$ %.

2.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 24°С.

Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в

таблиці 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна

розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для

$K_4=0,34$ (БНіП II-3-79) та відсутності захисних споруд на вікнах $K_1=1; K_2=1$, і

світлих штор $K_3=0,4$.

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \quad (2.1)$$

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 БНіП II-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 80 м²;

максимальна щільність потоку прямої радіації 427 Вт/м²;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації 112 Вт/м².

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

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

$$Q_{oc,i} = (427 \cdot 1 + 112 \cdot 1) 0,4 \cdot 0,34 \cdot 60 = 4398 \text{ Вт}$$

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:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{\text{вн}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.2)$$

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

$\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 БНіП II-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: $D=2,01 > 1$, то $Y_{\text{ст}} = S_{\text{ут}} = 0,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини:

$$D/2 = 9,27/2 = 4,6 > 1, \text{ то}$$

$$Y_{\text{пер}} = 9,27, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.3)$$

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

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

S_M – коефіцієнт тепло засвоєння матеріалу шару на кордоні розділення, [Вт/(м²К)].

Для перекриття по шару залізобетонної плити: $D=1.4>1$,

То $Y_{пер} = S_{жел.} = 18$ Вт/(м²·К).

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} A_{oc} + Y_{ст} A_{ст} + Y_{пер} A_{пер} + Y_{пер} A_{пер} \quad (2.4)$$

Де $A_{ст}$ – внутрішні поверхні огорожень приміщення, м²

$$\sum Y = 4,65 \cdot 60 + 8,23 \cdot 126 + 45 \cdot 9,27 + 889,9 = 3823 \text{ Вт/К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(A_{oc} + A_{ст} + A + A_{нок} + A_{обор}), \text{ м}^2 \quad (2.5)$$

$$\Delta = 2,55(60+126+48+30) = 673,8 \text{ м}^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi(\sum Y / \Delta) \quad (2.6)$$

$$a_{п} = \varphi(3823/673) = \varphi 5,68$$

За БНіП II-3-79 знаходимо загальну тривалість радіації через південно-західні вікна $\Delta Z=8$ годин та початок радіації $Z=11$ годин; при $a_{п}=5,1$ знаходимо величини показника для всіх годин доби та заносимо їх в табл.3.1

Помножаємо $Q_{oc i}$ на показники $a_{п}$; отриманні годині поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу строку табл.3.1

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна і значення заносимо в табл.3.1

$$Q_{\Delta t} = (t_n + 0.5\theta_1 A_{m.c.} - t_p) A_{oc} / R_{oc}, \text{Вт} \quad (2.7)$$

Для південно- західної стіни:

$$Q_{\Delta t} = (28,7 + 0.5\theta_1 10,6 - 24) 60 / 0.34 = 1143.5\theta_1 + 1104 \text{ Вт}$$

Де $t_{нар}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» БНіП 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

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

Θ_1 – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до БНіП 2.04.05-91.

t_p – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за БНіП 2.04.05-91.

A_{oc}, R_{oc} – площа, m^2 , та приведений опір теплопередачі, $m^2K/вт$, скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до БНіП 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{m.c} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_M \quad (2.8)$$

$$Q_M = \left[\frac{1}{3.49} \cdot \left(28.4 + 0.7 \cdot \frac{177}{23} - 24 \right) + \frac{1 \cdot 8}{154} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot 10.6 + \frac{0.7}{23} \cdot \theta_2 \cdot 320 \right) \right] 60 = 260 + 5,8\theta_1 + 75.2\theta_2$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), $m^2 \cdot ^\circ C / Wt$, яке приймається у відповідності до вимог п.п.2.6-2.9 БНіП II-3-79**;

$t_{нар}$, t_n – середня температура зовнішнього повітря в липні за БНіП 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні.

ρ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій , який приймається за додатком 7 БНіП II-3-79** ;

J_{cp} – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної), Wt/m^2 , яка поступає в липні, приймаємо по табл.7 для горизонтальної та по табл.8 для вертикальної поверхні за посібником до БНіП 2.04.05-91.

β_k – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні(перекритті) та дорівнює 0,6 для усіх інших захисних конструкцій;

V – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4* БНіП II-3-79 або за формулою:

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (2.9)$$

$$V = 2^{5.82} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{3.49}{5.82} \right) \cdot 1.04 \cdot 1 = 154$$

Де ΣR – термічний опір огороження, $Wt/(m^2 \cdot ^\circ C)$

ΣD – теплова інерція огороження.

Для багат шарових конструкцій:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (2.10)$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{9.6}{7.56} = 1.04$$

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

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1 θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до БНіП 2.04.05-91, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$.

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 БНіП 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 БНіП II-3-79**.

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

$J_{cp} = 125$ Вт/м² для західної та східної орієнтації, $J_{cp} = 159$ для південної орієнтації;

$A_j = 685 + 129 - 328 = 486$ (Вт/м²) для східної стіни, $A_j = 733 + 133 - 328 = 538$ (Вт/м²) для південної стіни, $A_j = 356 + 99 - 328 = 127$ (Вт/м²) для західної стіни;

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4 (\text{ч}) \quad (2.11)$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 11.35 - 0.4 = 30 (\text{ч})$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

$\varepsilon_1 = 30 + 15 = 45$ (ч), $\varepsilon_2 = 30 + 8 = 38$ (ч) для ПД стени;

$\varepsilon_1 = 30 + 15 = 45$ (ч), $\varepsilon_2 = 30 + 6 = 36$ (ч) для ЗХ стени;

$\varepsilon_1 = 30 + 15 = 45$ (ч), $\varepsilon_2 = 30 + 13 = 43$ (ч) для СХ стени.

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

$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21$ (ч), $\varepsilon_2 = 38 - 24 = 14$ (ч) для ПД стени;

$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21$ (ч), $\varepsilon_2 = 36 - 24 = 12$ (ч) для ЗХ стени;

$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21$ (ч), $\varepsilon_2 = 43 - 24 = 19$ (ч) для СХ стени.

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення доводиться на 12 годин сонячного часу. Він становить 9.9кВт.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

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

$n_{люд} = 61$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні (55 відвідувачів та 6 чол. персоналу);

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{пов}^л = 130 \cdot 61 = 7930 \text{ Вт ;}$$

Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

$$Q_{л}^{скр} = n \cdot q_{люд}^{скр}, \text{ Вт} \quad (3.13)$$

$$Q_{л}^{яв} = 61 \cdot 45 = 2745 \text{ Вт}$$

$$Q_{л}^{сх} = Q_{люд} - Q_{люд}^{яв}, \text{ Вт} \quad (3.14)$$

$$Q_{л}^{сх} = 7930 - 2745 = 5185 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від штучного освітлення

$$Q_{осв} = q_{осв} \cdot F_{пол} \cdot z, \text{ Вт} \quad (3.15)$$

$q_{осв}$ – тепловиділення від висвітлення на 1 м^2 площі підлоги;

$F_{пола}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

$$Q_{осв} = 25 \cdot 135 \cdot 0,7 = 2363 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти від остигаючої їжі:

Надходження явної теплоти від остигаючої їжі знаходимо по формулі:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{яг}} = g \cdot c_{\text{ср}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \cdot n / \tau \cdot 3,6 \text{ ,Вт} \quad (3.16)$$

де, g – середня вага усіх страв на одного відвідувача;

приймаємо $g=0,85$ кг;

$c_{\text{ср}}$ – середня теплоємність їжі, приймаємо $c_{\text{ср}}=3,35$ кДж/(кг °С);

$t_{\text{н}}$ – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо $t_{\text{н}}=70$ °С;

$t_{\text{к}}$ – температура їжі в момент вживання, приймаємо $t_{\text{к}}=40$ °С;

n – число посадкових місць в залі;

τ – тривалість прийняття їжі одним відвідувачем, для ресторану $\tau = 1$ год.

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{яг}} = 0,85 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 55 / 1 \cdot 3,6 = 1305 \text{ Вт}$$

Вважаємо, що $Q_{\text{їжі}}^{\text{яг}} = Q_{\text{їжі}}^{\text{сх}}$, тоді

$$Q_{\text{їжі}}^{\text{нов}} = 2 \cdot Q_{\text{їжі}}^{\text{яг}} = 2 \cdot 1305 = 2610 \text{ Вт}. \quad (3.17)$$

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{\text{обл}} = N_{\text{обл}} \cdot n = 1500 \text{ Вт} \quad (3.18)$$

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{\text{нов}} = 5300 + 7930 + 2363 + 1305 + 1500 = 18398 \text{ Вт}$$

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W_{\text{л}} = n \cdot W_{\text{люд}}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

де n - число людей у приміщенні;

$W_{\text{л}} = 0.0000463$ кг/с - вологовиділення від однієї людини;

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_n = 61 \cdot 0.0000463 = 0,00282 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від їжі:

Кількість вологи, що випаровується з їжі, яка остигає, визначається по величині прихованих теплоприливів, умовно прийнятих рівними явним, по формулі:

$$W_{\text{їжі}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{cp}} \cdot (t_n - t_k) \cdot n}{\tau \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{t_n + t_k}{2} \right)} \quad (3.20)$$

де K – понижуючий коефіцієнт, який враховує наявність на їжі жирової плівки, яка заважає випаровуванню вологи. Приймаємо $K = 0,34$;

g – середня вага усіх страв на одного відвідувача; приймаємо $g=0,85$ кг;

c_{cp} – середня теплоємність їжі, приймаємо $c_{\text{cp}}=3,35$ кДж/(кг °С);

t_n – температура їжі, яка поступає в обідній зал, приймаємо $t_n=70$ °С;

t_k – температура їжі в момент вживання, приймаємо $t_k=40$ °С;

n – число посадкових місць в залі;

τ – тривалість прийняття їжі одним відвідувачем, для ресторану $\tau = 1$ год.

$$W_{\text{їжі}} = \frac{0,34 \cdot 0,85 \cdot 3,35 \cdot (70 - 40) \cdot 61}{1 \cdot \left(2500 + 1,8 \cdot \frac{70 + 40}{2} \right)} = 1,0465 \text{ кг/год} = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{\text{вол.пр.}} = \sigma F_n (d_g'' - d_g) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

де σ – коефіцієнт вологообміну, кг/(м² · с)

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{c.B.} + c_p^H \cdot d_{\text{cp}}}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad (3.22)$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$\sigma = \frac{8,7}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (10+18)/2} = 0,0084 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

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

d_g, d''_g - вологовміст повітря при заданій відносній вологості i на лінії насичення.

$$W_{\text{вол.пр.}} = 0,0084 \cdot 135 \cdot (18 - 9,7) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,000941 \text{ кг}/\text{с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{\text{пов}} = W_l + W_{\text{вол.пр.}} + W_{\text{іжкі}}, \text{ кг}/\text{с} \quad (3.23)$$

$$W_{\text{пов}} = 0,00282 + 0,000941 + 2,9 \cdot 10^{-4} = 0,00405 \text{ кг}/\text{с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{\text{скр}} = \sum Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.24)$$

$$Q_{\text{вол.пр.}}^{\text{сх}} = r \cdot W_{\text{вол.пр.}} = 2461 \cdot 0,000941 = 2315 \text{ Вт} \quad (3.25)$$

$$Q_{\text{іжкі}}^{\text{сх}} = r \cdot W_{\text{іжкі}} = 2461 \cdot 0,00029 = 714 \text{ Вт} \quad (3.26)$$

$$Q_l^{\text{сх}} = r \cdot W_l = 2461 \cdot 0,00282 = 6940 \text{ Вт} \quad (3.27)$$

$$\sum Q_{\text{сх}} = 9969 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пов}} - Q_{\text{сх}}, \text{ Вт} \quad (3.28)$$

$$Q_{\text{явн}} = 18398 - 9969 = 8429 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пов}}}{W_{\text{пов}}}, \text{ кДж}/\text{кг} \quad (3.29)$$

$$\varepsilon = \frac{18,4}{0,00405} = 4543 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Массова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{нов}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с;} \quad (3.30)$$

де $h_g = 51$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 40$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{18,4}{51 - 40} = 1,672 \text{ кг/с,}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.31)$$

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

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.32)$$

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 1,0227 \text{ кДж}$$

$$G_2 = \frac{8,43}{1,0227 \cdot 5} = 1,65 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{нов}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.33)$$

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

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

$$G_3 = \frac{0,00405}{(10,7 - 8,3) \cdot 10^{-3}} = 1,688 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо $G_T = 1,688 = 1,688$ кг/с.

