

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

на тему «Удосконалення технологічного кондиціонування повітря для цеху
переробки молока м.Южний»

Здобувач Яремчук О.О.

2 курсу ХМ161МН - групи

Керівник к.т.н.доц. Жихарева Н.В.

Консультант: к.т.н.доц. Когут В. О

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 28.05.26 протокол № 10
Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	<u>Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-наукова програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

« ___ » _____ р.

З А В Д А Н Н Я **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Яремчук Олег Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: **« Удосконалення технологічного кондиціонування повітря для цеху переробки молока м.Южний »**

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Жихарєва Наталія Віталіївна
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 51.03 від 30.01.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м. Южне, промислове підприємство, температура повітря в приміщенні в літку $18^{\circ}C$, температура повітря в приміщенні в зимку $18^{\circ}C$, температура зовнішнього повітря $28^{\circ}C$.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень: план приміщення з обв'язкою повітроводів; повітророзподілення, апарат ЦК, розташування кондиціонера

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Когут В.О..		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 20.11.2025

Керівник _____ к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Яремчук О.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини	28.04-29.04.26	
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	30.04-01.05.26	Виконано
8.	Економічний розділ	03.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач-дипломник _____ Яремчук О.О.

Керівник роботи _____ к.т.н., доц. Жихарєва Н.В.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Яремчук Олег Олегович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра Яремчук О. « Удосконалення технологічного кондиціонування повітря для цеху переробки молока м.Южний » складається з: 96-сторінки тексту, 12-рисуноків, 23-таблиці,».

У кваліфікаційній роботі виконано аналіз особливостей технологічного кондиціонування повітря для цеху з переробки молока м.Южний, визначено розрахункові параметри зовнішнього та внутрішнього повітря, проведено розрахунок тепловологісних навантажень приміщень та побудовано процеси обробки повітря. На основі отриманих результатів здійснено вибір та підбір обладнання системи кондиціонування повітря.

У кваліфікаційній роботі передбачено застосування інноваційних технічних рішень, зокрема центрального кондиціонера з підвищеним ступенем очищення повітря, енергоефективного повітрянагрівача з обвідним каналом та сучасного повітроохолоджувача. Запропоновані рішення забезпечують підтримання необхідних параметрів температури, відносної вологості та чистоти повітря в приміщеннях цеху з переробки молока, що сприяє підвищенню якості готової продукції, зниженню енергоспоживання та покращенню умов праці персоналу.

Практичне значення роботи полягає у можливості впровадження розробленої системи на підприємствах молочної промисловості для підвищення ефективності виробничих процесів та забезпечення санітарно-гігієнічних вимог.

У роботі проведено розрахунок процесів технологічного кондиціонування повітря, визначено розрахункові параметри внутрішнього та зовнішнього повітря, виконано розрахунок тепловологісних навантажень, а також обґрунтовано вибір і здійснено підбір обладнання системи кондиціонування повітря.

Ключові слова: технологічне кондиціонування повітря, система кондиціонування, молочний цех, повітроохолоджувач, повітрянагрівач, центральний кондиціонер, інноваційні технології, теплоутилізація, енергоефективність.

ABSTRACT

The bachelor's qualification work "Project of a technological air conditioning system using innovative technologies for a milk processing shop in Yuzhny" consists of: 81 pages of text, 12 figures, 23 tables, 16 references to literary sources".

The qualification work analyzes the features of technological air conditioning for a milk processing shop in Yuzhny, determines the design parameters of external and internal air, calculates the thermal and humidity loads of premises, and builds air treatment processes. Based on the results obtained, the selection and selection of air conditioning system equipment is carried out.

The project provides for the use of innovative technical solutions, in particular, a central air conditioner with an increased degree of air purification, an energy-efficient air heater with a bypass channel, and a modern air cooler. The proposed solutions ensure the maintenance of the required parameters of temperature, relative humidity, and air purity in the premises of the milk processing plant, which contributes to improving the quality of finished products, reducing energy consumption, and improving the working conditions of personnel.

The practical significance of the work lies in the possibility of implementing the developed system at dairy enterprises to increase the efficiency of production processes and ensure sanitary and hygienic requirements.

The work calculates the processes of technological air conditioning, determines the design parameters of indoor and outdoor air, calculates heat and moisture loads, and justifies the choice and selection of air conditioning system equipment.

Key words: technological air conditioning, air conditioning system, dairy plant, air cooler, air heater, central air conditioner, innovative technologies, heat recovery, energy efficiency.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	1
1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДПРИЄМСТВА ТА ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ПРОДУКЦІЇ	3
2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СКП ТА ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	9
3. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ	13
4. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	14
ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ	38
6. ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ ТА ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ	42
6.1 Підбір центрального кондиціонера	42
6.2 Теплонадходження при холодильній обробці продуктів	43
6.3 Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень	47
6.4 Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки	40
7. ВИБІР РОЗРАХУНКОВОГО РОБОЧОГО РЕЖИМУ, ПОБУДОВА ЦИКЛУ ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ. ВИБІР КОМПРЕСОРІВ	59
8. РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ	72
9. ОХОРОНА ПРАЦІ	77
ВИСНОВКИ	87
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	89

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Удосконалення технологічного кондиціонування повітря для цеху пеперобки молока м.Южний			
Розроб.					Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.							4	94
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								

ВСТУП

Технологічне кондиціонування повітря — це забезпечення та автоматичне підтримання необхідних тепло-вологісних параметрів повітря для технологічного процесу виробництва молока. При цьому як у теплий, так і в холодний періоди року в приміщенні підтримуються задані параметри температури, вологості та швидкості руху повітря, необхідні для нормального протікання виробничого процесу.

Більшість технологічних процесів здійснюється в повітряному середовищі. З одного боку, повітря може виступати сировиною, а з іншого — формує параметри навколишнього середовища, у якому відбуваються виробничі процеси. Особливо важливу роль повітря відіграє у виробництві харчової продукції. Крім того, саме в повітряному середовищі забезпечується життєдіяльність людини. Також повітря широко використовується як робоче середовище в багатьох машинах та установках.

Актуальність теми:

З давніх-давен до сучасності виробництво молока та його користь для здоров'я живилися, насолоджувалися та вдосконалювалися поколіннями в усьому світі. Від поживних культур і зміцнення імунітету до допомоги у схудненні та запобіганні хворобам, молочні продукти принесли нам масу користі для здоров'я. Тому попит на молоко і молочну продукцію і надалі буде, а особливо після винайдення холодильників та обладнання з переробки молока...

Мета роботи: Проєкт удосконалення технологічного кондиціонування повітря для цеху переробки молока м.Южний»

Задачі дослідження:

- спроектувати систему кондиціонування повітря для цеху переробки молока у м. Южний;
- дослідити існуючі системи кондиціонування повітря, проаналізувати можливі варіанти більш сучасного обладнання та обрати найбільш досконалу систему кондиціонування повітря;

- зробити еколого-економічне обґрунтування обладнання; - розглянути охорону праці та пожежну безпеку на підприємстві.

Об'єкт дослідження:

Цех з переробки молока у продукти із незбираного молока у м. Южний.

Предмет дослідження

Проектування та будівництво цеху з переробки молока у продукти із незбираного молока у м. Южний із застосуванням інноваційних технологій холодильної промисловості.

Методи дослідження: робота виконувалась завдяки методу аналізу та синтезу для узагальнення літературних джерел та виявлення напрямків досліджень; аналітичний метод при виборі найбільш досконалої системи кондиціонування; математичні розрахунки, які використані при еколого-економічному обґрунтуванні запропонованих технічних рішень роботи.

1.ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДПРИЄМСТВА ТА ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ПРОДУКЦІЇ

1.1 Загальні відомості про підприємство

ТОВ «» засновано у 2023 року в м.Южний , Одеського району, Одеської області.

Підприємство сформувалось за рахунок будівництва різних цехів.

Проектною потужністю запланована переробка до 50 тонн молока на добу.(45т)

Юридична адреса підприємства – , Одеська область , Одеський район, м. Южне .

Напрямами діяльності підприємства є: - виробництво молока, сиру, масла, кисломолочних продуктів; - оптова торгівля молочними продуктами, харчовими оліями та жирами.

Асортимент і плановий річний обсяг виробництва продукції ТОВ «молокозавод» наведено в таблиці 1.1.

№	Назва продукції(10т)	Кількість продукції, т / рік
1	Кефір 0% жирності	254
2	Кефір 2,5% жирності	254
3	Йогурт 2,8% жирності	762
4	Ряжанка 3,2% жирності	254
5	Сметана 15% жирност і	381
6	Сметана 20% жирності	406,4
7	Сир кисломолочний 0 % жирності	76,2
8	Сир кисломолочний 5% жирності	76,2
9	Сир кисломолочний 10% жирності	76,2
10	Всього:	2540

Сировинні розрахунки

Асортимент продукції в запроєктованому цеху ,т/зм:

6.Молоко пастеризоване масовою часткою жиру 2,5 % в пакетах Брик-Пак по 1000см³. -10.

7.Кефір масовою часткою жиру жиру 1,5 % в пакетах Брик-Пак по 500см³.-13.

8.Біфідойогурт масовою часткою жиру жиру 2,5 % в пакетах Пюр-Пак по 500см³.-7.

9.Ряжанка масовою часткою жиру жиру 4 % в полістиролових стаканчиках по 400см³.-10.

10.Сметана масовою часткою жиру жиру 20 % в пакетах Брик-Пак по 400см³.Вершки від нормалізації.

Молоко базисної жирності

№	Асортимент продукції	Маса готового продукту, т	Маса молока базисної жирності, кг	Витрата основної сировини				Витрата допоміжної сировини		
				Молоко з масовою часткою жиру, %				Вершки 20%	Цукор	СЗМ
				3,4	2,5	1,5	0,05			
1	Молоко 2,5 % в Брик-Пак	10	10630	-	1043	-	-	-	-	
2	Кефір 1,5 % в Брик-Пак	13	14585,41	-	-	13035,1	-	-	-	
3	Ряжанка 4 % в п/с стаканчиках	10	9664,6	-	-	-	362,4	-	-	
4	Біфідойогурт 2,5 % в Пюр-Пак	7	6897,28	-	-	3220,8	-	565,9	275,9	
5	Сметана 20% п/с встаканчиках	2,33	-	-	-	-	2339,57	-	-	

	Всього	42,33	41777,27	12	10	13	322	2702	565	27
				67	04	03	0,8		,9	5,9
				5,6	3	5,1				
				41676,5						

1.2 ФІЗИКО-ГЕОГРАФІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

Підприємство розташоване у південно-західній частині Одеської області. Клімат регіону є помірно континентальним із підвищеною вологістю та наближений за своїми характеристиками до субтропічного. Для нього характерні теплі погодні умови та достатній рівень зволоження.

Територія належить до степової зони та представлена як природними, так і антропогенно сформованими лісовими насадженнями. Основними типами рослинності є степові угруповання. На підвищених ділянках місцевості зустрічається деревно-чагарникова рослинність, яка займає близько 10 % території. Місцями спостерігається нестійкий рослинний покрив, що обумовлено поширенням значної кількості видів із широким спектром екологічної пристосованості.

Відповідно до зоогеографічного районування України, територія розміщення підприємства належить до Дністровсько-Бузької підділянки степової зони Європейської степової провінції.

Тваринний світ представлений переважно степовими видами, при цьому зональні особливості природних комплексів проявляються досить виразно. У межах досліджуваної території не виявлено видів тварин, птахів та комах, занесених до природоохоронних списків державного чи регіонального значення. Крім того, поблизу ділянки відсутні об'єкти природно-заповідного фонду України як загальнодержавного, так і місцевого значення.

Кліматичні умови регіону є сприятливими для росту та розвитку значної кількості видів рослин і представників тваринного світу.

. Середньомісячна температура протягом 2023 року вказана в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Температурна характеристика області дослідження
(середньорічна температура, °С)

Місяць	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Темпера-тура	-0.5	-0.2	3.5	9.4	15.6	20	22.6	22.3	17.2	11.6	5.7	1.1

Коефіцієнти, що визначають умови розсіювання забруднюючих речовин в атмосферу становлять: - коефіцієнт стратифікації атмосфери , $A=195$; - коефіцієнт рельєфу місцевості $\mu=1$; Абсолютний мінімум температури за багаторічний термін складає $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, абсолютний максимум $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, середньомісячна температура найбільш жаркого місяця $32.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, найбільш холодного місяця $-15.6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Кількість атмосферних опадів для даної території наведено в таблиці 1.2.1

Місяць	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Опади	34	37	32	27	36	49	47	39	41	35	40	38

Середньомісячна відносна вологість складає: для січня – 83% , для липня- 66% , річна - 75% .

Влітку, в основному, північно-західні вітри, у холодний період – східного напрямку. У будь-яку пору року вітри помірні чи слабкі.

В даній географічній області, спостерігається недостатнє зволоження. За рік випадає близько – 488 мм опадів.

1.3 ІСНУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА МОЛОКА ТА МОЛОЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ

Технології виробництва молока та молочної продукції

Молоко — це біологічна рідина, секрет молочної залози ссавців. Воно забезпечує молодий організм всіма необхідними поживними, мінеральними і біологічно активними речовинами і є одним з основних продуктів харчування людини та сировиною для виробництва різних молочних продуктів.

Таблиця.1.3 Вміст жиру та калорійність молока та молочних продуктів

Продукт	Вміст жиру, %	Енергетичність(калорійність) ккал/кг
Молоко		
коров'яче незбиране	3,7	672
коров'яче збиране	0,05	348
овече	5,9	683
козяче	4	1150
Кефір	3,2	560
Вершки 10	10	1173
Вершки 20	20	2101
Сметана	30	3028
Кисломолочний сир(жирний)	18	2371
Масло вершкове солодке	83	7777
Бринза	20	2598
Голландський сир (твердий)	25	3411
Молоко незбиране згущене з цукром	8,8	3450
Сироватка (кисла)	0,07	191
Маслянка	0,30	351

Технологічний процес виробництва молока та кисломолочної продукції включає низку взаємопов'язаних і відповідальних етапів, від якості виконання яких залежить відповідність готової продукції встановленим вимогам.

Молоко є швидкопсувною сировиною, що потребує дотримання визначених умов зберігання та обробки. Після доїння його необхідно в найкоротший термін охолодити до температури близько 4 °С. Недотримання цього режиму може призвести до інтенсивного розвитку небажаної мікрофлори, внаслідок чого вже через 2–3 години погіршуються фізико-хімічні та органолептичні властивості молока, що негативно впливає на якість кінцевої продукції. Всі види молока, відповідно до чинного законодавства, мають відповідати відповідно до стандарту ДСТУ 3662: 2018 «Молоко - сировина коров'яче. Технічні умови».

Використовують системи центрального кондиціювання для великих приміщень та об'єктів.

Системи центрального кондиціювання повітря формуються з окремих конструктивних і функціональних модулів. Функціональні елементи таких систем забезпечують виконання основних процесів обробки повітря, змішування повітряних потоків, регулювання витрати та транспортування повітря.

Для приведення параметрів зовнішнього повітря до необхідних характеристик припливного повітря, залежно від пори року та технологічних вимог, здійснюється його очищення від механічних домішок, нагрівання або охолодження, зволоження чи осушення. За необхідності зовнішнє повітря змішується з рециркуляційним у визначеному співвідношенні, після чого повітряний потік може розподілятися на два або більше напрямків. Подальше транспортування та подача обробленого повітря до приміщень забезпечуються мережею повітроводів.



Згідно з технологічною схемою обробки повітря "центральный кондиціонер" комплектується функціональними технологічними блоками (повітряні клапани, фільтри, повітрянагрівачі, повітроохолоджувачі, теплообмінники для регенерації теплоти повітря, що видаляється, блоки зволоження, блоки тепломасообміну, вентиляційні блоки, шумоглушники) і конструктивні .

Конструктивні блоки необхідні для монтажу, обслуговування та ремонту технологічних блоків. При компонуванні центрального кондиціонера їх

кількість прагнуть зменшити або поєднати функціональний блок з конструктивним з метою скорочення габаритів установки, а також будівельної площі.