Холодний період року

$$G_x = G_T = 1,688 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q_l^3 = Q_l^a = 7930 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^a = 2363 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огороження:

$$Q_{огор} = Q_{ст} + Q_{вік} = -1475 - 312 = -1787 \text{ Вт}$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.34)$$

$$Q_{ст} = 0,35 \cdot 98 \cdot (-23 - 20) = -1475 \text{ Вт}$$

де $F_{ст}$ – площа стін, м^2 ;

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

$t_n - t_g$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ок} = F_{вік} \cdot k_{вік} (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.35)$$

$$Q_{вік} = 0,6 \cdot 12,09 \cdot (-23 - 20) = -312 \text{ Вт}$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

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

$t_n - t_g$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{нов} = Q_l + Q_{осв} + Q_{уст} + Q_{іжжі} + 0,4Q_{огор}, \text{ Вт} \quad (3.36)$$

$$Q_{нов} = 7930 + 2363 + 1500 + 2610 - 0,4 \cdot 1787 = 13688 \text{ Вт}$$

БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ

Арк.

22

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^л = 0,00405 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_g - \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.37)$$

$$h_n = 32 - \frac{13,688}{1,688} = 24 \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{13,688}{0,00405} = 3380 \text{ кДж/кг}$$

3.5 Розрахунок повітря-обмінів в гарячому цеху

В гарячому цеху витрата витяжного повітря розраховується по сумі витрат повітря, удаляемого через витяжні отсіки локалізующих пристроїв від теплового модульного обладнання $L_{луу}$, та удаляемого із верхньої зони приміщення $L_{ву}$.

$$\Sigma L_{луу} = s \cdot L_y \cdot n_y = 2 \cdot 250 + 2 \cdot 450 + 1 \cdot 350 + 1 \cdot 550 + 300 + 400 \cdot 1 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.38)$$

Мінімально припустима витрата витяжного повітря із верхньої зони, відповідає двократному воздухообміну, дорівнює:

$$L_{ву} = 2 \cdot V = 2 \cdot 54 = 108 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.39)$$

Сумарна витрата витяжного повітря в гарячому цеху повина бути не менш ніж:

$$L_{су} = \Sigma L_{луу} + L_{ву} = 3000 + 108 = 3108 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.40)$$

Приймаємо витрату витяжного повітря $L_{су} = 3200 \text{ м}^3/\text{ч}$, при цьому витрата із верхньої зони:

$$L_{ву} = 3200 - 3000 = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Санітарна норма припливного зовнішнього повітря:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L_{\text{саніт}}=100 \cdot n=100 \cdot 3=300 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.41)$$

де n -кількість працюючих в гарячому цеху.

Кількість повітря, подаваемого припливними системами, повинно складати не менше ніж 60 % від загальної витрати поступаючого в гарячій цех повітря. Мінімально припустимий рівень механічного припливу:

$$L_{\text{мін припл}}=0,6 \cdot 3200=1920 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Витрата припливного повітря, який подається через локалізуючі пристрої встановленого теплового модульного обладнання, визначаємо по табл.6.9

$$\Sigma L_{\text{луп}}=\Sigma L_{\text{п}} \cdot n=2 \cdot 200+2 \cdot 400+1 \cdot 200+1 \cdot 400+200=2000 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.42)$$

Таким чином, через локалізуючі пристрої подається достатня кількість повітря, задовольняюча як санітарним нормам, так і нормам мінімального механічного припливу, тому додаткового загально обмінного припливу не потребує.

Витрата рециркуляційного, перетікаючого через відкриті пройми із обіднього залу повітря :

$$L_{\text{р}}=L_{\text{су}}-\Sigma L_{\text{луп}}=3200-2000=1200 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.43)$$

$$(2.25)$$

$$\mathcal{E}=186,7/0,0092=20217,9 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{нов}}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с}; \quad (2.26)$$

де $h_g = 51 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія повітря приміщенні;

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$h_n = 40$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{186}{48 - 40} = 23,25 \text{ кг/с},$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (2.27)$$

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

$$c_p = 1.006 + 1.86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (2.28)$$

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot 12 \cdot 10^{-3} = 1,0227 \text{ кДж}$$

$$G_2 = 107 / (1,0227 \cdot 5) = 21 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{ног}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (2.29)$$

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

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

Приймаємо $G_T = 23,3$ кг/с.

Холодний період року

$$G_x = G_T = 23 \text{ кг/с}$$

Теплоприпливи від людей, обладнання та освітлення з теплого періоду року

$$Q_{cm} = k_{cm} F (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (2.30)$$

$$Q_{cm} = 0,27 \cdot 15,5 \cdot 48 (-42) = -8436 \text{ Вт}$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $F_{ст}$ – площа стін, m^2 ;

$k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, $Вт/(m^2K)$;

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}C$.

$$Q_{ок} = F_{вік} \cdot k_{вік} (t_n - t_b), \text{ Вт} \quad (2.31)$$

$$Q_{вік} = 0,34 \cdot 80 \cdot (-42) = -1713 \text{ Вт}$$

де $F_{ок}$ – площа вікон, m^2 ;

$k_{ок}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $Вт/(m^2K)$;

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}C$.

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{нов} = Q_l + Q_{осв} + Q_{уст} + 0.4Q_{огр}, \text{ Вт} \quad (2.32)$$

$$Q_{нов} = 98,9 / \text{кВт}$$

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^1 = 0,0092 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_g - \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (2.33)$$

$$h_n = 38,5 - \frac{56,082}{7,96} = 31,45 \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{98}{0,0098} = 10000 \text{ кДж/кг}$$

Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ

Арк.

26

Приміщення	Сумарний теплоприплив (літо) $Q_{пов, квт}$	Сумарні вологовиділення (літо) $W_{пов, кг/с}$	Сумарний теплоприплив (зима) $Q_{пов, кВт}$	Сумарні вологовиділення (зима) $W_{пов, кг/с}$	Тепловологісна характеристика (літо) $\epsilon, кДж/кг \cdot К$	Масова витрата повітря $G, кг/с$	Об'ємна витрата повітря $L, м^3/ч$
Бекіцер	98,9	0,0092	56.8	0.0068	6694	7.96	69000

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

3.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 повітровідів;
- 2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

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;
- 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;

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1, П2, П3

Де П1, П2, П3 - це три паралельні лінії приточної магістралі в залу,

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = G \cdot 3600 / \rho, \quad (3.1)$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = 23 \cdot 3600 / 1,2 = 69000 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.2)$$

так як мережа повітроводів в залі ділиться на три рівні та паралельні гілки.

З врахуванням втрат із-за нещільності в системі розподілення повітря устаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

$$L_1^n = 1.05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3.3)$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1^{\text{П}}}{3} = 69000/5 = 13800 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (3.4)$$

Потім цю витрату ділимо на кількість повітророзподілювачів.

$$L = \frac{L_{\#1}}{8} = 1044,75$$

Задаємо швидкістю повітря $v=5$ м/с

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.5)$$

$$d = (1044,75 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,272 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,28$ м

Знайдемо площу перетину:

$$F = (\pi d^2) / 4 \quad (3.6)$$

$$F = (3,14 \cdot 0,28^2) / 4 = 0,062 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (F \cdot 3600) \quad (3.7)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 1044,75 / (0,062 \cdot 3600) = 4,71 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re = \frac{v_{\text{факт.}} \cdot d_{\text{экв.}}}{\nu} = (4,71 \cdot 0,28) / 0,0000156 = 84538 \quad (3.8)$$

де $d_{\text{екв}} = d$,

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 84538^{0,25} = 0,0185 \quad (3.9)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{факт.}}^2}{2} = (1,2 \cdot 4,71^2) / 2 = 13,32 \quad (3.10)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} = (0,0185 / 0,28) \cdot 13,32 = 0,221 \quad (3.11)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,221 \cdot 3 \cdot 1,2 = 1,59 \quad (3.12)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} = 13,2 \quad (3.13)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 1,59 + 13,2 = 14,79 \quad (3.14)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії” Арктос,,,

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки **1ДКФ 355**, розміром $d=0,355$, у якого площа живого січення дорівнює $f=0,099 \text{ м}^2$. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 25 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4,8-11,9 \text{ м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v =від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p=14,79 \text{ Па}$.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

4.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 23,4 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі воздуховодів :

$$L^{\text{повне}}_{\text{кд}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,05 = 23880 \cdot 1,05 = 69900 \text{ м}^3/\text{Год} \quad (4.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКП -80

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\max} = 23,7 \text{ кг/с, кг/с,} \quad (4.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

4.2.1 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 1-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_{\text{н}} = -22^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{к}} = 12^{\circ}\text{C}$, витрати повітря $G_{\text{в}} 69000 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1 = 90^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-163-150-02-2,5-04-2 кондиціонера КЦКП-25 площа фронтального перетину $1,95 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ

Арк.

33

КЦКП-80кг/(с·м²). Керуючись [3]

$$v\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (4.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м²;

G_B – витрата повітря кг/с;

$$v\rho = 69000/(3600 \cdot 1,95) = 9,82 \text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_g \cdot G_g \cdot (t_k - t_n) \quad (4.5)$$

c_g – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 69000 \cdot (5 - (-20)) = 482427 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (4.6)$$

c_w – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 175309 / (4.187(90-70)) = 7536 \text{ кг/час.}$$

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

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

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (4.7)$$

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ

Арк.

34

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

Приймаємо $p = 1$; при $H_{\text{тр}} = 1,2$ м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 1,2 / 0.05 = 24$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (4.8)$$

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

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

$$m = 69900 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 11,8$$

Приймаємо $m = 12$ та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (4.9)$$

$$n = 24 / 12 \approx 2$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (4.10)$$

$$w = 7536 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 12) = 1,74 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, $\text{К Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (4.11)$$

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

$$k = 23,11 \cdot (3,57)^{0,37} \cdot 1,74^{0,18} = 41 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \quad (4.12)$$

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70)/2 - (-20 + 5)/2 = 87,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (4.13)$$

$$F = 175309 / (41 \cdot 87,5) = 48 \text{ м}^2$$

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

$$k = 20,94 \cdot (3,57)^{0,37} \cdot 1,57^{0,18} = 36 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$F = 175309 / (36 \cdot 87,5) = 55 \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника при відстані між пластинами 1,8 мм – $25,3 \text{ м}^2$.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (55 - 48) / 39 \cdot 100 = 12 \%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (4.14)$$

B, m – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2,104 \cdot 1,57^{1,64} = 4,4 \text{ кПа}$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot W^{1,69} \quad (4.15)$$

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

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1,02 \cdot 2) \cdot 3,57^{1,69} = 6.8 \text{ кПа}$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 2-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_n= 11,8^{\circ}\text{C}$, $t_k=19^{\circ}\text{C}$, витрати повітря $G_B=69000 \text{ м}^3/\text{час}$, початкова та кінцева температура теплоносія $t_1= 90^{\circ}\text{C}$, $t_2=70^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-01-4-06-2 кондиціонера КЦКП-80 площа фронтального перетину $1,95 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-80 $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$.

$$v_p = 69000/(3600\cdot 1,95) = 9,83 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q \cdot 1.006 \cdot 23,4 \cdot (19-12) = 163 \text{ кВт}$$

Витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{ч}$:

$$C_w = 3.6153000 / (4.187(90-70)) = 7354 \text{ кг}/\text{час}.$$

Загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 1,2 / 0.05 = 48$$

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

$$m = 7354 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 0,5) = 36$$

Приймаємо $m = 36$ та визначаємо число ходів

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$n = 48 / 36 \approx 2$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = 7300 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 18) = 0,567 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, $\text{К Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$

$$k = 21,68 \cdot (3,57)^{0.37} \cdot 0,567^{0.18} = 31,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$$

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

$$\Delta t_{cp} = (90 + 70) / 2 - (11,8 + 24) / 2 = 62,2 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = 163 / (1,34 \cdot 62,2) = 86 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 2,5 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника $19,1 \text{ м}^2$, цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

$$k = 20,94 \cdot (3,57)^{0.37} \cdot 0,564^{0.18} = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$$

$$F = 85551 / (30 \cdot 87,5) = 32 \text{ м}^2$$

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (43 - 32) / 43 \cdot 100 = 25 \%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = 1,574 \cdot 3,57^{1.74} = 14 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1,02 \cdot 3) \cdot 0,564^{0.69} = 1,1 \text{ кПа}$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в,н}=31.5$ кДж/кг ,
 $t_{в,н}=18^{\circ}\text{C}$, $t_{в,к}=16^{\circ}\text{C}$.

Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}=69900$ м³/ч. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}=16^{\circ}\text{C}$. Керуючись [5].

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{18-13}{18-9} = 0,55$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери вказується три можливі величини показника $E_a=0,95$, $E_a=0,85$, $E_a=0,65$. Отримання різних величин показників E_a отримуємо шляхом зміни витрати води перед форсунками. Інтенсивність зрошення водою повітряного потоку прийнято оцінювати через показник В- коефіцієнт зрошення .

$$B = \frac{G_w}{L_n \cdot \rho_n}, \text{кг води/кг повітря.} \quad (4.16)$$

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 В. Знайдемо що для $E_a=0,28$; $B=0,33$

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G_w = B \cdot L_n \cdot \rho_n = 0,33 \cdot 25074 \cdot 1,2 = 9929 \text{ кг/ч.} \quad (4.17)$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Тепловий розрахунок компресора

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

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

Температура кипіння залежить від робочої температури води, яка виходить з чілера: $t_{\text{води}} = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

$$t_o = 10,5 - 3 = 7,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_o = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чілерах .

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15) \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

$t_n = 29,4 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 29,4 + 9 = 38,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задаємо переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.3)$$

$$t_3 = 38,4 - 5 = 33,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

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 чілера: $t_{\text{води}} = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

$$t_o = 10,5 - 3 = 7,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_o = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чілерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_H + (8 \dots 15) \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

$t_H = 29,4 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 29,4 + 9,0 = 38,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємо переохолодженням рідкого холодильного агента в

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конденсаторі:

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ }^\circ\text{C.} \quad (5.3)$$

$$t_3 = 38,4 - 5 = 33,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

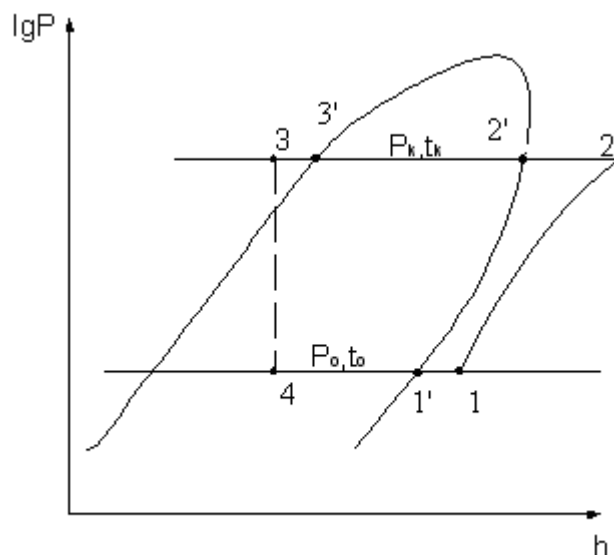
Перегрів в випарнику- $\Delta t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці 1:

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

$$t_1 = 7,5 + 5 = 12,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

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



Підбираємо чілер зі спіральним компресором.

Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_0^ч = 1,1G_B(h_B - h_{II}) = 1,1 * 7,96(52,5 - 32) = 180 \text{ кВт}; \quad (5.5)$$

Температура кипіння фреону: $t_0 = +7,5^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_k = +38,4^\circ\text{C}$;

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

Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

	1	2	3	4
P, бар	5,8	15	17	5
t, °C	12,5	51	33,4	7,5
h, кДж/кг	422	445	250	256
v, м ³ /кг	0,043	-	-	-

Далі керуючись [9]:

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 422 - 256 = 166 \text{ кДж/кг}; \quad (5.6)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 445 - 422 = 23 \text{ кДж/кг}; \quad (5.7)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 445 - 250 = 195 \text{ кДж/кг}; \quad (5.8)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{166}{0,043} = 3860 \text{ кДж/м}^3; \quad (5.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{280,5}{(311,4 - 280,5)} = 9,07; \quad (5.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{KM}} = 166 / 23 = 7,21; \quad (5.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{сТс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_k} = \frac{7,21}{9,07} = 0,79; \quad (5.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 180 / 166 = 1,08 \text{ кг/с}; \quad (5.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 1,08 \cdot 0,043 = 46,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (5.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

$$\left(\frac{P_k}{P_o}\right) = 3,4 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 2,35;$$

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$V_h = \frac{Q_o^q}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{180}{(2,35 \cdot 3860)} = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (5.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{\text{KM}} = 1,08 \cdot 23 = 24,84 \text{ кВт}; \quad (5.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{24,84}{0,9} = 27,4 \text{ кВт}, \quad (5.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 27,4 + 0,3 = 27,7 \text{ кВт}, \quad (5.18)$$

де $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ед}} = \frac{27,7}{0,9} = 30,7 \text{ кВт}, \quad (5.19)$$

де $\eta_{ед}$ - к.п.д. електродвигуна, кВт;

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_д = \frac{Q_o^ч}{N_{ел}} = \frac{180}{30,7} = 5,86; \quad (5.20)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_д}{\text{cop}_к} = \frac{5,86}{9,07} = 0,64; \quad (5.21)$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = (G_b \cdot \rho \cdot \Delta h) / 3600, \quad (5.22)$$

де Δt - перепад температури води в повітроохолоджувачі;

C_p , кДж/кг·К- теплоємність води;

G_w , кг/с - витрата води;

L'_p , м³/год. - витрата повітря;

ρ , кг/ м³ – щільність повітря;

Δh , кДж/кг – різниця ентальпій на вході та виході з повітроохолоджувача;

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_p \cdot (h_{вх} - h_{вих}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{25074 \cdot (52.5 - 32) \cdot 1.2}{3600 \cdot 5 \cdot 4.19} = 8.17 \text{ кг/с}. \quad (5.23)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{8.17}{1000} = 8.17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (5.24)$$

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_T = \frac{L_w}{v} = \frac{(8.17 \cdot 10^{-3})}{1.5} = 0.0054 \text{ м}^2, \quad (5.25)$$

Визначимо теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0054}{3.14}} = 0.083 \text{ м}; \quad (5.26)$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Беремо трубку екопластик PN 10 з фактичним діаметром $d_{\phi} = 90$ мм.

Перераховуємо швидкість рідини в трубках:

$$v = \frac{L_w}{F_{\phi}} = \frac{L_w}{(\pi \cdot d_{\phi}^2)/4} = \frac{0,00817}{(3,14 \cdot (0,09)^2)/4} = 1,28 \text{ м/с}, \quad (5.27)$$

де F_{ϕ} - фактична площа перерізу трубки, м^2 .

Підбираємо модель чилера по холодовидатності:

$$Q_o^{\text{ч}} = 1,1 * G_B * (h_B - h_{\Pi}) = 1,1 * 8.358 * (48 - 39) = 83 \text{ кВт}; \quad (5.28)$$

Підбираємо модель G-CGCL -700 фірми TRAINE

$$Q_o = 180 \text{ кВт}$$

Маса = 1130, кг ; Шум=90, Дб.

Підбираємо модель гідромодуля по необхідній витраті води для камери зрошення :

$$G_w = V \cdot L_{\Pi} \cdot \rho_{\Pi} = 0,38 \cdot 699001,2 = 12.17 \text{ л/с} \quad (5.29)$$

Із каталогів фірми TRAINE вибираємо гідромодуль моделі HDM 4.4

Д/Ш/В, мм = 635/1045/1300

Маса = 250 , кг; Номінальна потужність – 1, 1 кВт.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

6. Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолоджуючому середовищу або джерелу теплоти високої температури. По роду охолоджуючого середовища конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор повітря-охолоджуваній. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі тепловіддаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів. Керуючись [11]

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (6.30)$$

де Q_0 - холодовидатність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 35 + 5,7 = 40,7 \text{ кВт}$$

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

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.31)$$

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

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

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.32)$$

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

Середня логарифмічна різниця температур

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\theta = \frac{\Delta T_B}{\ln \frac{T_K - T_{B1}}{T_K - T_{B2}}}, K, \quad (6.33)$$

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

Витрата повітря через конденсатор

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

$$G_g = \frac{40,7}{1.006 \cdot 6} = 6,743 \text{ кг/с},$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.35)$$

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

$$V_g = \frac{6,743}{1.171} = 5,758 \text{ м}^3/\text{с}$$

Живий перетин апарату

$$F_{ж} = \frac{V_B}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (6.36)$$

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

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

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$F_{ж} = L_1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (6.37)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{ж}}{(s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (6.38)$$

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

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

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{ЭКВ}}}{\nu}, \quad (6.41)$$

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

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

$$\frac{u}{d_H} = \frac{0,004}{0,012} \approx 0,333; \quad (6.42)$$

$$\frac{s}{d_H} = \frac{0,028}{0,014} = 2 \quad (6.43)$$

$$\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}} \geq 5.$$

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ

Арк.

52

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}, \quad (6.45)$$

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

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.46)$$

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

$$c = A \cdot B, \quad (6.47)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.48)$$

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

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right), \quad (6.49)$$

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

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

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

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{ЭКВ}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.50)$$

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_{в.тр} = \alpha_{в} \cdot \left(\frac{F_{н}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_{н}}{d_{вн}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.51)$$

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

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_{н} \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.52)$$

$$F'_{тр} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004} \right) = 0,036 \text{ м}^2/\text{м},$$

де F_p – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{н}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.53)$$

$$F_p = 2 \cdot \left(0,024^2 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,231 \text{ м}^2/\text{м}.$$

$F_{н}$ – зовнішня поверхня оребреної труби,

$$F_{н} = F'_{тр} + F_p, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.54)$$

$$F_{н} = 0,036 + 0,231 = 0,267 \text{ м}^2/\text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_{н}, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.55)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,038 \text{ м}^2/\text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.56)$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/m, \quad (6.57)$$

$\lambda_p = 218 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінію; h' - умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 52,13}{0,00015 \cdot 218}} = 56,46 \text{ 1/м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1)(1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (6.58)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.59)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,024}{0,012} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,012}{2} (2,29 - 1)(1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,013 \text{ м},$$

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{вн} (T_k - T_{cm})}} = \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.60)$$

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

де r – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ

Арк.

55

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

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

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

з боку повітря

$$q_{BF_{BH}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в.пр}} + \frac{F_{BH}}{F_{BH} + F_H} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{ct} - T_B), \text{ Вт/ м}^2, \quad (6.62)$$

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

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

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

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

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

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

Будуємо графік: $q_{BF_{BH}} = 434 (T_{cm} - T_e) \text{ Вт/ м}^2$

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{BH} = \frac{Q}{q_{F_{BH}}}, \text{ м}^2, \quad (6.63)$$

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{\text{ВН}}}{\pi \cdot d_{\text{ВН}}}, \text{ м}, \quad (6.64)$$

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

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.65)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_{\text{м}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.66)$$

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

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

$$L_1^1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.67)$$

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

Живий перетин

$$F_{\text{жс}} = L_1^1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta p}{u}\right) \quad (6.68)$$

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

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (6.69)$$

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

Тоді висота апарату :

$$H = n \cdot s_1 = 56,57 \cdot 0,024 = 1,358 \text{ м} \quad (6.70)$$

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{76,8}{56,57} = 1,358 \text{ м} \quad (6.71)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_v = T_{v2} - T_{v1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{ж} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.72)$$

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

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:

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

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

7. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці- це зведення законодавчих актів і правил, відповідних їм гігієнічних, організаційних, технічних, і соціально-економічних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Токсичність робочої речовини

Згідно стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлено чотири класи небезпеки залежно від семи показників токсичної дії, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК). В порівнянні з іншими показниками ГДК якнайповніше представляє токсичні властивості хладагента, проте одного цього параметра недостатньо для оцінки реальної небезпеки роботи з хладагентом в умовах експлуатації.

Як робоча речовина в холодильній установці використовується хладагент R407C - азеотропна суміш R32/R125/R134a (масові долі компонентів відповідно 23/25/52%). Розроблений як основна заміна R22. При звичайній температурі і тиску це - безбарвний газ.

Даний фреон був розроблений як альтернатива хладагенту R22 по холодавидатності і тиску насиченої пари.

Гранично допустима концентрація на робочому місці

ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

В порівнянні з R22, хладагент R407C надає значно менш шкідливу дію на довкілля (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407 майже таке ж, як і в R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю).

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині водоохлажвального пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фосген - безбарвний газ з неприємним запахом прілого сіна або гнилих яблук. У газоподібному поляганні важче повітря в 3,5 разу.

Температура кипіння $t_{\text{кип}} = +8^{\circ}\text{C}$, ПДК_{сс} = 0,003 мг/м³, ПДК_{рз} = 0,5 мг/м³. Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхнєве дихання, болісний кашель з рясним виділенням піннявої мокроті, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

Хоча в приміщення подається вже холодна вода, а не хладагент, і самі чиллера знаходяться на вулиці, а не усередині приміщень, то все одно існує можливість поразки цією шкідливою речовиною, тому потрібно передбачити необхідні заходи захисту.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, взривопожарної і пожежної небезпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по взривопожарній і пожежній небезпеці, згідно ОНТП24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Дане приміщення відноситься до категорії Д, - тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні і апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

При розміщенні проектованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори, відокремлені дверима від інших приміщень і відкриваються у бік виходу.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги включають в себе: скорочення площ приміщень для устаткування систем КП і їх елементів. Естетичну ув'язку елементів систем КП з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування і наладку систем з можливістю по зонного введення їх в експлуатацію. Ув'язку робіт по спорудженню конструкцій будівель з монтажем систем КП. Звуко- і віброізоляцію рухомого устаткування від елементів будівельних конструкцій.

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечну напругу не лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

Захист від поразки електричним струмом і спалахів можна здійснити захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напругу дотику і кроку), або зануленням (відключають устаткування і знижують напругу дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

Електробезпека устаткування

Згідно правилам пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги до 1000 В і понад 1000 В. Для комфортного СКП в експлуатації знаходяться установки лише першої групи з напругою до 1000 В

Виробничі приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження електричним струмом діляться на три категорії:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1) приміщення без підвищеної небезпеки - без струмопровідного пилю, без великої кількості сповільнених металевих предметів (адміністративні, учбові приміщення і т. д.);

2) приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\phi > 75\%$, температурою повітря більше 30°C , з підлогою із струмопровідних матеріалів (цегельні, бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металоконструкцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.);

3) особливо небезпечні приміщення - особливо сирі, з наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною небезпекою.

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

Розрахунок системи штучного заземлення

Виконаємо розрахунок системи заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо по формулі:

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot y, \quad (7.1)$$

де ρ_ϕ – фактичний питомий опір ґрунту

(для чорнозьому дорівнює $30 \text{ Ом}\cdot\text{м}$);

y - кліматичний коефіцієнт, приймаємо $y=1,5$

В результаті підстановки числових значень у формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

У якості електродів вибираємо вертикальні сталеві труби діаметром $d=0,045 \text{ м}$.

Вертикальні заземлювачі розташовуємо в ряд.

Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови: $l/l' = 2$. Відстань між заземлювачами l' приймаємо рівним 5 м, тоді довжина заземлювача буде рівна

$$L = l'/2, \text{ м} \quad (7.2)$$

$$L = 5/2 = 2,5 \text{ м}$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівною $t_0 = 0,5$, тоді

$$t = l/2 + t_0, \text{ м} \quad (7.3)$$

$$t = 2,5/2 + 0,5 = 1,75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача визначимо по формулі:

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l/d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + 1)/(4 \cdot t - 1))), \quad (7.4)$$

Тоді

$$R_o = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,5) (\ln(2 \cdot 2,5/0,045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1,75 + 2,5)/(4 \cdot 1,75 - 2,5))) =$$

$$R_o = 14,6 \text{ Ом}$$

Необхідну кількість вертикальних заземлювачів визначаємо по формулі

$$n = R_o / R_{тр}, \quad (12.4)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{тр}$ – необхідний опір заземлення, в електричних

установках з напругою до 1000 В $R_{тр} = 4 \text{ Ом}$.

В результаті отримуємо:

$$n = 14,6/4 = 3,65$$

Підбираємо найближче стандартне число заземлювачів $n' = 4$.

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_o / (n' \cdot h_b), \quad (7.5)$$

де R_o – опір одного вертикального заземлювача;

n' – число заземлювачів;

h_b – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів

вибираємо $h_b = 0,83$. Тоді

$$R_{св} = 14,6 / (4 \cdot 0,83) = 4,4 \text{ Ом}$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо опір сполучної смуги (шини). Прирозміщенні заземлювачів в ряд довжина смуги визначається вираженням:

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (7.6)$$

$$L = (4 - 1) \cdot 5 = 15 \text{ м}$$

Опір сполучної смуги знаходимо по формулі:

$$R_{\Pi} = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_0)), \quad (7.7)$$

де h_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, визначуваний $h_r = 0.89$. Тоді

$$R_{\Pi} = 45 / (2 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 0,89) \cdot \ln(15^2 / (0,045 \cdot 0,5)) = 4,94 \text{ Ом}$$

Опір всієї системи визначається вираженням:

$$R_c = R_{\Pi} \cdot R_{св} / (R_{\Pi} + R_{св}), \quad (12.8)$$

де R_{Π} – опір сполучної смуги

$R_{св}$ – опір системи вертикальних заземлювачів.

Після підстановки числових значень отримуємо

$$R_c = 4.94 \cdot 4.4 / (4.94 + 4.4) = 2.33 \text{ Ом}$$

Згідно вимогам, опір захисного заземлення у будь-який час року в установках напругою до 1000 В не повинно перевищувати 4 Ом.

Порівнюючи отримане в результаті розрахунку R_c з $R_{тр}$, бачимо,

що $R_c < R_{тр}$, а значить вимога виконана.

Пожежна профілактика

Пожежа - горіння поза спеціальним вогнищем, що завдає матеріального збитку і що створює небезпеку для життя людей. Оскільки кількість пожеж з року в рік збільшується то, створюється необхідність створювати на підприємствах умови, при, яких виникнення і поширення пожежі стає мінімальним (підвищувати пожежну безпеку будівлі).

Пожежна безпека - стан об'єкту, при якому зі встановленою вірогідністю унеможливується виникнення і розвиток пожежі (до такої міри, коли контроль вже неможливий) і дії на людей небезпечних чинників пожежі, а також забезпечується захист людей і матеріальних цінностей.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Заходи щодо пожежної профілактики розділяються на організаційні, технічні, режимні і експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний вміст будівель, території, протипожежний інструктаж робітників і службовців, організацію добровільних пожежних дружин.

До технічних заходів відносяться дотримання протипожежних норм і правил при проектуванні будівель, при обладнанні електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення, правильне розміщення устаткування.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановленому місці, виробництво зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасних приміщеннях.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти і випробування технологічного устаткування.

Здатність конструкцій чинить опір дії пожежі в перебігу певного часу при збереженні експлуатаційних функцій називається вогнестійкістю. Залежно від величини межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і меж поширення вогню по цих конструкціях будівлі і споруди по вогнестійкості підрозділяються на вісім мір.

Основні конструкції машинних залів мають бути II мірі вогнестійкості з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості 0,75 ч.

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 °С вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

Захист від поширення полум'я в установках вентиляторів досягається за допомогою вогнепреградителів, швидкодіючих заслінок, водяних завіс і тому подібне. Вогнепреградителі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщувач). Принцип його дії заснований на тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасящими засобами.

Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ІСО N 3941 - 77.

У нашому випадку для гасіння пожежі можна використовувати порошкові вогнегасники. Необхідна кількість цих вогнегасників для гасіння пожежі:

у торговельному залі ресторану площею 254 - дорівнює 2 болон по 5 л;

у приміщенні де знаходиться припливно-витяжна установка і пульт управління - дорівнює 1 болон на 5 л.

Відстань від можливого вогнища пожежі до місця розміщення вогнегасника не повинна перевищувати: 20 м - для громадських будівель і споруд.

Розрахуємо кількість сплінкерних розеток, необхідних для гасіння приміщення торговельного залу ресторану .

$$n = S/S' = \frac{254}{12} = 21 \quad (7.8)$$

Приймаємо $n=21$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 21 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 2268 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (7.9)$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

10.1. Освітлення

Освітлення відноситься до одного з основних зовнішніх чинників, що постійно впливають на людину в процесі праці. Позитивний вплив освітлення на продуктивність праці і його якість не викликає сумніву. Так, сонячне освітлення збільшує продуктивність праці в середньому на 10%, а штучне на 13%, при цьому можливість браку знижується на 20-25%.

Ретельний і регулярний догляд за установками природного і штучного освітлення має важливе значення для створення раціональних умов освітлення, зокрема, забезпечення необхідних величин освітленості без додаткових витрат електроенергії.

У установках з люмінесцентними лампами і лампами ДРЛ необхідно стежити за справністю схем включення (не повинно бути видимих оку мигань ламп).

Чищення скла світлових отворів повинне робитися не рідше 2 раз на рік для приміщень з незначним виділенням пилу і не рідше 4 раз на рік для приміщень із значними виділеннями пилу, для світильників - 4 - 12 раз на рік, залежно від характеру запиленої виробничого приміщення.

Своєчасно потрібно замінювати лампи, що перегоріли, перевіряти рівень освітленості в контрольних точках виробничого приміщення.

10.2. Захист від шуму і вібрації

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з нерівноваженими масами, що обертаються, технологічні схеми, установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічні коливання устаткування і його вузлів, комунікацій і споруд при дозвукових і частково звукових частотах називають вібрацією.

Розрізняють локальну (місцеву) вібрацію, що передається через руки і загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини.

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні.

Архітектурно-планувальні включають; раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають: вживання малошумних машин, вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин.

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на наступні види: засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення; засоби, що знижують шум на дорозі його поширення; засоби індивідуального захисту.

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних матеріалів, підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

Шум і вібрацію на дорогах їх поширення ослабляють акустичними засобами звуко- і віброізоляції, звуко - і вібропоглинання, глушення звуку.

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувальних; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходів комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувальних і кабін. Матеріал повинен добре відображати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню.

Звукопоглинання передбачає вживання звукопоглинальних облицювань і об'ємних поглиначів звуку.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори і пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації і будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти і опори з пружинними, пружинно-гумовими і гумово-металевими амортизаторами.

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувачів, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Глушники застосовують для зниження аеродинамічного шуму систем вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалювання. Зменшення шуму в глушниках досягається шляхом вживання звукопоглинальних матеріалів.

До засобів індивідуального захисту від шуму відносять проти галасливі навушники, вкладиші, шлеми і каски, що дозволяють понизити рівень шуму залежно від його частоти на 5-40 дБ. Для захисту від шуму високого рівня застосовують проти галасливі костюми.

Індивідуальний захист від вібрації забезпечується вживанням рукавиць і рукавичок, вкладишів і прокладок, спеціального взуття, нагрудників, поясів і спеціальних костюмів, виготовлених з упругодемпфуючих матеріалів.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

13. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

Захист персоналу і відвідувачів ресторану в умовах виникнення пожежі.

Умови виникнення пожежі

Пожежі – це складний фізико-хімічний процес, який супроводжується дифузним горінням при надлишку повітря і утворенням диму. В диму окрім кисню можуть знаходитися продукти неповного горіння: сажа, вуглекислий газ, сірководень, хлористий водень, окис азоту, спирти, альдегіди, кетони, кислоти та інші продукти неповного згорання, які розчиняючись у кисні можуть утворювати вибухонебезпечну суміш.