Крім охолодження або нагрівання, система центрального кондиціонування може вентилювати, очищати та зволожувати повітря.

2.ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП ТА ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) являє собою комплекс розрахунків, спрямованих на визначення економічної доцільності реалізації проєкту. Воно базується на оцінці очікуваних витрат, аналізі отриманих результатів, визначенні ефективності використання ресурсів та розрахунку терміну окупності капіталовкладень. Проведення техніко-економічного обґрунтування дозволяє обґрунтувати доцільність прийняття проєктних рішень і забезпечує раціональний підхід до реалізації поставлених завдань..

Перед здійсненням капіталовкладень проводиться розроблення техніко-економічного обґрунтування (ТЕО) інвестиційного проєкту. У структурі інвестиційного процесу даний етап має важливе значення, оскільки наявність повної, достовірної та належним чином оформленої інформації щодо підприємства або проєкту дає змогу знизити рівень ризиків, пов'язаних із подальшою реалізацією інвестиційних рішень.

Крім того, до початку інвестування зазвичай проводяться численні переговори, експертні оцінки, погодження та перевірки, об'єктом яких виступає техніко-економічне обґрунтування. Такі заходи здійснюються більшістю учасників інвестиційної діяльності з метою підтвердження доцільності та ефективності проєкту.

Процес розроблення та впровадження виробничого інвестиційного проєкту є тривалим і охоплює всі стадії — від виникнення ідеї до будівництва та подальшої експлуатації об'єкта. Сукупність зазначених етапів утворює життєвий цикл інвестиційного проєкту.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного

по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

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

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло- і зволоження, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

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

Як установка кондиціонування був вибраний центральний кондиціонер фірми ВЕЗА (типоразмер по каталогу КЦКП 10А з підвищеною фільтрацією). До складу установки входять фільтри на припливному та витяжному потоці повітря, блоки повітрянагрівачів, живлений від централізованої системи теплопостачання з параметрами теплоносія 90°C / 70°C. Також встановлена форсункова камера зволоження, пластинчатий тепло утилізатор, блоки вентиляторів і блоки шумоглушіння. Всі блоки забезпечені системами автоматики, що входять до складу установки.

Джерелом холодопостачання служать чилер (фірми TRANE типоразмер по каталогу CGA 150) з повітряним охолодженням конденсатору встановленого на даху приміщення. У комплект з чилерам також входить встроєний гідромодуль.

У приміщення по результатам теплового розрахунку подається розрахункова кількість зовнішнього повітря що відповідає санітарним нормам. Викид відпрацьованого повітря виконується через тепло утилізатор , витяжною системою . У приміщення повітря подається по герметичним воздуховодам в ізоляції. Повітрярозподіл в приміщенні здійснюється розподільниками повітря компанії ” Арктос „, при дотриманні необхідних параметрів повітряного середовища і рухливості повітря в робочій зоні. У даному випадку вибрані розподільники повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами, з можливістю роздачі великих витрат повітря .

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

3. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЄКТУ

Характеристика будівельних конструкцій :

Місцезнаходження об'єкту – місто Южне

Найменування об'єкту – “молокозавод”

Географічна широта - 47°.

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляції стін та покрівлі.

Початкові дані:

Місто : Южне

$t_n=28^{\circ}\text{C}$, $h_n=67,5$ кДж/кг.

Параметри у приміщенні: $t_b=18^{\circ}\text{C}$, $\varphi_b=40\%$.

Висота приміщення: 5,5 м.

Напрямок фасаду : Захід

Стіна: штукатурка $\delta=25$ мм; залізобетон $\delta=100$ мм; пінополіуритан $\delta=90$ мм, штукатурка $\delta=25$ мм.

Кровля: безгорищне покриття: залізобетона плита $\delta=100$ мм; Пінополіуритан $\delta=160$ мм;

вирівнюючий слой (цементно-пісчаний) $\delta=20$ металлочерепиця $\delta=1$ мм.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін:

Стіни виконані з таких матеріалів:

штукатурка $\delta = 25$ мм; $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

залізобетон $\delta = 100$ мм; $\lambda = 2,04$ Вт/(м · К);

штукатурка $\delta = 25$ мм; $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

Пінополіуритан $\lambda = 0,0135$ Вт/(м · К);

Отже, у цьому розділі розраховано коефіцієнт теплопередачі стіни і перекриття з врахуванням всіх їхніх шарів.

4. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

4.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б : (таблиця 1)

барометричний тиск - $P = 970$ мм. рт. стовпа;
ентальпія зовнішнього повітря - $h = 67,5$ кДж/кг;
температура зовнішнього повітря - $t = 28$ °С;
розрахункова швидкість руху повітря - $3,0$ м/с.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

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

температура повітря у приміщенні влітку - $t_{п} = 18$ °С;
температура повітря у приміщенні взимку - $t_{п} = 18$ °С;
відносна вологість повітря у приміщенні влітку - $\varphi_{п} = 40\%$;
відносна вологість повітря у приміщенні взимку - $\varphi_{п} = 40\%$;
амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,5$ °С.

Для міста Южного , особливо чистого приміщення для прецизійних робіт, для всіх кондиціонуючих приміщень виконати тепловий розрахунок для теплого і холодного періоду року. Підібрати центральний кондиціонер. Підібрати холодильну машину. Виконати 2 графічні листи (формату А3: план приміщення з розташуванням устаткування і базова схема, апарат КВ)

Дано:

Тип покрівлі: безчердачне покриття, залізобетонна плита $\delta=100$ мм, Пінополіуритан $\delta=160$ мм; вирівнюючий шар (цементно-піщаний) $\delta=20$ мм; руберойдовий килим $\delta=1$ мм.

Конструкція зовнішніх стін: штукатурка $\delta=25$ мм; вапняно-піщаний розчин $\delta = 20$ мм; цегла глиняна звичайна $\delta = 380$ мм; цементно-піщаний розчин $\delta = 50$ мм. Вікна: металева палітурка, двійне скління, розмір 2×3 м.

Висота приміщення: $5,5$ м.

Напрямок фасаду: південне.

Шаг вікон приймається рівним шагу колон. Приміщення 2,3 розташовані на фасаді будівлі.

У приміщенні 1 знаходиться бак з водою $F_6=2,4$ м², $t_w=32$ °С.

У приміщеннях відбувається обробка верстатів емульсією, співвідношення верстатів з обробкою емульсією 1:3.

Кількість людей, кількість устаткування та його потужність представлені в таблиці 1.

Таблиця 3. 1

Кількість людей, кількість устаткування та його потужність

№ приміщення	Кількість людей, $n_{л}$, чол.	Кількість устаткування, $n_{у}$, шт.	Потужність устаткування, $N_{у}$, кВт
1	19	19	1,8
2	10	10	1,6
3	7	7	2

Додаткові дані

За ДБН-13 визначаємо температуру зовнішнього повітря, питому ентальпію, швидкість вітру, для теплої пори року барометричний тиск - $P = 970$ мм. рт. стовпа;

ентальпія зовнішнього повітря - $h = 67,5$ кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - $t = 28$ °С;

розрахункова швидкість руху повітря - $3,0$ м/с

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,5$ °С

Визначаємо відносну вологість для типу робіт температуру всередині приміщення і відносну вологість.

Параметри	1	2	3
$t_{вн} = ^\circ C$	18	18	18
$\varphi_{вн} = \%$	40	40	40
$h_{вн} = \text{кДж/кг}$	31	31	31
$d_{вн} = \text{кг/кг.с.в}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$

Для виготовлення мікропроцесорів у другому приміщенні встановлена ємкість з водою.

4.2 Розрахунок загальних теплоприпливів у приміщенні

$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{інф}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{обор}} + Q_{\text{бак}}$, кВт, де

$Q_{\text{огр}}$ – тепло приплив через огороження.

Надходження тепла через зовнішні непрозорі огороження в контрольній роботі визначається за спрощеним інженерним методом .Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{в.}} + Q_{\text{ост}}$, Вт

де

$Q_{кр}$ – кількість теплоти, що надходить крізь покрівлю, Вт;

$Q_{н.ст}$ - кількість теплоти, що надходить крізь зовнішні конструкції, Вт;

$Q_{в}$ - кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

4.3 Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження для теплого періоду року

Розрахунок теплоприпливів через покрівлю

Розрахунок теплоприпливів для теплого періоду року проводиться за формулою

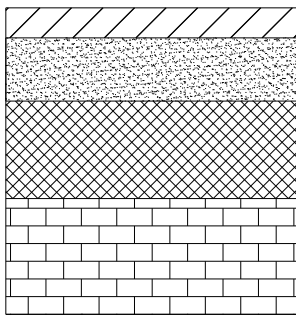
$$Q_{кр} = m \cdot k_{кр} \cdot F_{кр} \cdot \theta_{\text{до}}, \text{ Вт}, \quad (4.3.1)$$

де k_2 – коефіцієнт теплопередачі для покрівлі,

$$k_2 = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (4.3.2)$$

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad \alpha_{\text{вн}} = 7 - 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$



1. руберойдовий килим $\delta=8$ мм, $\lambda=0,17$ Вт/(м·К).
2. вирівнюючий шар (цементно-піщаний) $\delta=25$ мм, $\lambda=0,93$ Вт/(м·К);
3. В=Пінополіуритан $\delta=200$ мм, $\lambda=0,0135$ Вт/(м·К); *
4. залізобетонна плита $\delta=160$ мм, $\lambda=2,04$ Вт/(м·К);

За формулою 2, з урахуванням вихідних даних типу покрівлі визначаємо коефіцієнт теплопередачі для покрівлі

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.16}{2.04} + \frac{0.08}{0.0135} + \frac{0.025}{0.93} + \frac{0.008}{0.16} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.160 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

m – коефіцієнт, який характеризує конструкцію покрівлі, довідкова величина, залежить від виду покрівлі

$\theta_{кр}$ – умовний температурний тиск між зовнішнім повітрям і кондиціонуємим, визначається з табл.1 (стр.10), за умови, що кровля важка

$F_{кр}$ – площа даху будівлі, (м²)

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Коефіцієнт теплопередачі для покрівлі, Вт/м ² ·К	0,160	0,160	-
Коефіцієнт, який характеризує конструкцію	1	1	-
Площа покрівлі, м ²	76.5	28	-
Умовний температурний тиск, $\theta_{\text{ед}}$	11,5	11,5	-
Теплової потік крізь покрівлі, Вт	140,76	51,52	-

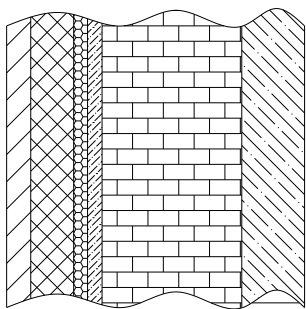
Розрахунок теплоприпливів крізь стіни

Кількість теплоти, що поступає крізь несучі стіни розраховується для стін будівель, що знаходяться північних широтах

$$Q_{\text{н.ст}} = a \cdot k_{\text{ст}} \cdot (F_c + 0,5 F_3), \text{ Вт}, \quad (4.3.3)$$

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_z = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad \alpha_{\text{вн}} = 7 - 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$



1. Штукатурка $\delta = 20 \text{ мм}$; $\lambda = 0,7 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

2. Теплоізоляція з пінополіуритану $\delta = 50 \text{ мм}$;

$\lambda = 0,0135 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

3 Пароізоляція – 2 шара гідроізоли на бітумній мастиці

$\delta = 0,004 \text{ мм}$; $\lambda = 0,3 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

4. Вапняно-піщаний розчин $\delta = 20 \text{ мм}$;

$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

5. Цегла глиняна звичайна $\delta = 380 \text{ мм}$;

$\lambda = 0,81 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

6. Цементно-піщаний розчин

$$\delta = 50_{\text{мм}}; \lambda = 0,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$k_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.7} + \frac{0.05}{0.0135} + \frac{0.020}{0.7} + \frac{0.38}{0.81} + \frac{0.05}{0.9} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,2245 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

a – коефіцієнт затемнення, довідкова величина(0,7- 0,9)

F_c – загальна площа всіх сонячних стін, [м²]. Визначається, як різниця між загальною площею всієї сонячної стіни і площею вікон, які знаходяться на цій стіні.

F_z – загальна площа всіх затемнених стін, [м²]. Визначається, як різниця між загальною площею всієї затемненої стіни і площею вікон, які знаходяться на цій стіні.

θ_{cm} – умовний температурний тиск між зовнішнім повітрям і кондиціонуємим, довідкова величина з табл.2

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Коефіцієнт теплопередачі для стіни, Вт/м ² ·К	0,2245	0,2245	-
Коефіцієнт затемнення	0,7	0,75	-
Загальна площа всіх сонячних стін, м ²	0	0	-
Площа затемнених стін, м ²	27	5	-
Умовний температурний тиск, $\theta_{\text{пд}}$	2,9	2,9	-
Тепловий потік крізь стіни, Вт	6,016	1,22	-

Надходження теплоти через внутрішні огороження

Надходження теплоти із суміжних приміщень варто розраховувати за формулою:

$$Q_B = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{розр}}, \text{ Вт} \quad (4.3.4)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огороження,
 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Внутрішні огороження:

штукатурка $\delta = 25 \text{ мм}$; $\lambda = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,

залізобетон $\delta = 80 \text{ мм}$; $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,

штукатурка $\delta = 25 \text{ мм}$; $\lambda = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огороження розраховується за формулою:

$$k = \left(\frac{2 \cdot 1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \quad (4.3.5)$$

$$k = \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{7} + \frac{1}{7} + \frac{0,025}{0,81} \cdot 2 + \frac{0,08}{2,04} \right)^{-1} = 2,58 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

$$Q_B = k_{\text{в.ст}} \cdot F_{\text{в.ст}} \cdot (t_{\text{см.п}} - t_{\text{п}}), \text{ Вт} \quad (4.3.6)$$

де k -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

а) $t_{\text{см.п}} = 0,5 \cdot (t_{\text{н}} + t_{\text{в}})$, $[\text{°C}]$, - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	2,58	2,58	-
Тепловий потік через внутрішні огороження, Вт	1104	579,73	-

Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Кількість теплоти, що надходить у приміщення з інфільтраційним повітрям через нещільності в огороженнях, визначають за рівнянням:

$$Q_{\text{інф}} = G_{\text{інф}} \cdot (h_3 - h_{\text{в}}), \text{ кВт}, \quad (4.3.7)$$

де $G_{\text{інф}}$ - масова витрата повітря, що надходить в приміщення через нещільності в огороженнях (вікна і двері), кг/с;

h_3 і h_B - ентальпія зовнішнього повітря і повітря в приміщенні, відповідно, кДж/кг.

$$G_{\text{інф}} = G_{\text{ок}} + G_{\text{дв}}, \text{ кг/с}, \quad (4.3.8)$$

За умов герметичності віконних прорізів

$$G_{\text{дв}} = n \cdot g_{\text{інф}}, \text{ кг/с},$$

де n – кількість людей, що проходять через двері в одиницю часу;

$g_{\text{інф}}$ – кількість повітря, що проникає в приміщення через двері з одною минаючою людиною, [кг/чіл], приймається для

стулчастих дверей $g_{\text{інф}} = 3 \dots 5$ кг/чіл;

для обертових дверей $g_{\text{інф}} = 0,5 \dots 1$ кг/чіл.

Розрахункова формула

$$Q_{\text{інф}} = G_{\text{інф}} \cdot (h_n - h_e) = (G_{\text{ок}} + G_{\text{дв}}) \cdot (h_n - h_e) = ((n \cdot q_{\text{дв}}) + (c \cdot F_{\text{ок}} \cdot W_e)) \cdot (h_n - h_e) \quad G_{\text{ок}} - \text{масова}$$

витрата інфільтраційного повітря, кг/с

$G_{\text{дв}}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с

n – кількість людей, які проходять в одну секунду

$q_{\text{дв}}$ – кількість повітря, який проникає у приміщення крізь двері з одною людиною, кг/чел, довідкова величина.

c – коефіцієнт, який враховує структуру вікон, довідкова величина.