В останні роки в ресторанах нашої країни збільшилась тенденція до виникнення пожеж, які призводять до великих матеріальних збитків та нерідко до людських втрат.

Основними умовами виникнення пожеж є:

- необачне поводження з вогнем (куріння, відкритий вогонь);
- несправність чи неправильна експлуатація електроприладів; електропобутових приладів, печей та димоходів, а також газових нагрівальних приладів;
- влучення блискавки.

Пожежна безпека виявляється наявністю наступних факторів:

- горючого середовища (конструкції, що згорають, меблі, одяг, лакофарбові матеріали, килимові вироби);
- джерела спалахування (відкритий вогонь, коротке замикання електропроводів, перехідний опір контактів, перевантаження проводів, атмосферна та статична електрика, паління);
- шляхи розповсюдження (отвори в конструкціях, вентиляційні канали, кабельні траси).

Для того, щоб споруда медичного закладу пройшла перевірку на умову збігання з правилами протипожежної безпеки, вона повинна відповідати цілому ряду вимог.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги з протипожежної безпеки до споруд загального харчування.

Протипожежні вимоги до евакуаційних шляхів та виходів.

Шляхи евакуації забезпечують безпеку людей, якщо:

- вони є евакуаційними;
- їх ширина не менше мінімальної (1,05м – 1,75м);
- їх довжина не більш максимально допустимої (в залежності від поверхні і відзнак споруди);
- кількість евакуаційних виходів збігається з умовами безпеки.

Евакуаційні шляхи повинні забезпечувати безпечну евакуацію всіх людей через евакуаційні виходи.

Виходи є евакуаційними, якщо вони ведуть:

- з приміщення другого поверху надвір чи крізь вестибюль, коридор сходи;
- з приміщень будь-якого поверху, крім першого, в коридор, який веде на сходи, який має вихід надвір чи крізь вестибюль, який не має зв'язку з іншими приміщеннями, перемичками чи дверми;
- з приміщень в сусідні приміщення на одному поверсі, позначеними виходами в пункти «А» і «Б».

Двері мають відчинятися назовні. Двері на балкони та площадки, передбаченні для евакуації, двері з приміщень споруд з одночасним перебуванням там не більше 25 чоловік, а також двері санвузлів дозволяється робити так, щоб вони відкривалися всередину приміщення.

Протипожежні перешкоди

Протипожежні перешкоди – це спеціальні конструкції, передбаченні для запобігання розповсюдження пожежі по горизонталі та вертикалі. До протипожежних перешкод відносять:

- протипожежні стіни (вогнестійкі стіни, які мають межу вогнестійкості не менш 2,5 годин, вимощені вогнестійкими тепло та звукоізоляційними матеріалами);

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

- перешкоди (спеціальні перешкоди, які виконують функцію обмеження розповсюдження пожежі, а також для розділу приміщень різного призначення, які виконуються з вогнестійких конструкцій з межею вогнестійкості не менш 0,75 годин);
- між поверхневі перекриття (які виконують з вогнегасних матеріалів та мають межу вогнестійкості 1 годину);
- двері (спеціальні двері, з межею вогнестійкості не менш однієї години);
- протипожежні зони та інші пристрої в пустотах (щілинах) протипожежних перешкод.

Протипожежні вимоги до систем вентиляції

Інженерно-технічні працівники повинні забезпечити безпечну експлуатацію систем вентиляції. При експлуатації вентиляційних систем забороняється:

- використовувати вентиляційні шляхи в якості димоходів;
- підключати до вентиляційних шляхів газове обладнання;
- відключати чи знімати затримуючі вогонь прилади;
- вбирати накопичені в шляхах жирові відкладення, горючі речовини та конденсат;
- закривати витяжні канали, отвори, ґрати;
- залишати двері вентиляційних камер відкритими.

Вогнестійкі прилади (заслінки, клапани) в вентиляційних повітряних шляхах, які перетинають протипожежні перешкоди, повинні періодично перевірятися та бути справними.

Мета та завдання пожежно-профілактичної роботи

Пожежна профілактика – комплекс інженерно-технічних і організаційних заходів, які спрямовані на забезпечення протипожежного захисту об'єктів народного господарства.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Головними завданнями профілактичної роботи є: розробка і здійснення заходів, які спрямовані на усунення наслідків, що можуть викликати виникнення пожежі і огородити розповсюдження пожежі і забезпечення умов для вдалої евакуації людей та майна в випадку пожежі, забезпечення своєчасного визначення виникнення пожежі, швидкого виклику пожежної охорони та вдалого гасіння пожежі.

Профілактична робота на об'єктах включає: періодичні перевірки стану пожежної безпеки об'єкту в цілому та окремих ділянок, а також забезпечення контролю за своєчасним виконанням встановлених заходів, проведення пожежно-технічних обстежень представниками Державного пожежного нагляду (Держпожнагляд) з врученням переліку встановлення дійсного контролю за виконанням переліку на наказів, виданих ними; постійний контроль за проведенням пожежно-небезпечних робіт, виконання протипожежних вимог на об'єктах нового будівництва, при реконструкції та переобладнанні цехів, установ, складів, та інших приміщень.

Інструктаж по заходах пожежної безпеки

Всі працівники, працюючі на підприємстві, повинні проходити спеціальну протипожежну підготовку в системі виробничого інструктажу з метою вивчення:

- правил пожежної безпеки і інструкції про заходи пожежної безпеки;
- показників пожежної безпеки речовин, які використовуються на виробництві;
- характеристик пожежної безпеки споруд, технологічних процесів і виробничого обладнання;
- правил утримання та використання первинних засобів пожежогасіння;
- послідовність дій у випадку пожежі.

Протипожежна підготовка (навчання) робітників підприємств складається з протипожежного інструктажу (вступного, первинного, повторного та позапланового) і занять по програмі пожежно-технічного мінімуму. Порядок проведення протипожежного інструктажу і занять по

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пожежно-технічному мінімуму з робітниками та службовцями встановлюється згідно з наказом чи розпорядженням. При проведенні протипожежного інструктажу і занять по пожежно-технічному мінімуму рекомендовано використовувати технічні засоби програмного навчання.

Первинні, повторні та позапланові інструктажі проводяться з урахуванням відмінностей кожного місця, цеху, а також підготовки інструктованих та характеру виконуваних робіт. При інструктажі на робочому місці вивчають пожежну безпеку технологічного процесу даного цеху, ділянки і робочого цеху, протипожежний режим в цеху, можливі причини та міри їх усунування.

Робітники та службовці підприємства повинні бути ознайомлені з дійсними на підприємстві протипожежними правилами та інструкціями, можливими наслідками виникнення пожеж і мірами їх попередження, виробничими ділянками, найбільш небезпечними в пожежному відношенні, а також з практичними діями в випадку виникнення пожежі (виклик чергової частини пожежної дружини, використання засобів пожежогасіння, припинення технологічного обладнання, порядок евакуації матеріальних цінностей). Проведення інструктажу необхідно супроводжувати показом засобів пожежогасіння і пожежного зв'язку, які мають бути на об'єкті.

Робочих і службовців мають навчити правильно користуватися пожежними кранами, прийомами пуску в дію стаціонарних насосів і дренажних систем.

Особа, яка проводила інструктаж, робить записи про проведення інструктажу у спеціальному журналі.

Права і обов'язки адміністративно-технічного персоналу в забезпеченні пожежної безпеки підприємств суспільного харчування

В відповідності з діючим законодавством відповідальність за забезпечення пожежної безпеки підприємств суспільного харчування несуть керівники цих об'єктів, які зобов'язані:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- забезпечити розробку інструкцій щодо мір пожежної безпеки для всіх підрозділів і окремих видів пожежне небезпечних робіт;
- організувати вивчення та виконання правил пожежної безпеки і інструкцій щодо мір пожежної безпеки кожним робочим та службовцем;
- встановлювати в виробничих, складських, адміністративних та допоміжних приміщеннях суворий протипожежний режим (порядок огляду і закриття приміщень після завершення робіт, умови проведення вогневих робіт, правила користування електронагрівальними приладами, визначення місць для куріння) і постійно контролювати його виникнення кожним з працюючих, а також відвідувачами;
- організувати на об'єкті добровільну пожежну дружину, а при наявності інженерно-технічного персоналу та пожежно-технічної комісії (ПТК), забезпечувати їх роботу відповідно до інструкції (якщо на підприємстві працює не більше 15 чоловік, ПТК не створюється, а її обов'язки розподіляються між робітниками підприємства, на випадок виникнення пожежі);
- забезпечити об'єкт засобами пожежогасіння та зв'язку, а також утримувати їх в належному стані;
- назначити наказом осіб, відповідальних за пожежну безпеку цехів, майстерень та інших приміщень, а також за експлуатацію та справний технічний стан вентиляції, опалення, електроустановок, протипожежного забезпечення водою, протипожежного захисту, зв'язку і пожежогасіння, установ пожежної автоматики і систем оповіщення людей про пожежу;
- включати в функціональні обов'язки посадових осіб та інших спеціалістів рішення питань пожежної безпеки, виходячи з покладених на них службових та виробничих завдань;

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- організувати розробку та введення мір, які направлені на удосконалення протипожежного режиму, зменшення пожежної безпеки технологічних процесів та виробничого обладнання;
- організувати своєчасне виконання заходів щодо забезпечення пожежної безпеки, запропонованої Держпожнаглядом та визначеними наказом вище стоячих органів; періодично перевіряти стан пожежної безпеки об'єкту, контролювати несення служби охорони та знання ним обов'язки на випадок пожежі, роботу добровільної дружини і приймати заходи для покращення їх діяльності;
- організувати розробку та своєчасне виконання заходів, націлених на забезпечення безпеки людей та захист матеріальних цінностей в випадку виникнення пожежі;
- забезпечення розробки планів дій обслуговуючого персоналу та відвідувачів в випадку виникнення пожежі та раз на рік організовувати практичні тренування по відпрацьовування цих планів;
- забезпечити утримання в постійній справності систем протипожежного захисту. В випадку несправності чи виходу зі строю цих систем приймати заходи по їх приведенню в робочий стан;
- організувати для робітників протипожежну підготовку, визначити строки, місце та порядок її проведення, а також список посадових осіб відповідальних за неї;
- розробити та утвердити список професій і приміщень, робітники яких повинні проходити навчання по програмі пожежно-технічного мінімуму, не допускати до роботи осіб, які не пройшли інструктаж;
- забезпечити галузеве розслідування пожеж, встановлення причин їх виникнення і винуватих осіб, а також розробку заходів по запобіганню подібних випадків;
- відповідальність за пожежну безпеку відділів, майстерень, кладовищ несе їх завідувач чи інші посадовці, які спеціально призначені

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

наказом керівника підприємства. Таблички зі зазначенням осіб, відповідальних за пожежну безпеку, вивішуються на видних місцях.

Посадовці, які відповідають за пожежну безпеку зобов'язані:

- знати пожежні властивості матеріалів та речовин, які використовуються чи зберігаються на їх ділянці та не допускати порушень правил їх зберігання;
- слідкувати за справністю сигналізації, телефонного зв'язку, систем опалення та вентиляції, станом шляхів евакуації, під'їздів, водопостачання та приймати міри щодо усунення їх несправності;
- знати правила використання засобів пожежогасіння і забезпечувати їх постійну здатність до використання;
- слідкувати за тим, що після закінчення робіт виконувалось прибирання робочих місць;
- після роботи вимикати електроживлення, крім вітринного та чергового.

Захист персоналу і відвідувачів ресторану швидкого харчування в умовах виникнення пожежі є одним з головних завдань. Дотримання вимог і правил протипожежної безпеки забезпечує надійну роботу ресторану та підвищує безпеку його персоналу та відвідувачів.

12 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ 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:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ

Арк.

79

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (12.1)$$

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

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 1-5% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 15-20% від вартості устаткування;

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

$$K_{м} = 0.03 \cdot 566624 = 16998.7 (\text{грн});$$

$$K_{м} = 0.15 \cdot 566624 = 84993,6 (\text{грн});$$

$$K_{пр} = 0.2 \cdot 566624 = 113324,8 (\text{грн});$$

$$K = 566624 + 16998,7 + 84993,6 + 113324,8 = 781941,1 (\text{грн}).$$

Таблиця 12.1 - Капітальні вкладення на СКП

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
VRF-система	128000	шт.	4	512000
Жестяні повітроводи	75	п.м.	520	39000
Повітророзподільні дифузори	63	шт.	248	15624
Вся вартість обладнання				566624

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ			Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			80	

Транспортні витрати	16998,7
Витрати на монтажні роботи	84993,6
Вартість проектних робіт	113324,8
Всього капітальних вкладень	781941,1

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_v) 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

$$C_e = 0,7 \cdot N_y \cdot T_y \cdot C_3 \quad (12.2)$$

- где C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

N_y - сумарна настановна потужність;

T_3 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$C_3 = 0,7 \cdot 26 \cdot 5840 \cdot 43,6 = 46341 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right).$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3} \quad (12.3)$$

де B – витрата води на зволоження;

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 84 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 362 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (12.4)$$

де C_{m1} - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

C_{m2} - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 23 \cdot 80 = 184 (\text{грн.}) \quad (12.5)$$

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

C_x – вартість 1 кг хладагента, грн.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m2} = \frac{t_{\phi} \cdot f \cdot u_m}{t_m} = \frac{3744 \cdot 8 \cdot 20}{3500} = 280 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right); \quad (12.6)$$

де t_{ϕ} – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

u_m – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_m = 184 + 280 = 464 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 152155 = 7605 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (12.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_a = 0,15 \cdot K_{об} = 0,15 \cdot 152155 = 22823 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (12.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 77595 = 2328 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right). \quad (12.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю:

Таблиця 12.2 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
----------------------------	------------------

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Витрати на електроенергію	46341
Витрати на воду	362
Витрати допоміжні матеріали	464
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	7605
Амортизаційні відрахування	22823
Інші витрати	2328
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	79923

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$P_i = C_i + E_H \cdot K_i = 77923 + 0,15 \cdot 209974 = 109419 (\text{грн.}). \quad (12.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м³ повітря

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{209974}{6450} = 32,5 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{м}^3} \right). \quad (12.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{77923}{6450} = 12 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (12.12)$$

- приведені витрати:

$$P' = \frac{P}{V} = \frac{109419}{6450} = 17 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{год} \cdot \text{м}^3} \right). \quad (12.13)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$C_{ym} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5 (\text{тис.грн.}). \quad (12.14)$$

Річний економічний ефект

$$\mathcal{E}_k = C_2 \cdot N_2 - C_1 \cdot N_1. \quad (12.15)$$

- где C_2, C_1 - ціна послуг до и після введення в експлуатацію СКП;

N_2, N_1 - кількість відвідувачів, чол.

$$\mathcal{E}_k = 1500 \cdot 98 - 500 \cdot 23 = 175900.$$

Економічна ефективність:

Економічна ефективність системи кондиціонування повітря визначається як відношення сумарного економічного ефекту до капітальним витратам на розробку і створення системи кондиціонування повітря

$$E = \frac{\mathcal{E}\Sigma - \Pi}{K}. \quad (12.16)$$

- де $\mathcal{E}\Sigma$ - сумарний економічний ефект;

Π - поточні витрати пов'язані з експлуатацією СКВ;

K - капітальні витрати.

$$E = \frac{175900 - 55153}{209974} = 0,24.$$

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література

1. Аверкин, А. Г. Примеры и задачи по курсу кондиционирование воздуха и холодоснабжение. -- М.: Издательство ассоциации строительных вузов. 2003– 125с
2. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
3. Кокорин О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин, – М.: «Экстропечать», 2005. – 99 с.
4. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г. Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение. 1986. – 303 с
6. Мигай В. К., Назаренко В. С., Новожилов И. С., Добряков Т. С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Л.: Энергия, 1971. – 168
7. Липа, А. И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха.. – Одесса: ОГЦНТЭИ, 2010. – 607 с.
8. Бронштейн, И. Н., Семяндев К. А. – Справочник по математике (для инженеров и учащихся ВТУЗОВ). М.: Наука, 1986. – 544с.
9. Жуковський С. С., Возняк О. Т., Довбуш О. М., Люльчак. З. С Вентилювання приміщень: Навч. посібник. - Л.: Львівська політехніка, 2007. - 476с.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Грачев Ю.Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата. – Пермь: Издательство. Перм. политехн. ин-та, 1987. - 80с. + 1 вкл.
11. Жихарева Н.В. Моделирование та оптиміація систем кондиціювання повітря. . Учебный посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с..
12. Жихарева Н.В. Розрахунок теплоутилізаторів. . Методичні вказівки .-: ОНАХТ: 2016.-40 с.
13. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехраниш. – Вестник международной академии холода 2013.Сб т– Вып 4 – с. 16 – 20.
14. Мудров, А.Е. Численные методы для ПЭВМ. [Текст] / А.Е. Мудров //– Томск: Раско, 1991. – 270с.
15. Кафаров В.В. Оптимизация теплообменных аппаратов и систем. – М.: Энергоиздат, 1988. – 192 с.
16. Кафаров В.В, Глебов М.Б. Математическое моделирование основных процессов химических производств: Учебн. пособие для вузов. —М.: Высшая школа .1991 – 400 с
17. Курылев Е.С. , Оносовский В.В, . Румянцев Ю.Д. Холодильные установки– СПб.: Политехника, 2002. – 576 с.
18. Лабай , В.Й., Тепломасообмін+., Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
19. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов - Одесса: Студия «Негоциант», 2006. - 712с., с приложением
20. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Л.: Издательство Ленинградского университета, 1990. – 208 с
21. Перепека В.И., Жихарева Н.В. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Учебное пособие.-: О: ТЭС, 2014.-240 с.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

22. Погорелов, А.И. Тепломасообмін: Навчальний посібник для вузів. – Львів. –: «Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
23. Табунщиков Ю.А. Бродач. М.М. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с
24. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации энергосберегающей системы. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
25. Чумак И.Г. Холодильные установки. Проектирование. – Учеб. Пособие. – 3-е изд., перераб. и доп. – Одесса: Друк, 2007. – 480 с.
26. Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Учебное пособие// А.И.Еремкин, Т.И.Королева, Г.В.Данилин, В.В.Бызеев, А.Г.Аверкин. - М.: АСВ, 2008. - 184 с.
27. 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: Справочное пособие. – М.: Пантори, Москва. 2003. – 308 с.: ил.
28. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.: ил. – (Библиотека климатехника).
29. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. 2003, 400 с.
30. Жихарева Н.В. Особенности расчета теплопритоков в помещении при кондиционировании // Н.В. Жихарева / Холодильная техника и технология – 2015 Том. 51 . – № 6 – С. 17–20.
31. Жихарева Н.В. Экономически-целесообразная толщина изоляции современных изоляционных материалов плодоовощехранилища // Н.В. Жихарева, М.Г. Хмельнюк, О.В. Ольшевская / Холодильная техника и технология 2015. №3 Том 51 Одесса: «ТЭС», 2016. 171 с.

										Арк.
										88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ					

32.Жихарева Н.В. Метод расчета годового потребления холода систем кондиционирования воздуха // Н.В.Жихарева/ Холодильна техника и технология 2016. –Том.52 №4. –С. 42 – 47.

33.Оносковский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Ленинград: Издательство Ленинградского университета, 1990.

34.Жихарева Н.В. Оценка энергетической эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ // Н.В.Жихарева, Хмельнюк М.Г. / Холодильна техника . 2015. – №3 Том.51 –С. 53 – 57

35.Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря . / Жихарева Н.В. – Одесса: «ТЭС», 2016. – 172с.

					БКВ 04. 001. 000 ДП ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Беліченко Георгій Анатолійович
Проект системи кондиціювання
центру незламності «Бекіцер» на
93 особи, м. Одеса

Керівник:.

Вихідні дані:

- **Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії :**
 - барометричний тиск $P=1010$ мм.рт.стовпа;
 - ентальпія зовнішнього повітря $h=62$ кДж/кг;
 - температура зовнішнього повітря $t=28,6$ °С;
 - розрахункова швидкість вітру $3,3$ м/с;
 - амплітуда добових коливань температури $\Delta t=8,8$ °С.
- **Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря:**
 - барометричний тиск $P=1010$ мм.рт.стовпа;
 - ентальпія зовнішнього повітря $h=-16,3$ кДж/кг;
 - температура зовнішнього повітря $t=-18$ °С;
 - розрахункова швидкість вітру $4,2$ м/с.



**Керуючись нормами проектування ,
приймали наступні значення
підтримання параметрів:**

Теплий період року - $t = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 50\%$;

Холодний період року - $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 60\%$;

Громадське харчування

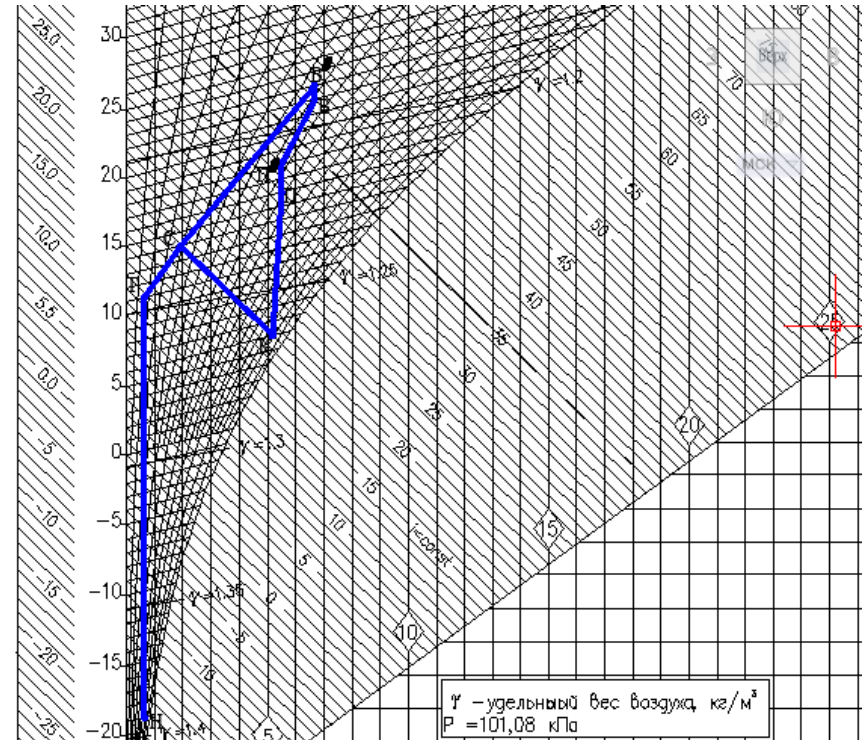
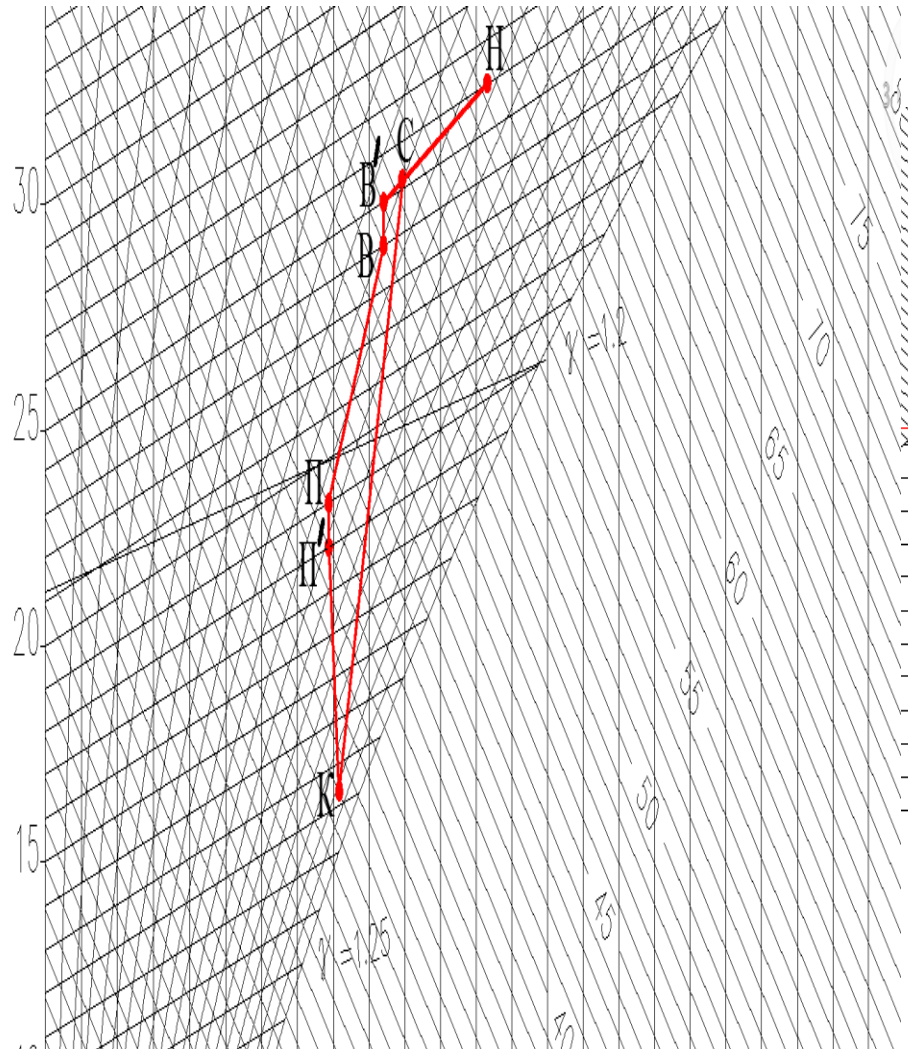
Особливість проектування це центри незламності Бекіцер Головною метою кондиціювання повітря в громадському харчуванні є подача достатньої кількості чистого повітря, видалення шкідливих домішок, забезпечення відповідних показників мікроклімату і створення повітряно-теплого балансу і створюють комфортні умови перебування людей в приміщеннях.