$F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м²

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Кількість повітря, яке надходить з однією людиною	4	3	-
Кількість людей, які проходять в 1 секунду	0,002	0,002	-
Кількість повітря, яке надходить крізь двері	0,008	0,006	-
Тепловой	0,33	0,22	-

потік за рахунок інфільтрації, кВт			
---	--	--	--

Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації та теплопередачі

Теплоприпливи від сонячної радіації через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{cp} = F \cdot [q_c \cdot k_{п} \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_3 - t_b)], \text{ Вт}, \quad (4.3.9)$$

де

q_c - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, $[\text{Вт}/\text{м}^2]$, визначається по табл. 3 (стр.12)

k_o - коефіцієнт теплопередачі, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$,

t_3 і t_b - температури відповідно зовнішнього і внутрішнього повітря, $[\text{°C}]$;

F - площа прорізу огорожень (за найменшими розмірами), що залишається для рами, $[\text{м}^2]$.

$k_{п}$, $k_{заб}$, $k_{зат}$ – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні, можливість забруднення,

$k_{заб} = 0.75$, затінення шторами, маркізами і т.д.

t_n – температура зовнішнього повітря, $[\text{°C}]$

t_e – температура повітря всередині приміщення, $[\text{°C}]$

Приймаємо, що вікна приміщення №1 і №2 виходять на північну сторону будівлі. Вікна приміщення №3 виходять на південну сторону. В усіх приміщеннях встановлені жалюзі. Вікна всіх приміщень за конструкцією представляють собою подвійне вікно з металевим перетином. Кількість вікон. В першому приміщенні – 4 вікна (орієнтація – північ). У другому – 3 вікна (орієнтація – північ). В третьому – 2 вікна (орієнтація – південь). Площа кожного вікна $6,6 \text{ м}^2$.

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Площа вікон, м^2	8	2	-
Коефіцієнт, який враховує вигляд вікон	0,72	0,72	-
Коефіцієнт, який	0,75	0,75	-

враховує забруднення вікон			
Коефіцієнт, який враховує наявність штор	0,6	0,6	-
Питомий теплоприток від радіації, Вт/м ²	40	40	-
Коефіцієнт теплопередачі крізь вікна, Вт/(м ² К)	1,2	1,2	-
Тепловий потік крізь вікна, Вт	199,68	49,92	-

Загальний теплоприплив через зовнішні огороження

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{в.}} + Q_{\text{ост}}, \text{ Вт}, \quad (4.3.10)$$

де $Q_{\text{кр}}$ – теплоприплив через покрівлю, Вт,

$Q_{\text{н.ст}}$ – теплоприплив через несучі стіни, Вт,

$Q_{\text{в.}}$ – теплоприплив через внутрішні огороження, Вт,

$Q_{\text{ост}}$ – теплоприпливи через засклені поверхні, Вт

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Загальний тепло приплив через зовнішні огороження, Вт	1450,46	682,39	-

Тепловиділення від інших джерел

Розрахунок теплоприпливів від людей

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні $Q_{\text{л}}^{\text{я}}$, скриті $Q_{\text{л}}^{\text{ск}}$ та повні $Q_{\text{л}}^{\text{п}}$ тепло припливи при роботі середньої важкості:

$$Q_{\text{л}}^{\text{я}} = n \cdot q_{\text{я}}, \text{ Вт} \quad (4.3.11)$$

$$Q_{\text{Л}}^{\text{П}} = n \cdot q_{\text{П}}, \text{Вт} \quad (4.3.12)$$

$$Q_{\text{Л}}^{\text{СК}} = n \cdot q_{\text{СК}}, \text{Вт} \quad (4.3.13)$$

де $q_{\text{я}}$, $q_{\text{п}}$, $q_{\text{ск}}$ – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однієї людиною, Вт,

n – кількість людей.

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Кількість людей	18	4	15
Питомий явний теплоприплив від 1 людини, Вт/чол	105,0	105,0	-
Теплонадходження від людей, Вт	1890,0	420	-
Питомий повний теплоприплив від 1 людини, Вт/чол	204,0	204,0	-
Теплонадходження від людей, Вт	3 672	816	-

Розрахунок теплоприпливів від устаткування

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{\text{об}} = k_{\text{од}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot \xi \cdot \sum_{i=1}^n N_y, \text{кВт} \quad (4.3.14)$$

де $k_{\text{од}}$ – коефіцієнт одночасності,;

$k_{\text{загр}}$ – коефіцієнт завантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

N_y – настановна (номінальна) потужність, [кВт];

ξ – витрачена частина потужності і теплоти, приймається:

1) $\xi = 1$. У цьому випадку вся потужність, споживана електродвигунами, цілком переходить у теплоту приміщення;

2) $\xi = \eta_{\text{ел.дв}}$ – коли електродвигуни розміщені за межами кондиціонованого приміщення;

3) $\xi = 1 - \eta_{\text{ел.дв}}$ – коли електродвигуни розміщені в кондиціонованому приміщенні.

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3

Число одиниць обладнання	18	10	-
Встановлена потужність обладнання, кВт	150	100	-
Коефіцієнт завантаження обладнання	0,7	0,7	-
Коефіцієнт одночасності обладнання	0,6	0,6	-
Частина потужності, що витрачається всередині	0,75	0,75	-
Теплонадходження від обладнання, кВт	850,5	351	-

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв.}} = \beta_{\text{осв.}} \cdot \Phi_{\text{осв.}} \cdot F_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (4.3.15)$$

де $F_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, $[\text{м}^2]$;

$\Phi_{\text{осв.}}$ – питома теплота від освітлення, $\Phi_{\text{осв.}} = 12 \dots 20 \text{ Вт/м}^2$;

β – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

1) для люстр $\beta = 1$;

2) для світильників, розташованих на стелі, $\beta = 0,4 \dots 0,6$.

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Площа підлоги, м^2	76	27,7	-
Питомий тепловий потік, Вт/м^2	12	12	-
Коефіцієнт, що враховує частку	1,0	1,0	-

теплоти			
Повний тепловий потік, Вт	912	332,4	-

Розрахунок теплоприпливів від бака, що знаходиться в приміщенні

Для розрахунку явних теплоприпливів:

$$Q_{\text{явн}}^{\text{бак}} = (5.6+4v) \cdot (t_w - t_{\text{п}}) \cdot F, \text{ Вт} \quad (4.3.16)$$

де F – площа бака, $[m^2]$, $F = 2 m^2$;

v – швидкість руху повітря над поверхнею води, $[m/c]$,

$v = 0,1 m/c$.

t_w – температура води, $[^{\circ}C]$, $t_w = 23 ^{\circ}C$;

$t_{\text{п}}$ – температура повітря у приміщенні, $[^{\circ}C]$, $t_{\text{п}} = 18,1 ^{\circ}C$.

$$Q_{\text{явн}}^{\text{бак}} = (5,6+4 \cdot 0,1) \cdot (23 - 18,1) \cdot 2 = 29,4 \text{ Вт}$$

Для розрахунку повних теплоприпливів:

$$Q_{\text{повн}}^{\text{бак}} = \sigma \cdot F \cdot (h_w - h_{\text{п}}), \text{ кВт} \quad (4.3.17)$$

де F – площа бака, $[m^2]$, $F = 2 m^2$;

h_w – ентальпія води, $h_w = 88 \text{ кДж/кг}$;

$h_{\text{п}}$ – ентальпія повітря у приміщенні, $h_{\text{п}} = 31 \text{ кДж/кг}$;

$\sigma = \alpha_v / C_p^{\text{в.в}}$, - співвідношення Л'юїса;

$C_p^{\text{в.в}}$ - теплоємність вологого повітря, $[кДж/(кг \cdot K)]$;

α_v - коефіцієнт тепловіддачі, $[Вт/(m^2 \cdot K)]$;

$$C_p^{\text{в.в}} = C_p^{\text{с}} + C_p^{\text{п}} \cdot d_{\text{ср}} = 1,006 + 1,86 \cdot 10^{-3} \cdot 14,5 = 1,033 \text{ кДж/(кг \cdot K)}$$

$$\sigma = 7 \cdot 10^{-3} / 1,033 = 0,0068 \text{ кг/(с \cdot m}^2\text{)}$$

$$Q_{\text{повн}}^{\text{бак}} = 0,0068 \cdot 2 \cdot (88 - 35) = 720,8 \text{ Вт}$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Температура поверхні води, $^{\circ}C$	18,1	-	-
Температура у приміщенні, $^{\circ}C$	20	-	-

Площа поверхні води, м ²	2	-	-
Явний теплоприплив від води, Вт	27,6	-	-
Повний теплоприплив від води, Вт	775,2	-	-

Розрахунок вологовиділень

$W = W_{л} + W_{вол} + W_{інф} + W_{бак} + W_{ох. рід}$ кг/с, де

Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/с}, \quad (4.3.18)$$

де $w_{л}$ – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення, [кг/с];

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Кількість людей	18	4	-
Питоме вологонадходження від 1 людини, кг/с	0,029	0,036	-
Вологовиділення від людей, кг/с	0,522	0.144	-

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги визначають за рівнянням:

$$W = \sigma \cdot F \cdot (d''_{в} - d_{в}), \text{ кг/с}, \quad (4.3.19)$$

де $\sigma = \alpha_{в} / C_{р}$, - із співвідношення Л'юїса;

$C_{р}$ - теплоємність вологого повітря, [кДж/(кг·К)];

$\alpha_{в}$ - коефіцієнт тепловіддачі, [Вт/(м²·К)];

F- площа відкритої поверхні води або підлоги [м²];

$d''_{в}$ - вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];

$d_{в}$ - вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг].

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Площа підлоги, м ²	10	3	-
Вологовиділення від мокрої підлоги, кг/с	0,0136	0,00408	-

Вологовиділення з поверхні відкритої води (бак)

Вологовиділення з поверхні води відкритого бака розраховується за формулою 3.2.

Із співвідношення Л'юіса:

$$\sigma = \alpha_v / C_p$$

Вологовміст насиченого повітря в приміщенні $d''_v = 14,5$ г/кг.

Вологовміст повітря в приміщенні $d_v = 2,2$ г/кг.

$$W = 0,0068 \cdot 2 \cdot (14,5 - 2,2) \cdot 10^{-3} = 0,16 \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с.}$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Площа бака м ²	2	-	-
Вологовиділення від бака, кг/с	$0,16 \cdot 10^{-3}$	-	-

Вологовиділення з відкритої поверхні киплячої води

Вологовиділення з відкритої поверхні киплячої води розраховується за формулою

$$W = K_y \cdot (Q/r), \text{ кг/с,} \quad (4.3.20)$$

де Q – кількість теплоти, що підводиться до води;

$$Q = \sum N_{об} \text{ кВт}$$

K_y – коефіцієнт, що враховує ступінь прихованості води,

$$K_y = 0,1 \dots 0,26$$

r – прихована теплота паротворення, [кДж/кг].

$$r = (r_0 - 2,3 \cdot t_w) = (2500 - 2,3 \cdot 9) = 2479 \text{ кДж/кг.}$$

$$W = 0,26 \cdot (3/2479) = 0,4 \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с.}$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Навантаження обладнання, кВт	30	0.1	-

Вологовиділення від обробки деталей емульсією , кг/с	0,4·10 ⁻³	0,94·10 ⁻³	-
--	----------------------	-----------------------	---

Кількість вологи, яка надходить у приміщення за рахунок інфільтрації.

Розрахункова формула $W_{инф} = G_{инф} \cdot (d_n - d_e)$ [кг/с]

$G_{инф}$ – масова витрата повітря, яке надходить у приміщення крізь щілини [кг/с]

d_n – вологозміст зовнішнього повітря, [кг/кг с.в]

d_e – вологозміст внутрішнього повітря, [кг/кг с.в]

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Вологовиділення від інфільтрації , кг/с	0,00423	0,002818	-

Визначення схованого теплоприпливу

Схований тепло прилив від поверхні відкритої води (бак)

$$Q_{скр} = W \cdot r, \text{Вт} \quad (4.3.21)$$

де W - вологовиділення від поверхні відкритої води, кг/с,

$r = (r_0 - 2,3 \cdot t_w)$ - схована теплота пароутворення

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Вологовиділення від баку, кг/с	0,16·10 ⁻³	-	-
Схований тепло прилив , кВт	0,392	-	-

Схований тепло прилив від вологої або мокрої підлоги

$$Q_{скр} = W \cdot r, \text{Вт} \quad (4.3.22)$$

де W - вологовиділення від вологої підлоги кг/с,

$r = (r_0 - 2,3 \cdot t_w)$ - схована теплота пароутворення

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Вологовиділення , кг/с	0,00024	0,00018	-
Схований тепло приплив , кВт	5,87	4,4	-

Схований тепло приплив від обробки деталей емульсією

$$Q_{\text{скр}} = W \cdot r, \text{Вт}$$

(4.3.23)

де W - вологовиділення від обробки деталей емульсією, кг/с,
 $r = (r_0 - 2,3 \cdot t_w)$ - схована теплота пароутворення

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Вологовиділення від обробки деталей емульсією, кг/с	$1,26 \cdot 10^{-3}$	$0,94 \cdot 10^{-3}$	-
Схований тепло приплив від обробки деталей емульсією, кВт	3,08	2,3	-

Звідна таблиця розрахункових тепло- і вологовиділень для всіх приміщень в теплий період року приведена нижче .

Схований теплоприплив в приміщеннях

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Схований тепло приплив, Вт	9,34	6,7	-

Явний теплоприплив в приміщеннях

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{общ}} - Q_{\text{схов}}, \text{Вт}$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Явний тепло приплив , Вт	1441,12	675,69	-

Звідна таблиця розрахункових тепло- і вологовиділень для всіх приміщень (теплий період року)

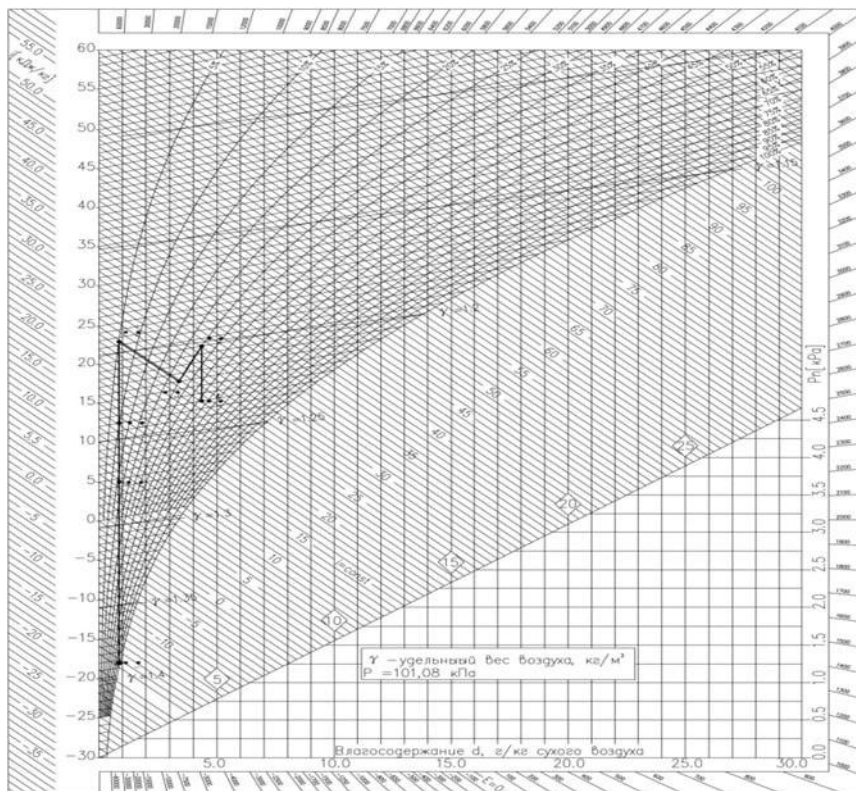
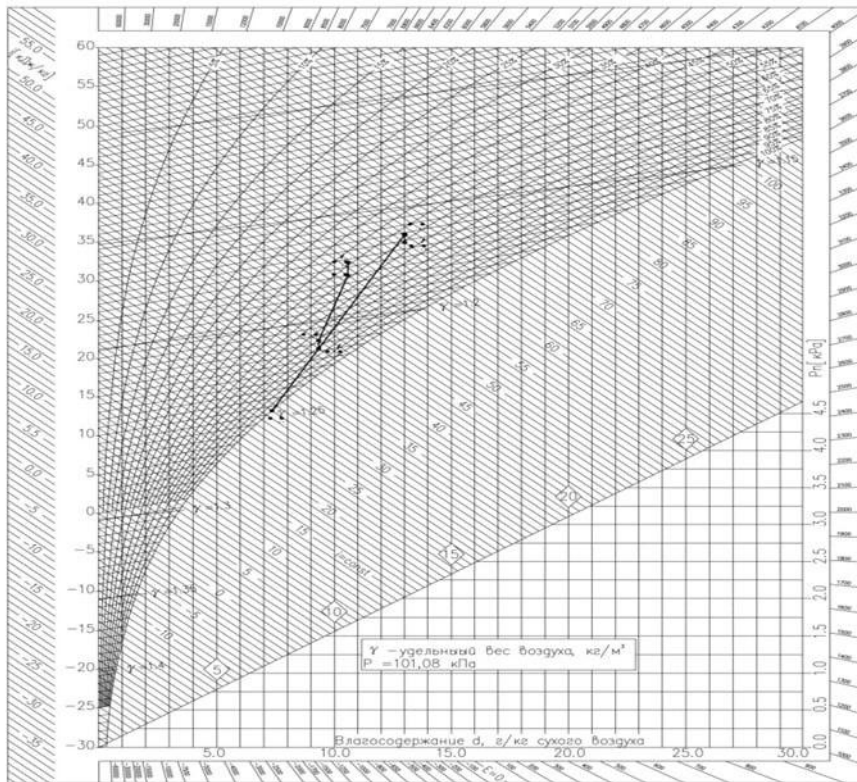
	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Повні тепло припливи, Вт	11577,5	7670,69	-
Скриті тепло припливи, Вт	9340	6700	-
Явні тепло припливи, Вт	1441,12	675,69	-
Повні вологовиділення, кг/с	0,74	0,186	-

4.4 Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря

Для визначення витрати повітря системи кондиціонування повітря тепловологісної характеристику і будуємо в d,h- діаграмі процесів кондиціонування повітря для теплого періоду року.

$$\varepsilon = \frac{Q_{обц}}{W_{обц}}, \text{ кДж/кг}$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Тепловологісна характеристика процесу, кДж/кг	10600	7180	-



Для розрахунку продуктивності систем кондиювання повітря величина G_v приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{обш}}}{(h_B - h_{\text{п}})}, \text{ кг/с}, \quad (4.4.1)$$

$$G_1 = \frac{10/07}{(31-26)} = 2.31, \text{ кг/с},$$

де

$Q_{\text{обш}}$, - повні надлишки тепла в теплий період, кВт;

h_B , - ентальпія у приміщенні, [кДж/кг];

$h_{\text{п}}$ - ентальпія припливного повітря [кДж/кг];

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
G_1 , кг/с	2,31	-	-

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{(t_B - t_{\text{п}}) \cdot C_{\text{ВВ}}}, \text{ кг/с}, \quad (4.4.2)$$

де

$Q_{\text{явн}}$ - явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

t_B , - температура у приміщенні [$^{\circ}\text{C}$];

$t_{\text{п}}$ - температура припливного повітря;

$$G_2 = \frac{1.64}{5 \cdot 1.1} = 0.254, \text{ кг/с},$$

Приміщення

	№ 1	№ 2	№ 3
G ₂ , кг/с	0,254	0,109	-

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{\text{общ}}}{(d_B - d_{\text{П}})}, \text{ кг/с}, \quad (4.4.3)$$

$$G_3 = \frac{0.711}{(6-5) \cdot 1000} = 0.71, \text{ кг/с},$$

де

W – надходження вологи в приміщення, кг/с;

d_B – вологовміст у приміщенні, відповідно, кг/кг;

d_П – вологовміст припливного повітря, , кг/кг;

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
G ₃ , кг/с	0,71	0,186	-

За максимальним значенням витрати припливного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера за формулою:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{max}}}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{ГОД}, \quad (4.4.4)$$

де G_{max} - максимальна витрата повітря, кг/с

$$G_{\text{max}} = G_1 + G_2 + G_3 = 2,12 + 0,254 + 0,71 = 2.38 \text{ кг/с},$$

ρ_B = 1,2 кг/м³ - густина повітря

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{max}}}{\rho_B} = \frac{3600 \cdot 2,38}{1,2} = 7140 \text{ м}^3/\text{ГОД}.$$

Продуктивність систем кондиціонування повітря обумовлюється необхідною кількістю повітря, яка подається в приміщення для асиміляції шкідливостей і забезпечення заданих параметрів повітря в робочій зоні

$$G = k \cdot \Sigma G_{\text{max}}, \text{ кг/с}, \quad (4.4.5)$$

де G – продуктивність системи кондиціонування повітря, [кг/год];

ΣG_{max} – кількість припливного повітря в окреме приміщення, [кг/год];

k = 1,03 - коефіцієнт запасу;

$$G = k \cdot \Sigma G_{\text{max}} = 1,03 \cdot 13290 = 13688,7, \text{ кг/с}.$$

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot L_{\text{кд}}}{3600}, \text{ кг/с.} \quad (4.4.6)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються розрахунки тепломасообмінних апаратів .

Розрахунок теплоприпливів для холодного періоду року

Враховуємо, що для холодного періоду року :

$$G_{\text{кд}}^x = G_{\text{кд}}^m$$

Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприпливи через зовнішні масивні огороження.

Розрахункові параметри мікроклімату в холодний період року для м.Южний:

$$t_{\text{зовн.}} = -5^{\circ}\text{C}, h_{\text{зовн.}} = -0,40 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловтрати через зовнішні огороження(стіни)

$$Q_{\text{ст.}} = k_{\text{ст.}} \cdot F_{\text{ст.}} \cdot \Delta t, \text{ Вт,} \quad (4.4.7)$$

де $k_{\text{ст.}}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплого періоду, $k_{\text{ст.}} = 0,2245 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;

$F_{\text{ст.}}$ – площа зовнішньої стіни, м^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$\Delta t = t_{\text{зовн.}} - t_{\text{вн.}}, ^{\circ}\text{C.}$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Коефіцієнт теплопередачі для стін , Вт/м ² ·К	0,2245	-	-
Площа стін, м ²	11,9	-	-
Тепловтрати крізь зовнішні стіни, Вт	61,45	-	-

Теплоприпливи через покрівлю

$$Q_{\text{покр.}} = k_{\text{покр.}} \cdot F_{\text{покр.}} \cdot \Delta t, \text{ Вт,} \quad (4.4.8)$$

де $k_{\text{покр.}}$ – коефіцієнт теплопередачі покрівлі, приймається з теплого періоду,

$$k_{\text{покр.}} = 0,160 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$F_{ст}$ – площа проекції покрівлі, m^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$\Delta t = t_{вн.} - t_{зовн.}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Коефіцієнт теплопередачі для покрівлі, $Вт/м^2\cdot К$	0,160	-	-
Площа покрівлі, m^2	76,5	-	-
Тепловтрати крізь покрівлю, $Вт$	281,52	-	-

Тепловтрати через внутрішнє огородження

$$Q_{вн. огор.} = k_{вн. огор.} \cdot F_{вн. огор.} \cdot \Delta t, \text{ } Вт, \quad (4.4.9)$$

де $k_{вн. огор.}$ – коефіцієнт теплопередачі внутрішнього огородження, приймається з теплового періоду, $k_{ст} = 2,58 \text{ } Вт/(м^2\cdot К)$;

$F_{вн. огор.}$ – площа внутрішнього огородження, m^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$\Delta t = t_{вн.} - t_{вн. огор.}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $t_{вн. огор.}$ – температура внутрішнього огородження, $^\circ\text{C}$

$$t_{вн. огор.} = t'_{вн. роси} + 2 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

$t'_{вн. роси}$ – температура точки роси повітря в приміщенні, $^\circ\text{C}$.

$$F_{вн. огор.} = 36m^2$$

$$t_{вн. огор.} = t'_{вн. роси} + 2 \text{ } ^\circ\text{C} = 6,8 + 2 \text{ } ^\circ\text{C} = 8,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = t_{вн.} - t_{вн. огор.} = 18 - 8,8 = 9,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Коефіцієнт теплопередачі для стін, $Вт/м^2\cdot К$	2.58	-	-
Площа стін, m^2	36	-	-

Тепловтрати крізь зовнішні стіни, Вт	830,76	-	-
--------------------------------------	--------	---	---

Тепловтрати через засклені поверхні

$$Q_{\text{заскл. пов.}} = k_{\text{заскл. пов.}} \cdot F_{\text{заскл. пов.}} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (4.4.10)$$

де $k_{\text{заскл. пов.}}$ – коефіцієнт теплопередачі засклених поверхонь, приймається з теплового періоду, $k_{\text{заскл. пов.}} = 1,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$F_{\text{заскл. пов.}}$ – площа заскленої поверхні, м^2 ;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$\Delta t = t_{\text{зовн.}} - t_{\text{вн.}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Площа вікон	8		
Температура зовнішнього повітря	-5	-	-
Температура внутрішнього повітря	18	-	-
Тепловий потік крізь вікна	220,8	-	-

Тепловтрати через інфільтрацію не враховуємо так як забезпечений підпір повітря

Тепловтрати через зовнішні масивні огороження

$$Q_{\text{зовн. огор.}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{покр}} + Q_{\text{вн. огор.}} + Q_{\text{заскл. пов.}} \text{ Вт}, \quad (4.4.11)$$

де $Q_{\text{ст}}$ – тепловтрати через зовнішні огороження(стіни), Вт,

$Q_{\text{покр}}$ – тепловтрати через покрівлю, Вт,

$Q_{\text{вн. огор.}}$ – тепловтрати через внутрішні огороження, Вт,

$Q_{\text{заскл. пов.}}$ – тепловтрати через засклені поверхні, Вт.

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Тепловтрати	1394,53	-	-

крізь огороження , Вт			
-----------------------------	--	--	--

Загальні тепло- і вологовиділення в приміщенні в холодний період року
 Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються,
 компенсація теплоприпливів через зовнішні масивні огороження за рахунок
 опалення складає 40-50 %.

$$Q_{\text{общ.}} = (0,4 \div 0,5) \cdot Q_{\text{зовн. огор.}} + Q_{\text{осв.}} + Q_{\text{об.}} + \quad (4.4.12)$$

$Q_{\text{люд.}}$, Вт

$$1 Q_{\text{общ.}} = 0,4 * (1394,53) + 3672 + 912 + 850,5 = 5110,36$$

Приміщення	1№	2№	3№
Qобщ.	5110,36	-	-

5 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 і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;

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

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

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

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);

- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1, П2

Де П1 та П2 - це дві паралельні лінії приточної магістралі в торгову залу,

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600 / \rho, \quad (5.1)$$

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

Для системи П1 та П2 корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = L_2 = (L_{\text{т.з}} - L_{\text{кухні}}) / 2 \quad (5.2)$$

$$L_1 = (8259 - 2000) / 2 = 3130 \text{ м}^3 / \text{ч},$$

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

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

для системи К1

$$L_1^n = 1,05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.3)$$

$$L_1^n = 1,05 \cdot 3130 = 3286 \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$L_2^n = 1,05 \cdot L_2, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$L_2^n = 1,05 \cdot 3130 = 3286 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок}\#1} = \frac{L_1^n}{6} = 3286 / 6 = 548 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (5.4)$$

Задаємось швидкістю повітря $v=7 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (5.5)$$

$$d = (548 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 7))^{0,5} = 0,166 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d=0,25 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F = (\pi d^2) / 4 \quad (5.6)$$

$$F = (3,14 \cdot 0,25^2) / 4 = 0,049 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (F \cdot 3600) \quad (5.7)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 548 / (0,049 \cdot 3600) = 3,102 \text{ м/с.}$$

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 1,25 + 17 = 18,25 \quad (5.14)$$

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

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

Розрахунки інших ділянок мережі повітроводів зведені в додатку А.

6 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ ТА ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ

6.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 2,75 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 2,75}{1,2} = 8259 \text{ м}^3/\text{год} \quad (6.1.1)$$

для всіх приміщень

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі воздуховодів :

$$L^{\text{повне}}_{\text{кд}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,05 = 8259 \cdot 1,05 = 8672 \text{ м}^3/\text{год} \quad (6.1.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Из каталогов фирмы ВЕЗА выбираем КЦКП -10 .

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{ки}} = \frac{\rho_v \cdot L^{\text{повне}}_{\text{кд}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 8672}{3600} = 2,89, \text{ кг/с,} \quad (6.1.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

6.1 Теплонадходження при холодильній обробці продуктів

Розраховую теплонадходження при холодильній обробці продуктів:

$$Q_2 = Q_{2П} + Q_{2Т}, \text{Вт}$$

де $Q_{2П}$ – теплонадходження від продуктів при обробці, Вт;

$Q_{2Т}$ – теплонадходження від тари, Вт.

Знаходимо теплонадходження від продуктів:

$$Q_{2П} = M_{\partial} \cdot (i_n - i_k) \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600}, \text{Вт}$$

де M_{∂} – добове надходження продукції в камеру, т / добу ; i_n – ентальпія продукту при надходженні в камеру, кДж / кг; i_k – ентальпія продукту після холодильної обробки, кДж / кг; τ – час холодильної обробки, год.

Розраховую теплонадходження від тари:

$$Q_{2Т} = M_{\partial m} \cdot C_T \cdot (i_n - i_k) \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600}, \text{Вт}$$

де $M_{\partial m}$ – добове надходження тари в камеру, т / добу ; t_n – температури тари при надходженні в камеру, °С ; i_k – температура тари після холодильної обробки, °С ; τ – час холодильної обробки, год; C_T – теплоємність тари, кДж/(кг*К).

Камера зберігання та заморожування вершкового масла №1:

$$Q_{2П} = 1,3 \cdot 1,5 \cdot (214,4 - 0) \cdot \frac{1000}{22,2 \cdot 3600} = 5,231 \text{ кВт};$$

$$Q_{2Т} = 0,15 \cdot 2,3 \cdot (25 - 0) \cdot \frac{1000}{22,2 \cdot 3600} = 0,108 \text{ кВт};$$

$$Q_2 = 4,024 + 0,108 = 5,339 \text{ кВт}.$$

Камера зберігання молока, сметани та СОМ №2:

$$Q_{2ПМОЛ} = 9,171 \cdot (342,5 - 334) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 1,8045 \text{ кВт};$$

$$Q_{2ТМОЛ} = 0,1 \cdot 18,342 \cdot 2,3 \cdot (25 - 4) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,049 \text{ кВт};$$

$$Q_{2ПСОМ} = 1,618 \cdot (334 - 334) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_{2ТСОМ} = 0,1 \cdot 1,618 \cdot 2,3 \cdot (25 - 4) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,090 \text{ кВт};$$

$$Q_{2Псмет} = 1,044 \cdot (29,3 - 13) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,2 \text{ кВт};$$

$$Q_{2Тсмет} = 0,1 \cdot 1,044 \cdot 2,3 \cdot (25 - 4) \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 0,06 \text{ кВт};$$

$$Q_2 = 1,8045 + 0,049 + 0 + 0,09 + 0,2 + 0,06 = 2,204 \text{ кВт}.$$

Номер камери	$t_{ка м}$	M_d	$M_{дт}$	$t_{п}$	$t_{к}$	$i_{п}$	$i_{к}$	C_T	τ	$Q_{2п}$	$Q_{2т}$	Q_2
	$^{\circ}C$	т/добу	т/добу	С	С	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	год	кВт	кВт	кВт
Камера №1	-20	1,5	0,15	16	-20	214,4	0	2,3	22,2	5,231	0,108	5,339
Камера №2	4	21,004	2,1004	8	4	342,5	334	2,3	24	2,0045	0,199	2,204

Таблиця 6. Теплонадходжень при холодильній обробці продуктів

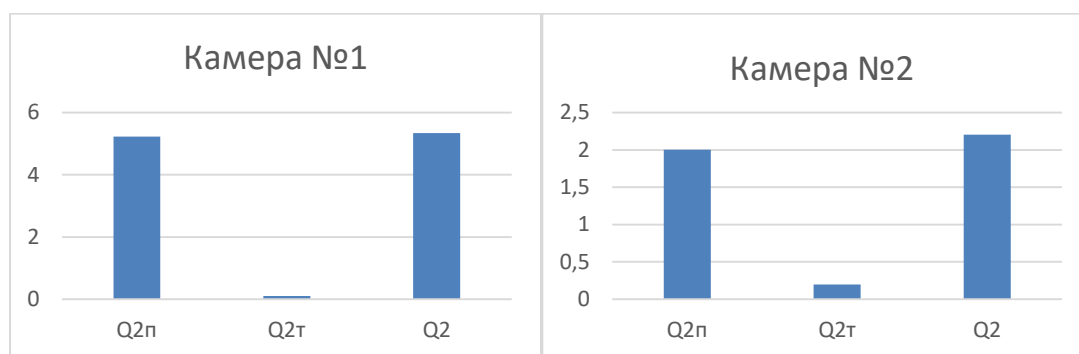


Рис. 8. Графік теплонадходжень при холодильній обробці продуктів.

6.2 Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень

Формула для розрахунку експлуатаційних теплонадходжень:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \text{ кВт}$$

де q_1 – теплонадходження від освітлення, кВт; q_2 – теплонадходження від людей, кВт; q_3 – теплонадходження від працюючих електродвигунів, кВт; q_4 – теплонадходження від відкриття дверей, кВт.

Розраховую теплонадходження від освітлення:

$$q_1 = A \cdot F, \text{ кВт}$$

де A – питоме теплонадходження від приладів на 1 м^2 підлоги, $\text{Вт}/\text{м}^2$; F – площа камери, м^2 .

Розраховую теплонадходження від перебування людей за формулою:

$$q_2 = 350 \cdot n, \text{ кВт}$$

де n – кількість людей, чол; 350 – теплонадходження від однієї працюючої людини, $\text{Вт}/\text{чол}$.

Розраховую теплонадходження від працюючих електродвигунів:

$$q_3 = N_{ел}, \text{ кВт}$$

де $N_{ел}$ – сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт.

Розраховую теплонадходження від відкриття дверей:

$$q_4 = K \cdot F, \text{ кВт}$$

де K – питомий теплонадходження від відкриття дверей, $\text{Вт}/\text{м}^2$; F – площа камери, м^2 .

Камера зберігання та заморожування вершкового масла (№1):

$$q_1 = 4,7 \cdot 36 = 0,17 \text{ кВт} ;$$

$$q_2 = 350 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт} ;$$

$$q_3 = 8 \text{ кВт} ;$$

$$q_4 = 19,2 \cdot 36 = 0,691 \text{ кВт} ;$$

$$Q_4 = 0,12 + 0,7 + 8 + 0,691 = 9,561 \text{ кВт} ;$$

Камера зберігання молока, сметани та СОМ (№2):

$$q_1 = 2,3 \cdot 72 = 0,166 \text{ кВт} ;$$

$$q_2 = 350 \cdot 4 = 1,4 \text{ кВт} ;$$

$$q_3 = 2 \text{ кВт} ;$$

$$q_4 = 17,4 \cdot 72 = 1,253 \text{ кВт} ;$$

$$Q_4 = 0,166 + 1,4 + 2 + 1,253 = 4,82 \text{ кВт} ;$$

Автомобільна платформа (№3):

$$q_1 = 4,7 \cdot 36 = 0,338 \text{ кВт} ;$$

$$q_2 = 350 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт} ;$$

$$q_3 = 2 \text{ кВт} ;$$

$$q_4 = 22,8 \cdot 36 = 0,821 \text{ кВт} ;$$

$$Q_4 = 0,338 + 0,7 + 2 + 0,821 = 3,86 \text{ кВт} ;$$

Отримані результати в процесі розрахунку зводжу до таблиці 7.

Таблиця 7. Експлуатаційні теплонадходження

Номер приміщення	F_d	A	q_1	n	q_2	$N_{ел}$	q_3	K	q_4	Q_4
	м^2	$\text{Вт}/\text{м}^2$	кВт	чол	кВт	кВт	кВт	$\text{Вт}/\text{м}^2$	кВт	кВт
№ 1	36	4,7	0,17	2	0,7	8	8	19,2	0,691	9,561
№ 2	72	2,3	0,166	4	1,4	2	2	17,4	1,253	4,819
№ 3	36	4,7	0,338	2	0,7	2	2	22,8	0,821	3,859

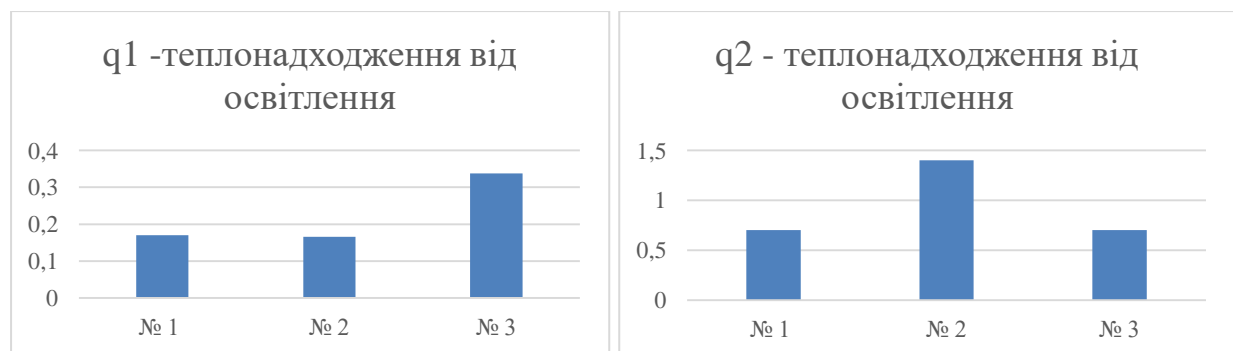


Рис. 9. Графік експлуатаційних теплонадходжень

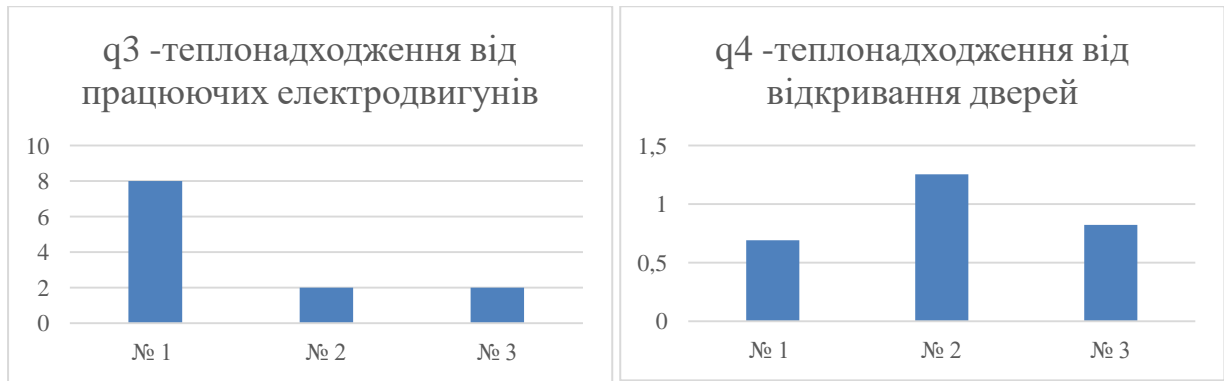


Рис. 10. Графік експлуатаційних теплонадходжень

Сумарні теплонадходження, що надходять в охолоджуване приміщення холодильника визначено у таблиці 8.

Таблиця 8. Загальні Теплонадходження

Номер приміщення	t _{кам}	Q ₁	Q ₂	Q ₄	Q
	°C	кВт	кВт	кВт	кВт
№ 1	-20	1,058	5,339	9,561	15,958
№ 2	4	1,280	2,204	4,82	8,304
№ 3	4	0,908	-	3,86	4,768

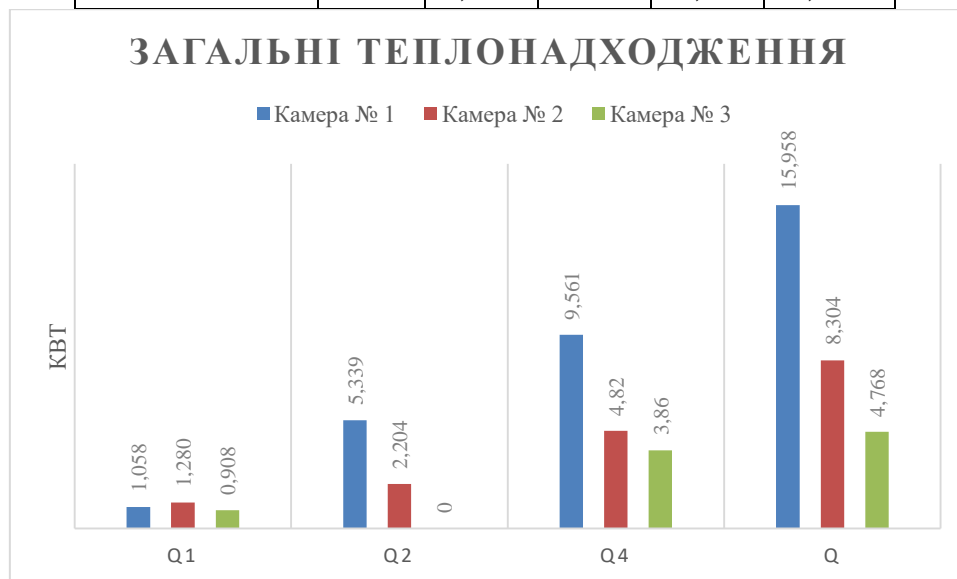


Рис. 11. Графік загальних теплонадходжень

7 Визначення навантаження на обладнання камер та компресори

Навантаження на компресор $Q_{\text{км}}$ складається із усіх видів теплонадходжень, але врахувати їх можна не повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

На підприємствах молочної промисловості теплове навантаження визначається графіком роботи технологічних апаратів і характеризується великою нерівномірністю протягом доби.

Холодильне навантаження технологічного процесу згідно розділу

(проміжний холодоносіє – “льодяна” вода $t_0 = 1^\circ\text{C}$)

1. Приймка молока ($8 \rightarrow 6^\circ\text{C}$):

$$Q_{\text{пр}} = 1,3 \cdot M_{\text{пр}} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 50 \cdot (351 - 342,5) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} \\ = 25,58 \text{ кВт};$$

2. Охолодження після сепарації ($35 \rightarrow 4^\circ\text{C}$):

а) вершків:

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 2,446 \cdot 3,58 \cdot (35 - 4) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} \\ = 16,34 \text{ кВт};$$

б) знежиреного молока:

$$Q_{\text{зн.вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{зн.вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = \\ = 1,3 \cdot 47,554 \cdot 3,9 \cdot (35 - 4) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 346,02 \text{ кВт};$$

3. Охолодження молока після нормалізації ($35 \rightarrow 4^\circ\text{C}$):

$$Q_{\text{мол}} = 1,3 \cdot M_{\text{мол}} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 18,342 \cdot (458 - 334) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} \\ = 164,3 \text{ кВт};$$

4. Охолодження вершків для дозрівання масла ($85 \rightarrow 13^\circ\text{C}$):

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 0,75 \cdot 3,58 \cdot (85 - 13) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} \\ = 139,6 \text{ кВт};$$

5. Охолодження СОМ ($50 \rightarrow 4^\circ\text{C}$):

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{СОМ}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = \\ = 1,3 \cdot 1,618 \cdot 3,9 \cdot (50 - 4) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 104,82 \text{ кВт};$$

6.4 Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

Правильний та грамотний вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки відіграє дуже важливу роль в економічності даного проекту, капітальних затратах на обладнання, трубопроводи, будівництво допоміжних приміщень та ін.

В даній роботі, я обрав саме децентралізовану одноступневу систему охолодження (безнасосна). Охолодження камер на технологічних ліній обрано комбінованим: безпосереднє та з проміжним теплоносієм – «льодяною водою». В якості холодильного агента використовую фреон R404a, який

найбільш підходить для даних температурних режимів та розрахункової потужності.

У якості теплообмінного апарату, який відводить теплоту конденсації – конденсатору – обрано до використання кожухотрубний конденсатор.

Децентралізоване холодильне обладнання знаходиться на вулиці під навісом біля холодильника.

6. Охолодження вершків перед заквашуванням сметани (50→26°C):

$$Q_{\text{вер.}} = 1,3 \cdot M_{\text{вер.}} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} = 1,3 \cdot 1,044 \cdot 3,58 \cdot (50 - 26) \cdot \frac{10^3}{6 \cdot 3600} = 16,2 \text{ кВт};$$

На графіку (рис. 12.) добового споживання холоду видно, що на протязі доби двічі різко збільшується теплове навантаження. Розрахунок і підбір обладнання проводимо по максимальному тепловому навантаженню, яке складає:

$$Q_{\text{л.в.}} = 25,58 + 16,34 + 346,02 = 387,94 \text{ кВт.}$$

Графік холодонавантаження молокозаводу



Рис 12. Графік холодонавантаження маслозаводу

Навантаження на компресор від теплонавантаження через огорожуючі конструкції приймають:

$$Q_{1\text{км}} = 0,9 \cdot Q_1;$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:

$$Q_{2\text{км}} = Q_2;$$

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплонадходжень приймають:

$$Q_{4\text{KM}} = 0.75 \cdot Q_4;$$

Навантаження на компресор, що працює при температурі кипіння $t_0 = -5^\circ\text{C}$ (приміщення з температурою 4°C).

$$Q_{\text{KM}-5} = 0,9 \cdot \sum Q_1 + \sum Q_2 + 0,75 \sum Q_4 = 0,9 \cdot (1,280 + 0,908) + 2,204 + 0,75 \cdot (4,819 + 3,859) = 1,9692 + 2,204 + 6,5085 = 10,682 \text{ кВт};$$

$$Q_{-5} = k \cdot \frac{Q_{\text{KM}-5}}{b} = 1,05 \cdot \frac{10,682}{0,8} = 14,02 \text{ кВт};$$

Навантаження на компресор, що працює при температурі кипіння $t_0 = -27^\circ\text{C}$.

$$Q_{\text{KM}-27} = 0,9 \cdot \sum Q_1 + \sum Q_2 + 0,75 \sum Q_4 = 0,9 \cdot 1,058 + 5,339 + 0,75 \cdot 9,561 = 0,9522 + 5,339 + 7,171 = 13,462 \text{ кВт};$$

$$Q_{-27} = k \cdot \frac{Q_{\text{KM}-27}}{b} = 1,07 \cdot \frac{13,462}{0,8} = 18,01 \text{ кВт};$$

Навантаження на компресор, що працює на охолодження льодяної води при температурі кипіння $t_0 = -3^\circ\text{C}$.

$$Q_{-3} = k \cdot \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{b} = 1,12 \cdot \frac{387,94}{0,8} = 543,12 \text{ кВт}$$

7 ВИБІР РОЗРАХУНКОВОГО РОБОЧОГО РЕЖИМУ, ПОБУДОВА ЦИКЛУ ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ. ВИБІР КОМПРЕСОРІВ

Режим роботи холодильної установки характеризується наступним температурами: кипіння t_0 , конденсації t_k , всмоктування t_{bc} та температурою переохолодженням перед дроселюванням $t_{перех}$.

Значення вказаних параметрів обирають в залежності від призначення холодильної установки та розрахункових зовнішніх умов. Температуру кипіння,

як правило, приймають на 7 – 10 К нижчою ніж температура у камерах при безпосередньому охолодженні та на 3-6 К нижчою ніж температура «льодяної» води на вході в прилади охолодження при охолодженні з проміжним теплоносієм.

$$\begin{aligned}t_{0\text{ЛВ}} &= t_{\text{ВЛ}} - 4 = 1 - 4 = -3 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{0\text{МАС}} &= t_{\text{К.МАС}} - 7 = -20 - 7 = -27 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{0\text{МОЛ}} &= t_{\text{К.МОЛ}} - 9 = 4 - 9 = -5 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

В даному дипломному проєкті ми використовуємо кожухотрубні конденсатори з охолодженням водою, тобто температура та тиск конденсації будуть залежати від температури мокрого термометру. Для м. Тернопіль ця температура в літку становить $t_{\text{м.т}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$. Температуру конденсації визначаємо з:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{м.т.}} + 6 \dots 8 + 2 \dots 4 \text{ К} = 22 + 6 + 3 = 31 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура всмоктування парів у фреонових системах приймають на 10-20 К вища за температуру кипіння, що обумовлено використанням ТРВ.

$$\begin{aligned}t_{\text{ВС.ЛВ}} &= t_{0\text{ЛВ}} + 13 = -3 + 13 = 10 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{\text{ВС.МАС}} &= t_{0\text{МАС}} + 12 = -27 + 12 = -15 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{\text{ВС.МОЛ}} &= t_{0\text{МОЛ}} + 15 = -5 + 15 = 10 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Розрахунок систем для камери заморозки та зберігання вершкового масла

Будую цикл роботи холодильної установки в $1_gP - h$ діаграмі для R404A

(рис.13). Значення параметрів у вузлових точках циклу наводжу у таблиці 9.

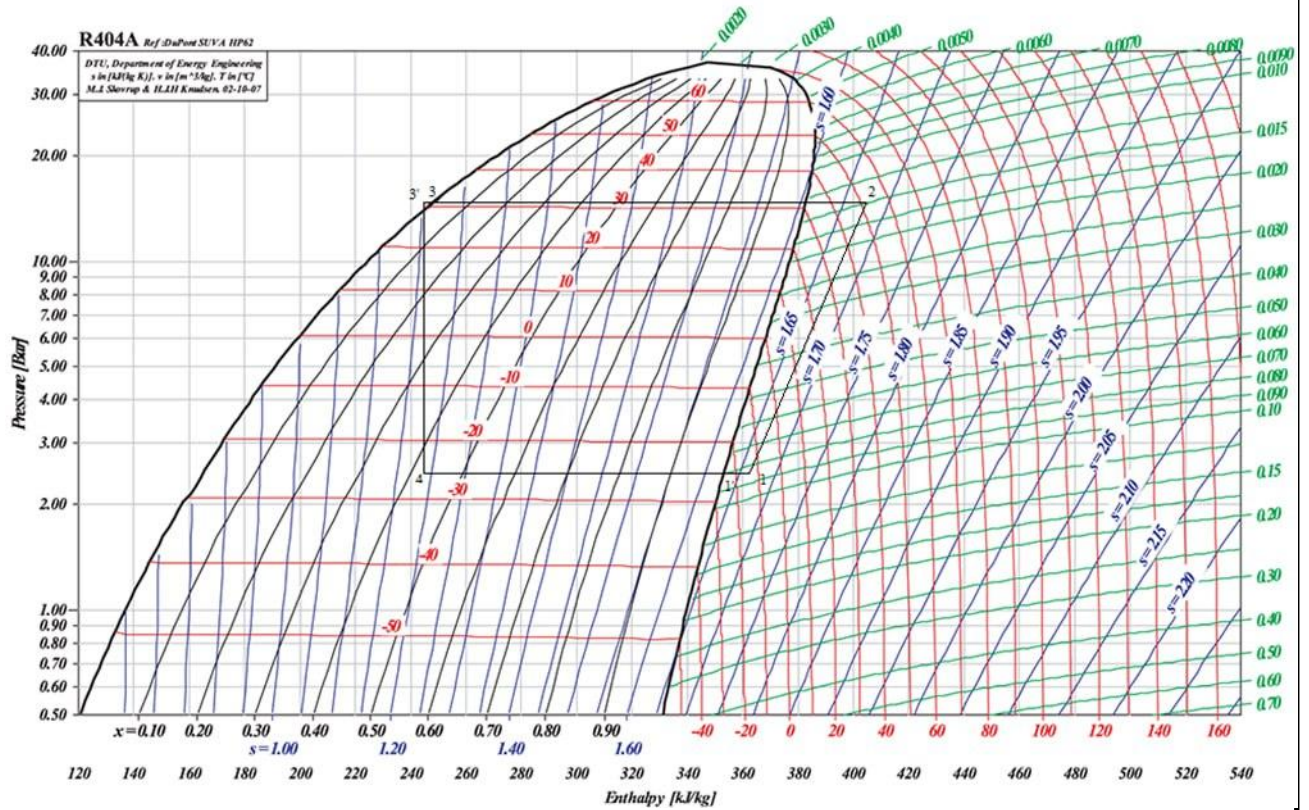


Рис 13. – Цикл холодильної установки для камери заморозки та зберігання масла

Таблиця 9. Параметри робочих точок

№ точки	t, °C	p, бар	v, м ³ /кг	h, кДж/кг
1'	-27	2,31	-	352,3
1	-15	2,31	0,0897	361,89
2p	51,88	14,527	0,0161	415,38
2	48,75	14,527	-	401,55
3'	31	14,527	-	247,3
3	33	16,6	-	243,93
4	-27	2,31	-	243,93

Масова витрата холодильного агенту:

$$m_{-27} = \frac{Q_{-27}}{h_1 - h_4} = \frac{18,01}{361,89 - 243,93} = 0,1526 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю індикаторний ККД за рівнянням:

$$\eta_i = \lambda_\omega + b * t_0$$

де λ_ω – тепловий коефіцієнт, $b = 0,0025$ – для фреону.

Визначаю тепловий коефіцієнт:

$$\lambda_\omega = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 27}{273 + 31} = 0,809$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0,809 + 0,0025 \cdot (-27) = 0,7415$$

Знаходжу реальну точку кінця процесу стиснення:

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 361,89 + \frac{401,55 - 361,89}{0,7415} = 415,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оскільки передбачається встановлення поршневих компресорів, то коефіцієнт подачі λ визначається наступним чином:

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{\omega'}$$

де λ_i – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора.

Знаходжу індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_{\text{н}}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right],$$

де $\Delta p_{\text{вс}}$ – депресія на всмоктуванні, $\Delta p_{\text{вс}} = 5 \dots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_{\text{вс}} = 0,005$ МПа); $\Delta p_{\text{н}}$ – депресія на нагнітанні, $\Delta p_{\text{н}} = 5 \dots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_{\text{н}} = 0,005$ МПа); $c = 0,03 \dots 0,05$ – відносний мертвий простір (приймаю $c = 0,03$); n – показник політропи розширення (приймаю $n = 1,2$).

$$\lambda_i = \frac{0,231 - 0,005}{0,231} - 0,03 \cdot \left[\left(\frac{1,4527 + 0,005}{0,231} \right)^{\frac{1}{1,1}} - \frac{0,231 - 0,005}{0,231} \right] = 0,847$$

$$\Lambda = 0,847 \cdot 0,7415 = 0,628$$

Обираю поршневі компресори:

$$V_{\partial(1)} = m_{-27} \cdot v_1 = 0,1526 \cdot 0,0897 = 0,01368822 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 49,3 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$V_{m1} = \frac{V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,01368822}{0,628} = 0,02179653 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 78,5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Обираємо 2 напівгерметичних поршневих компресора Bitzer 4JE-15Y з об'ємною подачею:

$$V_{\partial(1)} = 84,5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,02347222 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаю дійсну масова витрату:

$$M_{(-27)} = \frac{\lambda \cdot V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,628 \cdot 0,02347}{0,0897} = 0,164 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю теоретичну потужність:

$$N_{m(-27)} = M_{(-27)} \cdot (h_{2p} - h_1) = 0,164 \cdot (415,38 - 316,89) = 0,164 \cdot 53,49 = 8,77 \text{ кВт}$$

Визначаю індикаторну потужність компресора:

$$N_{i(-27)} = \frac{N_{m(-27)}}{\eta_{i(1)}} = \frac{8,77}{0,7415} = 11,83 \text{ кВт}$$

Визначаю ефективну потужність компресорів:

$$N_{e(-27)} = \frac{N_{i(-27)}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{11,83}{0,9} = 13,43 \text{ кВт}$$

де η_{mex} – механічний ККД компресора.

Визначаю електрична потужність компресора:

$$N_{ел(-27)} = \frac{N_{e(-27)}}{\eta_{ел}} = \frac{13,14}{0,8} = 16,43 \text{ кВт}$$

де $\eta_{ел}$ - електричний ККД електродвигуна компресора.

Для забезпечення нормальної роботи компресорів необхідно брати запас електричної потужності 10%

По замовчуванню на кожний компресор встановлено двигун, який має потужність 19 кВт.

Визначаю навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд(-27)} = \sum M_{(-27)} \cdot (h_{2p} - h_3) = 2 \cdot 0,164 \cdot (415,38 - 247,3) = 0,328 \cdot 168,08 = 55,13 \text{ кВт.}$$

Проводимо розрахунок систем для охолодження льодяної води

Будую цикл роботи холодильної установки $1_g P - h$ діаграмі для R404A (рис.14.). Значення параметрів у вузлових точках циклу зводжу до таблиці 10.

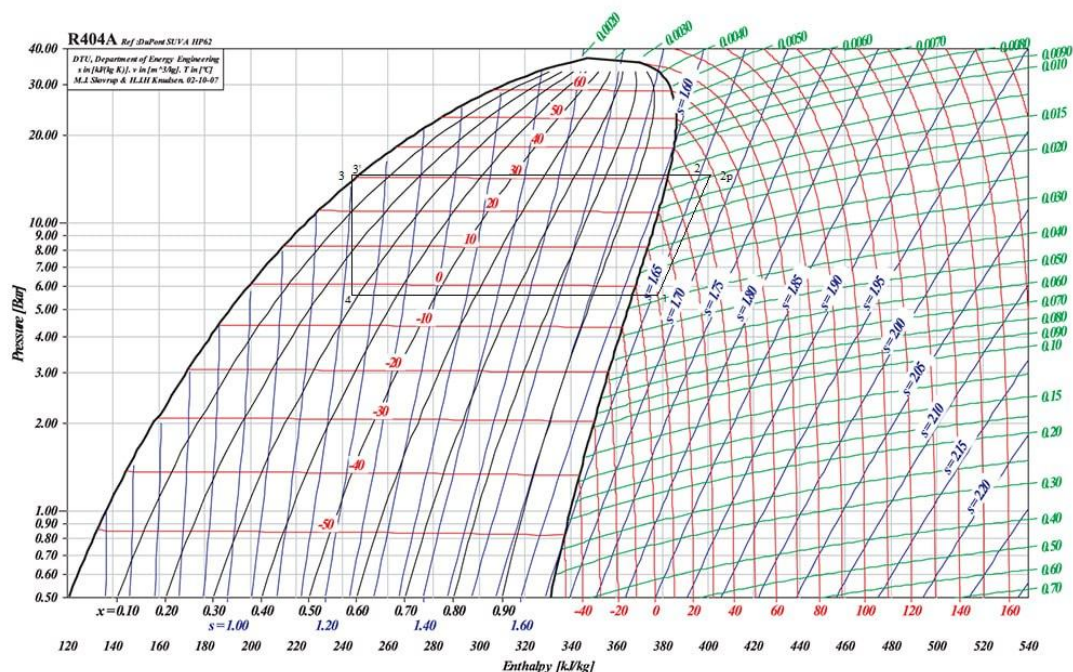


Рис.14. – Цикл холодильної установки льодяної води

Таблиця 10. Параметри робочих точок

№ точки	t, °C	p, бар	v, м ³ /кг	h, кДж/кг
1	10	5,475	0,039	378,2
2p	49,2	14,527	0,0149	402,1
2	46,56	14,527	-	399,23

3'	31	14,527	-	247,28
3	29	14,527	-	243,93
4	-3	5,475	-	243,93

Масова витрата холодильного агенту:

$$m_{-3} = \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{h_1 - h_4} = \frac{387,94}{378,2 - 243,93} = \frac{387,94}{134,27} = 2,889 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_{\omega} + b * t_0$$

де λ_{ω} – тепловий коефіцієнт, $b = 0,0025$ – для фреону.

Знаходимо тепловий коефіцієнт:

$$\lambda_{\omega} = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 3}{273 + 31} = 0,888$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0,888 + 0,0025 \cdot (-3) = 0,88$$

Знаходжу реальну точку кінця процесу стиснення:

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 378,2 + \frac{399,23 - 378,2}{0,88} = 402,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оскільки передбачається встановлення поршневих компресорів, то коефіцієнт подачі λ визначається

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{\omega}'$$

де λ_i – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора.

Визначаю індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора за формулою:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_{\text{н}}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right],$$

де $\Delta p_{\text{вс}}$ – депресія на всмоктуванні, $\Delta p_{\text{вс}} = 5 \dots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_{\text{вс}} = 0,005$ МПа); $\Delta p_{\text{н}}$ – депресія на нагнітанні, $\Delta p_{\text{н}} = 5 \dots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_{\text{н}} = 0,005$ МПа); $c = 0,03 \dots 0,05$ – відносний мертвий простір (приймаю $c = 0,03$); n – показник політропи розширення (приймаю $n = 1,2$).

$$\lambda_i = \frac{0,5475 - 0,005}{0,5475} - 0,03 \cdot \left[\left(\frac{1,4527 + 0,005}{0,231} \right)^{1/1,2} - \frac{0,5475 - 0,005}{0,5475} \right] = 0,947$$

$$\Lambda = 0,097 \cdot 0,888 = 0,841$$

Обираю поршневі компресори:

$$V_{\partial(1)} = m_{-3} \cdot v_1 = 2,889 \cdot 0,0039 = 0,11 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{m1} = \frac{V_{\partial}}{\lambda} = \frac{0,011}{0,841} = 0,131 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 470,1 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 3 напівгерметичних поршневих компресорів Bitzer 8FE-70Y з об'ємною подачею:

$$V_{\partial(1)} = 185 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаю дійсну масову витрату:

$$M_{(-3)} = \frac{\lambda \cdot V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,841 \cdot 0,051}{0,039} = 1,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю теоретична (адіабатну) потужність компресора:

$$N_{m(-3)} = M_{(-3)} \cdot (h_{2p} - h_1) = 1,09 \cdot (402,1 - 378,2) = 1,09 \cdot 23,9 = 26,05 \text{ кВт}$$

Визначаю індикаторну потужність компресора:

$$N_{i(-3)} = \frac{N_{m(-3)}}{\eta_i} = \frac{26,05}{0,88} = 29,6 \text{ кВт}$$

Визначаю ефективну потужність компресора:

$$N_{e(-3)} = \frac{N_{i(-3)}}{\eta_{mex}} = \frac{29,6}{0,9} = 32,89 \text{ кВт}$$

де η_{mex} – механічний ККД компресора.

Визначаю електричну потужність компресора:

$$N_{ел(-3)} = \frac{N_{e(-3)}}{\eta_{ел}} = \frac{32,89}{0,9} = 36,54 \text{ кВт}$$

де $\eta_{ел}$ – електричний ККД електродвигуна компресора.

Для забезпечення нормальної роботи компресорів необхідно брати запас електричної потужності 10%

По замовчуванню на кожний компресор встановлено двигун, який має потужність 78 кВт.

Навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд(лв)} = \sum M_{(-3)} \cdot (h_{2p} - h_{3'}) = 3 \cdot 1,09 \cdot (402,1 - 247,28) = 506,26 \text{ кВт}$$

Розрахунок системи для охолодження приміщень з температурою 4°C

Будую цикл роботи холодної установки $1_gP - h$ діаграмі для R404A

(рис.15.). Значення параметрів у вузлових точках циклу зводжу до таблиці 11.

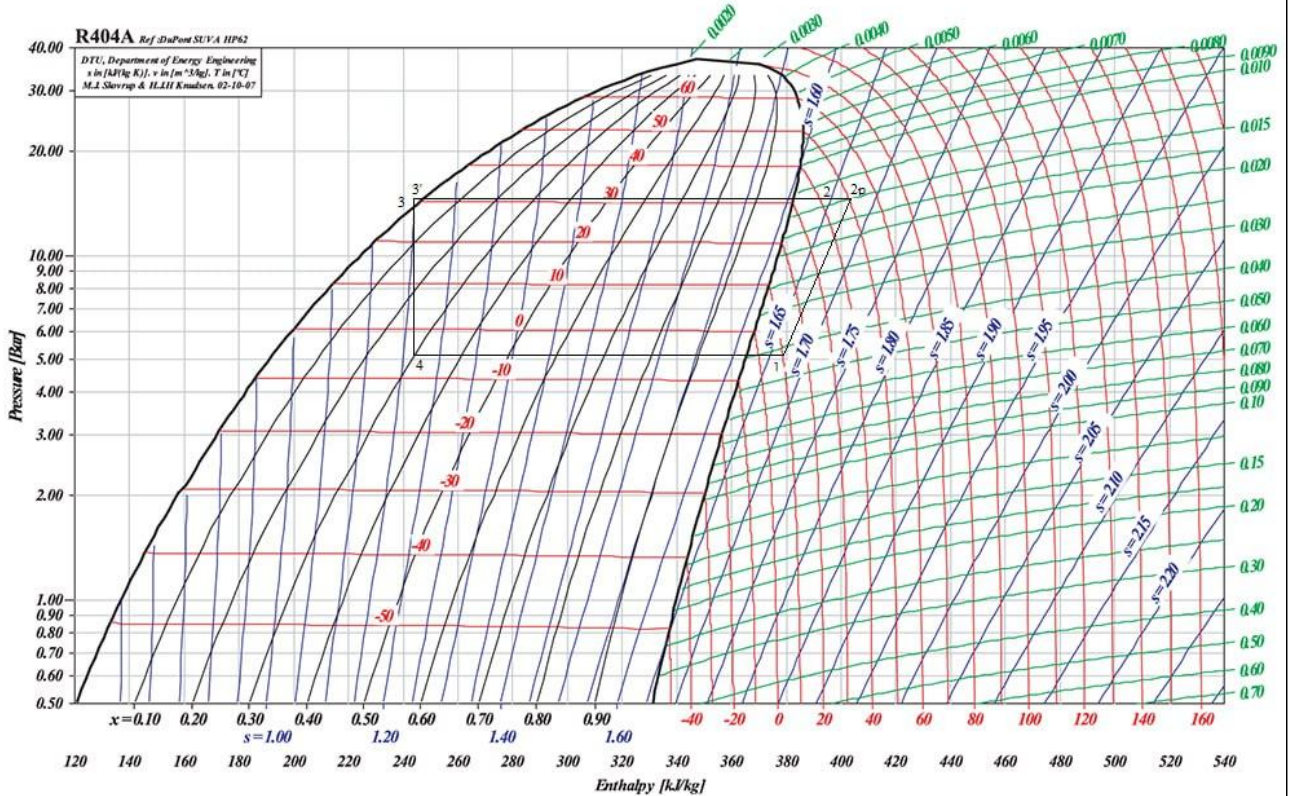


Рис 15. – Цикл холодильної установки

Таблиця 11. Параметри робочих точок

№ точки	t, °C	p, бар	v, м ² /кг	h, кДж/кг
1	10	5,128	0,049	378,74
2p	51,8	14,527	0,0151	404,83
2	48,65	14,527	-	401,44
3'	31	14,527	-	247,28
3	29	14,527	-	243,93
4	-5	5,128	-	243,93

Масова витрата холодильного агенту:

$$m_{-3} = \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{h_1 - h_4} = \frac{14,02}{378,74 - 243,93} = \frac{14,02}{134,81} = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_\omega + b \cdot t_0$$

де λ_ω – тепловий коефіцієнт, $b = 0,0025$ – для фреону.

Визначаю тепловий коефіцієнт:

$$\lambda_\omega = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273 - 5}{273 + 3} = 0,882$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = 0,882 + 0,0025 \cdot (-5) = 0,87$$

Знаходжу реальну точку кінця процесу стиснення:

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 378,74 + \frac{401,44 - 378,74}{0,87} = 404,83 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Оскільки передбачається встановлення поршневих компресорів, то коефіцієнт подачі λ визначається

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{\omega}'$$

де λ_i – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора.

Визначаю індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора за формулою:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_{\text{н}}}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{\text{вс}}}{p_0} \right],$$

де $\Delta p_{\text{вс}}$ – депресія на всмоктуванні, $\Delta p_{\text{вс}} = 5 \dots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_{\text{вс}} = 0,005$ МПа); $\Delta p_{\text{н}}$ – депресія на нагнітанні, $\Delta p_{\text{н}} = 5 \dots 10$ кПа (приймаю $\Delta p_{\text{н}} = 0,005$ МПа); $c = 0,03 \dots 0,05$ – відносний мертвий простір (приймаю $c = 0,03$); n – показник політропи розширення (приймаю $n = 1,2$).

$$\lambda_i = \frac{0,5128 - 0,005}{0,5128} - 0,03 \cdot \left[\left(\frac{1,4527 + 0,005}{0,5128} \right)^{1/1,1} - \frac{0,5128 - 0,005}{0,5128} \right]$$

$$= 0,942$$

$$\lambda = 0,942 \cdot 0,882 = 0,83$$

$$V_{\partial} = m_{-5} \cdot v_1 = 0,1 \cdot 0,042 = 0,0042 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_m = \frac{V_{\partial}}{\lambda} = \frac{0,0042}{0,83} = 0,0051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 18,22 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 2 напівгерметичних поршневих компресорів Bitzer 4EES-4Y з об'ємною подачею:

$$V_{\partial(1)} = 22,72 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,0063 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаю дійсну масову витрату компресора:

$$M_{(-5)} = \frac{\lambda \cdot V_{\partial(1)}}{v_1} = \frac{0,83 \cdot 0,0063}{0,042} = 0,1245 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаю теоретичну потужність компресора:

$$N_{m(-5)} = M_{(-5)} \cdot (h_{2p} - h_1) = 0,1245 \cdot (404,83 - 378,74) = 3,24 \text{ кВт}$$

Визначаю індикаторну потужність компресора:

$$N_{i(-5)} = \frac{N_{m(-5)}}{\eta_i} = \frac{3,24}{0,87} = 3,72 \text{ кВт}$$

Визначаю ефективну потужність компресора:

$$N_{e(-5)} = \frac{N_{i(-5)}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{3,72}{0,9} = 4,13 \text{ кВт}$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД компресора.

Визначаю електричну потужність компресора:

$$N_{\text{ел}(-5)} = \frac{N_{e(-5)}}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{4,13}{0,9} = 4,59 \text{ кВт}$$

де $\eta_{\text{тех}}$ – електричний ККД електродвигуна компресора.

Для забезпечення нормальної роботи компресорів необхідно брати запас електричної потужності 10%

По замовчуванню на кожний компресор встановлено двигун, який має потужність 6,9 кВт.

Навантаження на конденсатор:

$$Q_{\text{кд(лв)}} = \sum M_{(-5)} \cdot (h_{2p} - h_{3'}) = 2 \cdot 0,1245 \cdot (404,83 - 247,28) = 39,23 \text{ кВт}$$

6
7

8 Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів

Розрахунок конденсаторів

Конденсатор для камери заморозки та зберігання вершкового масла

Дійсне навантаження на конденсатор $Q_{\text{к.д.(-27)}} = 55,13 \text{ (кВт)}$

При підборі конденсатора використаю програму компанії Bitzer (Рис. 16.).

До встановлення приймаю 2-х ходовий конденсатор К813Н (Рис. 16.).

[3] BITZER Software v6.18.0 rev2811

Україна | SI

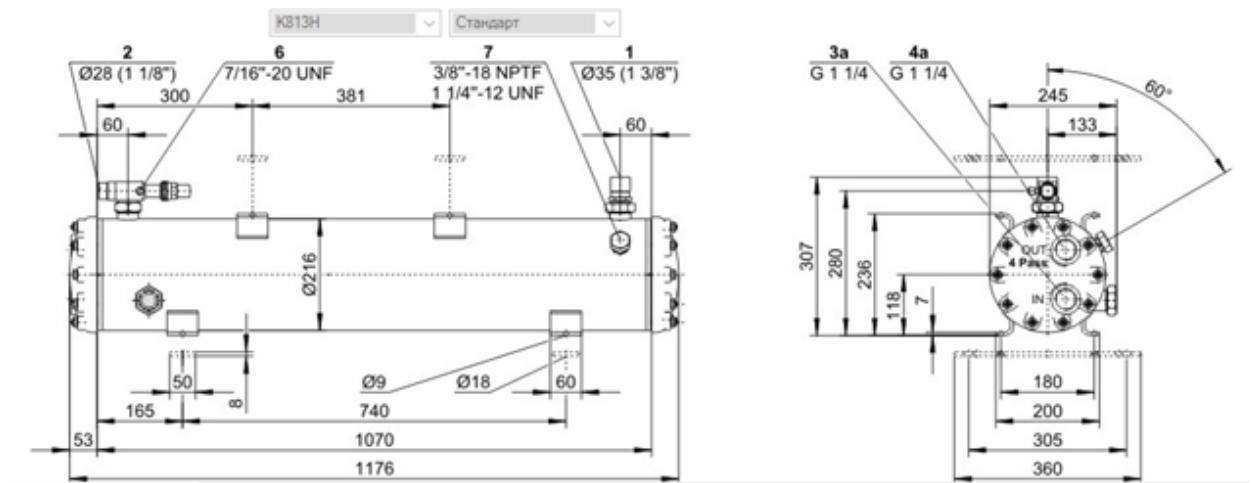
Стандарт: R404A, Вода, 0, 55 kW, К813Н, 2

31 °C, 20 °C, 5.123 m³/h, 2 K, 0.00004 m²/W

К813Н (100%)

Результат

Тип конденсатора	К813Н
	2
	57.0 kW
	157.1 kW
	31.0 °C
	29.6 °C
	5.12 m³/h
	4.54 m³/h
	22.7 m³/h
	0.56 m/s
	0.02 bar



Технічні параметри

	65 kg
	1176 mm
	307 mm
	216 mm
	35 mm - 1 3/8"
	28 mm - 1 1/8"
	2"
	2"
	1 1/4"
	1 1/4"
	27,7 dm ³
R22	30,2 kg
R134a	30,6 kg
R407C	28,9 kg
R404A/R507A	26,6 kg
R1234yf	27,8 kg
R1234ze	29,5 kg
R410A	27,1 kg
R32	24,5 kg
R454B	25 kg
R452B	25,1 kg
	33 bar
	120°C
	10 bar
	35 mm - 1 3/8"

Рис. 16.1 Технічні характеристики K813H

Конденсатор для системи охолодження льодяної води

Дійсне навантаження на конденсатор $Q_{к.д.(л.в.)} = 506,26$ (кВт)

При підборі конденсатора використаю програму компанії Bitzer (Рис. 17.).

До встановлення приймаю два 4-х ходових конденсатора K2923T (Рис. 17.).

[3] BITZER Software v6.18.0 rev2811

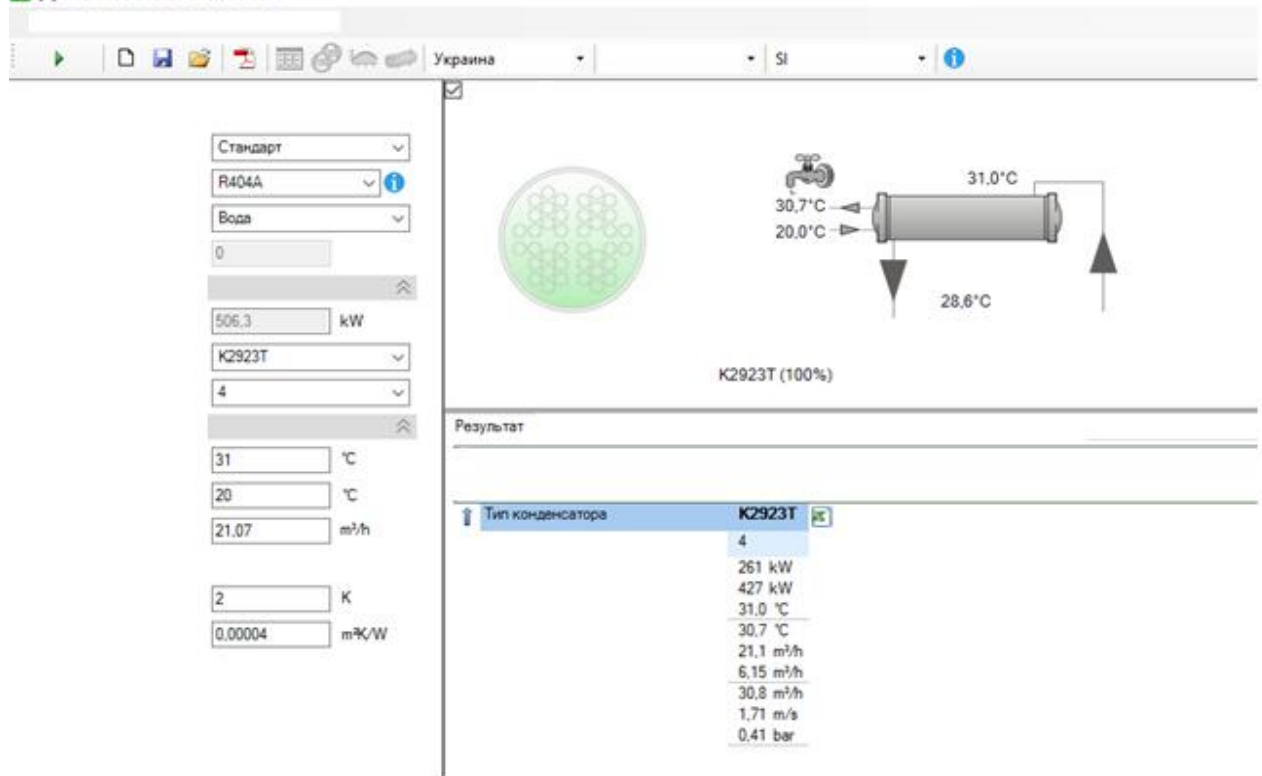
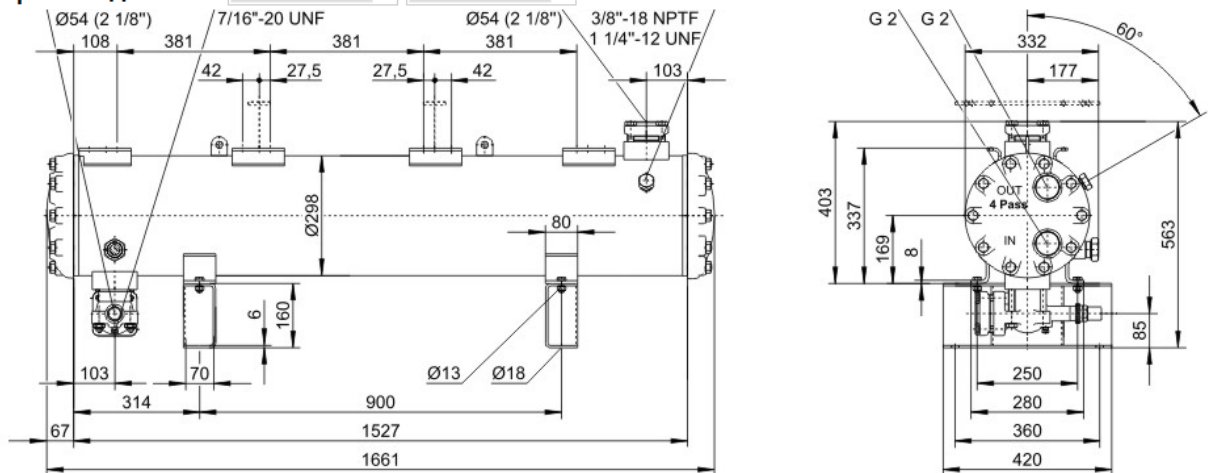


Рис. 17.1. – Підбір конденсатора для системи охолодження льодяної води

Размеры и соединения



Технічні параметри K2923T	
	221 kg
	1662 mm
	563 mm
	298 mm
	54 mm - 2 1/8"
	54 mm - 2 1/8"
	NW 65
	NW 65
	2"
	2"
	67,0 dm ³
R22	73,0 kg
R134a	73,9 kg
R407C	69,9 kg
R404A/R507A	64,4 kg
R1234yf	67,1 kg
R1234ze	71,2 kg
R410A	65,5 kg
R32	59,1 kg
R454B	60,4 kg
R452B	60,7 kg
	33 bar
	120°C
	10 bar

Рис. 17.2 – Технічні характеристики K2923T

Конденсатор для охолодження приміщень з температурою 4°C

Дійсне навантаження на конденсатор $Q_{к.д.} = 39,23$ (кВт)

При підборі конденсатора використаю програму компанії Bitzer (Рис. 18.).

До встановлення приймаю 2-х ходовий конденсатор K373H (Рис. 18.).

The screenshot shows the BITZER Software interface with the following settings and results:

- Standard: Стандарт
- Refrigerant: R404A
- Fluid: Вода
- Power: 42 kW
- Condenser Type: K373H
- Stages: 2
- Room Temp: 31 °C
- Supply Temp: 20 °C
- Flow Rate: 4,542 m³/h
- Pressure: 2 K
- Subcooling: 0,00004 mK/W

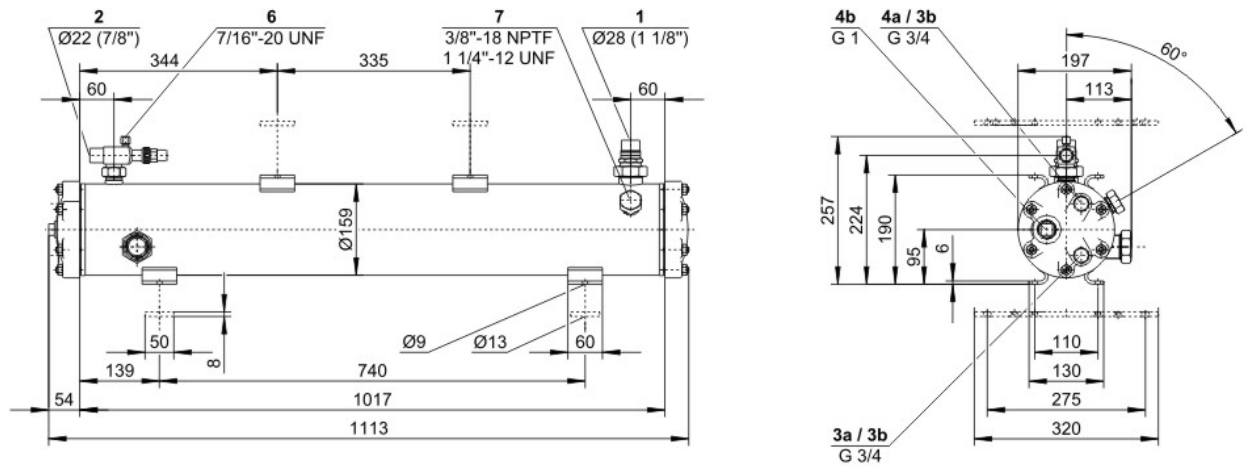
The diagram shows a condenser with inlet temperatures of 28.3°C and 20.0°C, and outlet temperatures of 31.0°C and 28.6°C. The selected condenser is K373H (100%).

Результат

Тип конденсатора	К373H
2	
43,9 kW	
77,7 kW	
31,0 °C	
28,3 °C	
4,54 m³/h	
2,14 m³/h	
10,71 m³/h	
1,06 m/s	
0,09 bar	

Рис. 18.1. – Підбір конденсатора для охолодження приміщень з температурою 4°C

Размеры и соединения



Технічні параметри

	35 kg
	1113 mm
	257 mm
	159 mm
	28 mm - 1 1/8"
	22 mm - 7/8"
	2 x 3/4"
	1"
	3/4"
	3/4"
	14,5 dm ³
R22	15,8 kg
R134a	16,0 kg
R407C	15,1 kg
R404A/R507A	13,9 kg
R1234yf	14,5 kg
R1234ze	15,4 kg
R410A	14,2 kg
R32	12,8 kg
R454B	13,1 kg
R452B	13,1 kg
	33 bar
	120°C
	10 bar
	35 mm - 1 3/8"

Рис. 18.2 – Технічні характеристики K373H
Розрахунок плівкового теплообмінника

Приймаємо коефіцієнт теплопередачі $K=1400$ (Вт/м²К)

Розрахунковий температурний напір:

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{2,3 \cdot \ln \frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0}} = \frac{5 - 0,5}{2,3 \cdot \ln \frac{5 - (-3)}{0,5 - (-3)}} = 2,34^\circ\text{C}$$

де t_{s1} , t_{s2} , t_0 – відповідно температура води на вході, виході з випарника та кипіння.

Примаємо: $t_{s1} = 5^{\circ}\text{C}$; $t_{s2} = 0,5^{\circ}\text{C}$; $t_0 = -3^{\circ}\text{C}$.

Розраховую необхідну площу теплообміну:

$$F = \frac{Q_{\text{ЛВ}}}{k \cdot \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{387,940}{1400 \cdot 2,34} = 118,42 \text{ м}^2$$

Приймаю 2 плівкових випарника фірми ВUCO ВWP-A-17M. Ескіз вказаного апарату наводжу на рис. 20.

Габаритні розміри: однієї пластини -1500×1500 мм ($F_{1\text{п}} = 4,5 \text{ м}^2$); кількість пластин n – 16; тип пластин – М; А=1986 мм; В=1211 мм; С=1815 мм; D=431мм; об'єм по холодоагенту – 145 л; вага пустого - 735 кг; повна вага 2005 кг.

Загальна площа теплообміну випарника:

$$F = n \cdot F_{1\text{п}} = 16 \cdot 4,5 = 72 \text{ м}^2$$

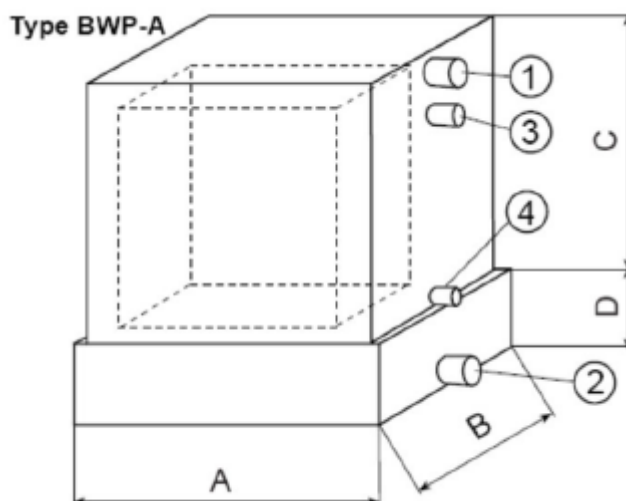


Рис. 20. – Ескіз плівкового випарника:

1- вхід води, 2 – вихід води, 3 – вихід холодильного агента, 4 – вхід холодоагенту

Розрахунок повітроохолодників

Випарник для камери заморозки та зберігання вершкового масла:

Дійсне навантаження на випарник $Q_{\text{масла}} = 15,958 \text{ кВт}$

Розраховую необхідну площу повітроохолодника:

$$F_{\text{масла}} = \frac{Q_{\text{масла}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{15,958}{13,7} = 1,165 \text{ м}^2$$

До встановлення приймаю 3 підвісних повітроохолодники Goedhavit CCD 45304 загальною площею поверхні теплопередачі $F=219 \text{ м}^2$.

Випарник для камери зберігання молока, сметани та СОМ:

Дійсне навантаження на випарник $Q_{\text{№2}} = 8,304 \text{ кВт}$

$$F_{\text{№2}} = \frac{Q_{\text{№2}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{8,304}{13,9} = 0,597 \text{ м}^2$$

До встановлення приймаю підвісний повітроохолодник Goedhant CCD 45304 загальною площею поверхні теплопередачі $F=73\text{м}^2$.

Випарники для експедиції та автомобільної платформи:

Дійсне навантаження на випарник $Q_{\text{№3}} = 4,768 \text{ кВт}$

$$F_{\text{№3}} = \frac{Q_{\text{№3}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{4,768}{13 \cdot 9} = 40,7 \text{ м}^2$$

До встановлення приймаю підвісний повітроохолодник Low speed DVS – 4154 загальною площею поверхні теплопередачі $F= 51\text{м}^2$.

\

Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки

Розрахунок лінійного ресивера

Лінійний ресивер для кмамери заморозки та зберігання вершкового масла

Ємність лінійного ресивера в схемах з нижньою подачею фреону в прилади охолодження при умові заповнення її не більше ніж 80% розраховується:

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot \sum V_{\text{по}}$$

$V_{\text{по}}$ - внутрішній об'єм труб повітроохолодників, м^2 .

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot 29 = 17,4 \text{ дм}^3$$

До встановлення приймаю горизонтальний лінійний ресивер фірми Bitzer F202H об'ємом $V_{\text{л.р.}} = 17,4 \text{ дм}^3$.

Екскіз підібраного лінійного ресивера наведено на рис. 21.

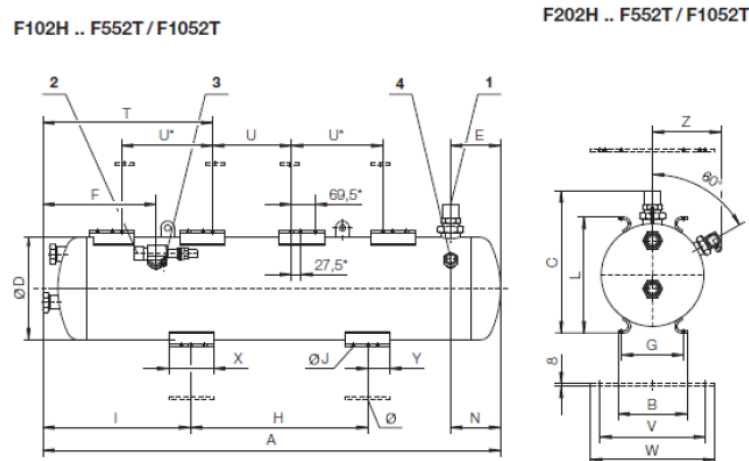


Рис. 21. – Ескіз ресивера F202H

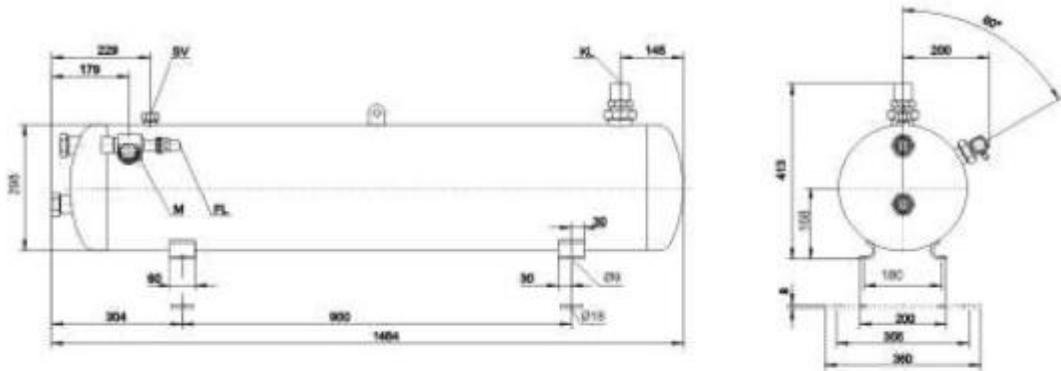
Лінійний ресивер для системи охолодження крижаної води

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot \sum V_{\text{пл}}$$

$V_{\text{пл}}$ – внутрішній об'єм плівкового теплообмінника (145л);

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot 2 \cdot 0,145 = 0,174 \text{ м}^3$$

До встановлення приймаю 2 горизонтальні лінійні ресивера фірми Bitzer F902H об'ємом $V_{л.р.} = 0,174 \text{ м}^3$. Технічна інформація та екскіз наведено на рисунку 22.



Технічні параметри

	73.7 kg
	1464 mm
	349 mm
	413 mm
	89.0 l
	20°C
R22	96.9 kg
R134a	98.2 kg
R407C	92.8 kg
R404A/R507A	85.6 kg
	42mm - 1 5/8"
	2 1/4" - 12 UN
	35mm - 1 3/8"
	1 3/4" - 12 UNF
	7/16" 20UNF
	1 1/4"-12UNF
	Option
	Option
	Option
	Option
	Standard
	Option

Рис. 22. – Технічні характеристики ресивера F902N

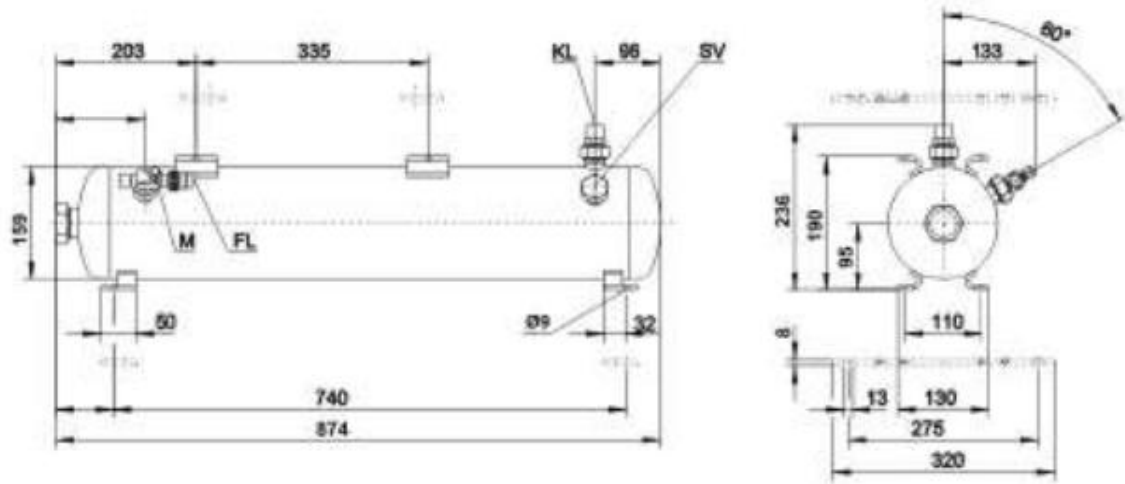
Лінійний ресивер для системи, яка працює на охолодження з приміщень з температурою 4°C

$$V_{л.р.} = 0,6 \cdot \sum V_{по}$$

$V_{по}$ - внутрішній об'єм труб повітроохолодників, м².

$$V_{л.р.} = 0,6 \cdot 25 = 15 \text{ дм}^3$$

До встановлення приймаю 2 горизонтальні лінійні ресивера фірми Bitzer F152H об'