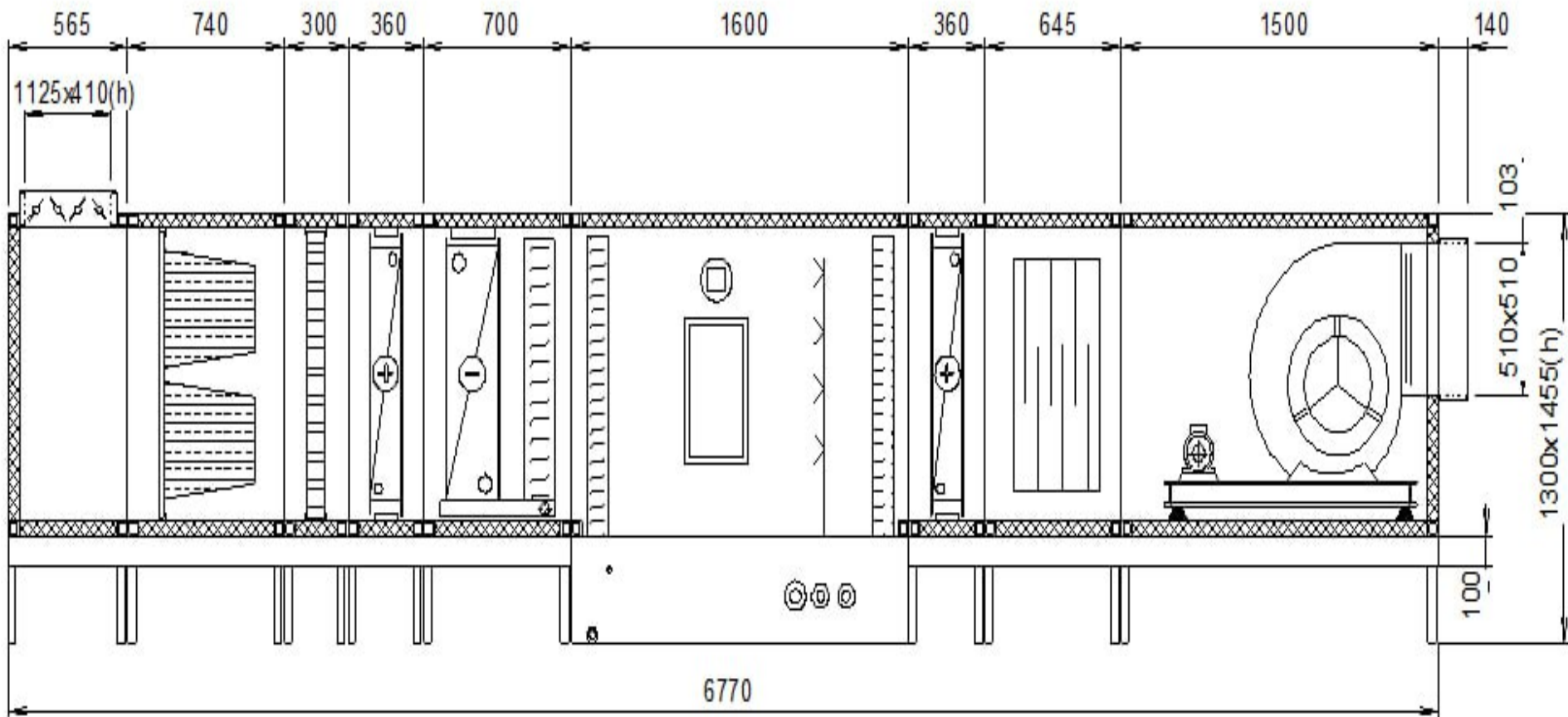
Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Сумарний тепло- Приплив (літо) $Q_{пов,квт}$	Сумарні вологови- ділення (літо) $W_{пов, кг/с}$	Сумарний тепло- приплив (зима) $Q_{пов,}$ кВт	Сумарні вологови- ділення (зима) $W_{пов,}$ кг/с	Тепло- вологісна хар-ка (літо) ϵ , кДж/кг·К	Масова витрата повітря G, кг/с
Зал	28,64	0,0059	7,2	0,0053	7800	5,79

d,h-діаграмі процесів обробки повітря в літній та зимовий період



Вибрана установка модель КЦКП-10



Розрахунок компресора

$$Q_o = 1,1 * G_B * (h_H - h_K) = 1,1 * 2,39 * (74 - 29) = 118,3 \text{ кВт}$$

Температура кипіння фреону: $t_o = +2^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_K = 42^\circ\text{C}$;

Хол. коефіцієнт Карно:

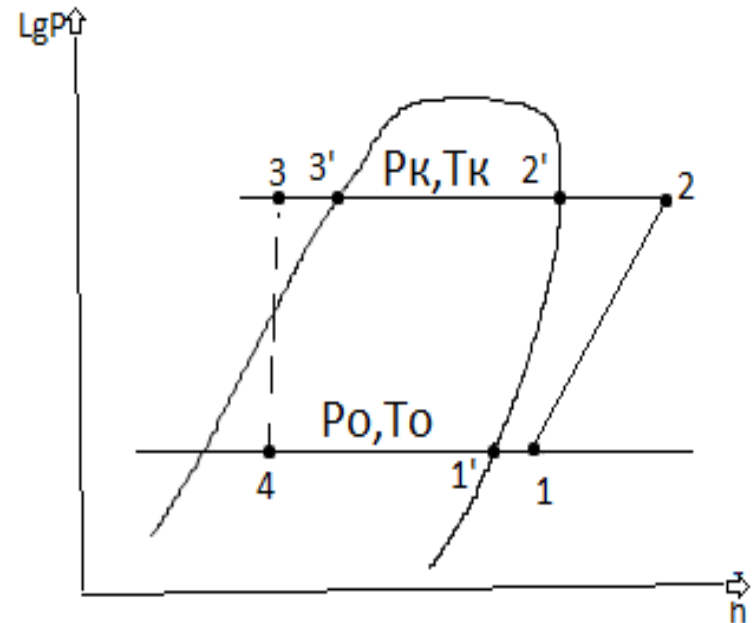
$$\text{cop}_K = \frac{T_o}{(T_K - T_o)} = \frac{275}{(315 - 275)} = 6,9$$

Дійсний хол. коефіцієнт:

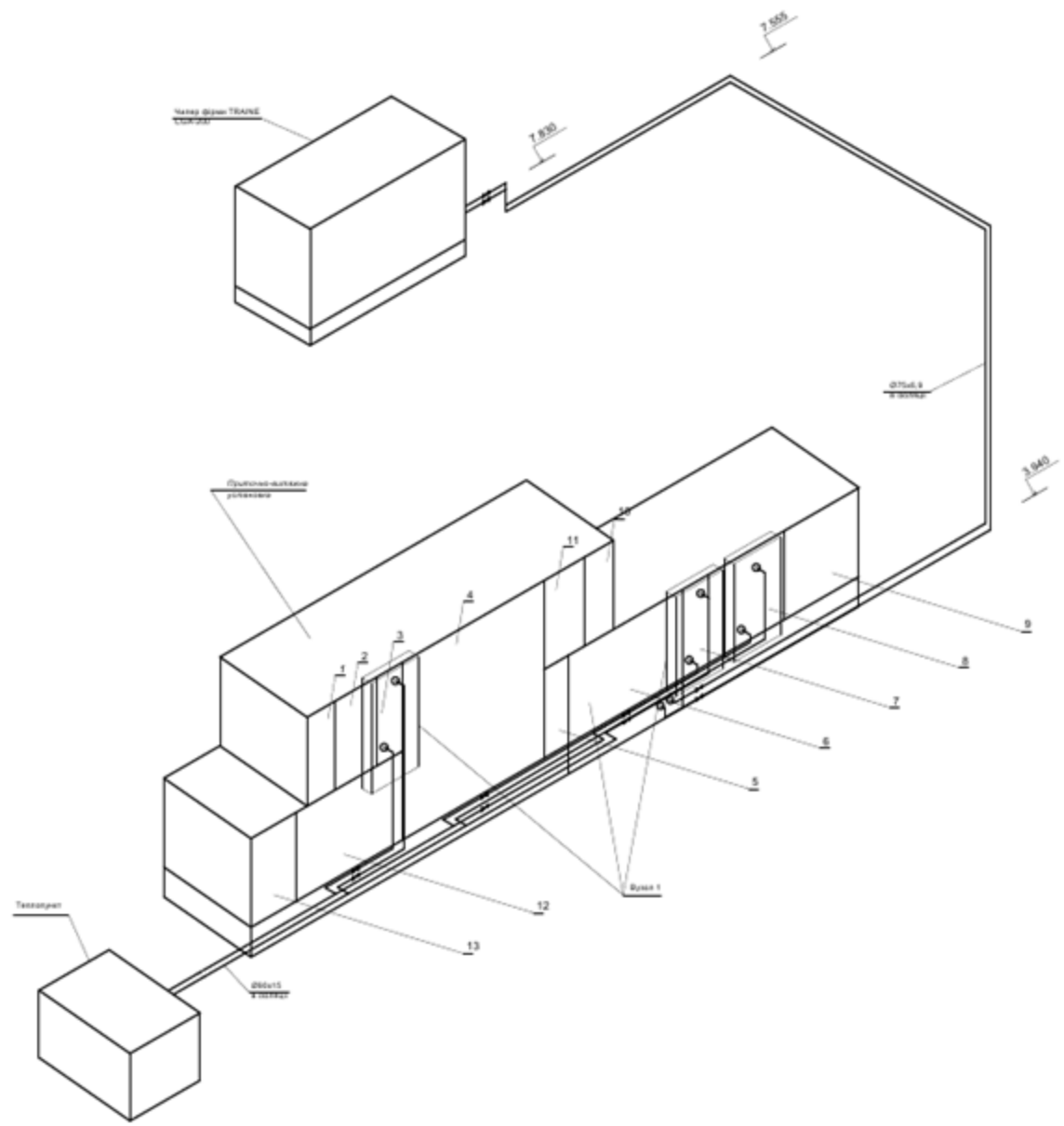
$$\text{cop}_D = \frac{Q_o^ч}{N_{ел}} = \frac{118,3}{25,89} = 4,6;$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

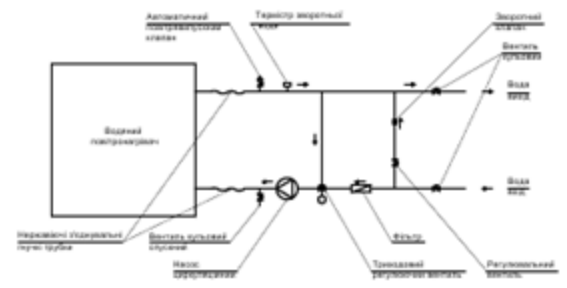
$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_D}{\text{cop}_K} = \frac{4,6}{6,9} = 0,649;$$



Розріз



Вузол 1 (обв'язка повітрянагрівача)



Підбір чилера Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = (G_B \cdot \rho \cdot \Delta h) / 3600,$$

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_\Pi \cdot (h_{\text{ВХ}} - h_{\text{ВИХ}}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{7140 \cdot (58,6 - 41,45) \cdot 1,2}{3600 \cdot 4 \cdot 4,19} = 2,44 \text{ кг/с.}$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{2,44}{1000} = 2,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_\tau = \frac{L_w}{v} = \frac{(2,44 \cdot 10^{-3})}{1,5} = 0,00163 \text{ м}^2,$$

Підбираємо модель чилера по холодовидатності:

$$Q_o^ч = 1,1 * G_B * (h_n - h_k) = 1,1 * 2,39 * (74 - 29) = 118,3 \text{ кВт};$$

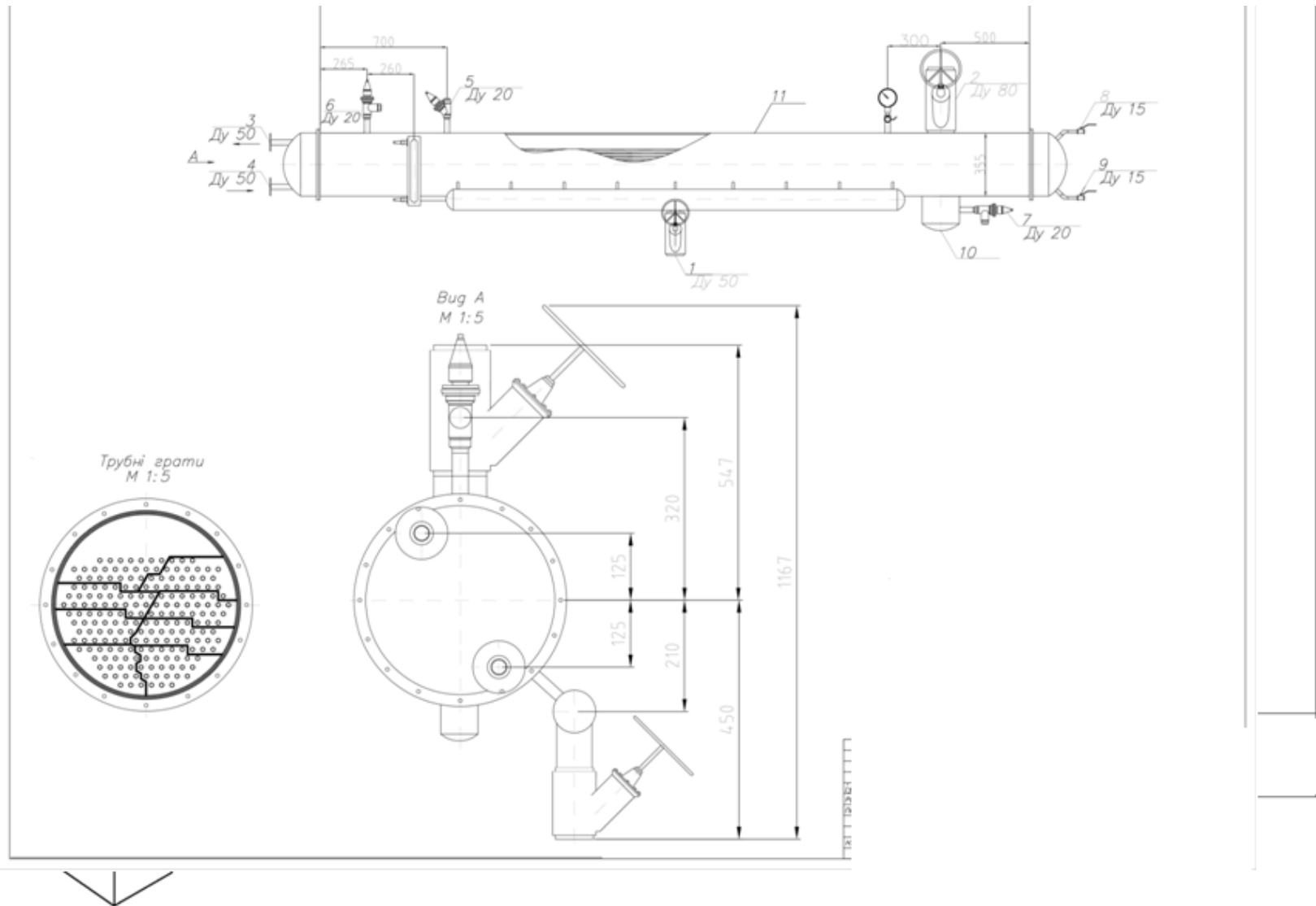
Підбираємо модель фірми Galletti WRE 132

$$Q_o = 135 \text{ кВт}$$

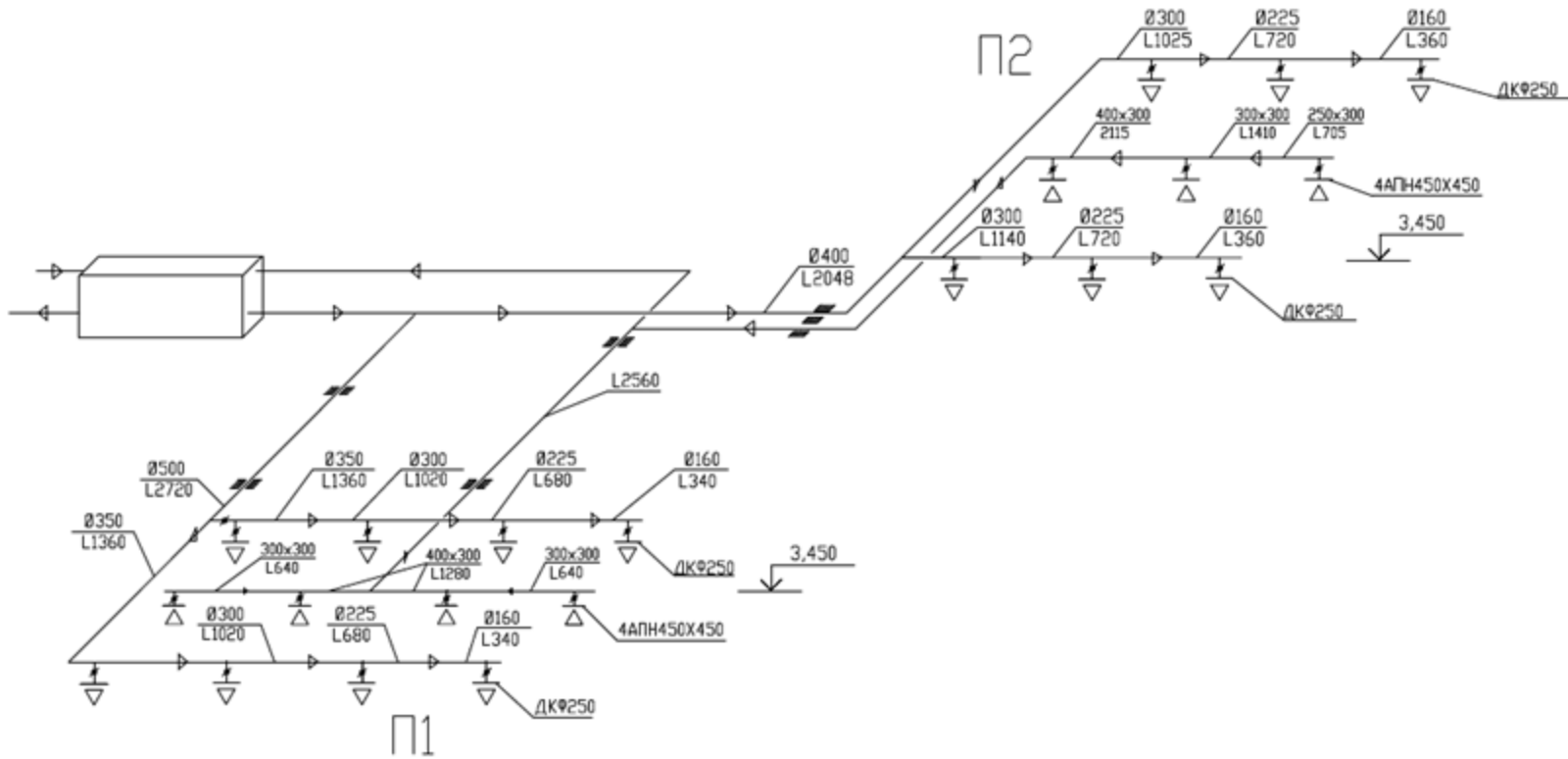
Д/Ш/В, мм = 1648 / 948 / 1900

Маса = 619, кг ; Шум = 82 дБ.

Кожухотрубный выпарник



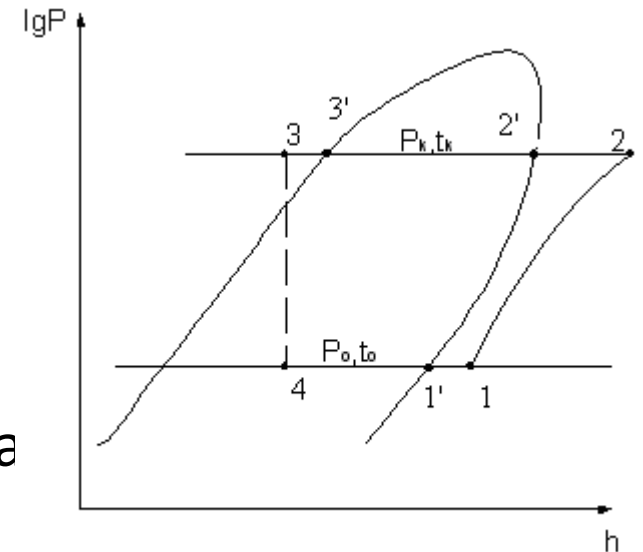
Розводка повітроводів



Холодильна машина

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R410A, який має достатньо хороші термодинамічні якості. Склад R407C: R32 – 23%; R125 – 25%; R134a – 52%;

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента ($t_o = 12,5^\circ\text{C}$) та температурою конденсації ($t_k = 38.6^\circ\text{C}$).



Економічні розрахунки

Капітал
вкладення

туатац
їні

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, ($\frac{M^3}{год}$)	8672
Холодопродуктивність, (κBm)	39,4
Встановлена потужність, (κBm)	20,2
Витрата води, ($\frac{M^3}{год}$)	6
Капітальні вкладення, тис.грн.:	313012
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	98752
Питомі витрати на 1м ³ повітря:	
- капітальні вкладення:	36,09
- експлуатаційні витрати:	10,24
- приведені витрати:	14,97
Економія від утилізації тепла, тис.грн.:	25,5
Термін окупності, роки:	1,5

	Сума, грн/рік
	23914
	6002
	1063
і технічне обслуговування	15650
	46951
	2586
п, грн/год	98752

ТЕХНІЧ
економічні
показники СКП

Висновки

Метою дипломного проекту являється спроектувати систему кондиціонування повітря таким чином щоб було комфортно відвідувачам, а також персоналу в даному приміщенні. І регулювання заданих параметрів мікроклімату відбувалося автоматично і при цьому підтримувалось. При цьому основні техніко – економічні вимоги дотримувались це на сам перед мінімальна вартість устаткування й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду. Першим етапом розрахунку стало підбір будівельної конструкції , розрахунок теплопередачі стін та кровлі.

Дякую за увагу

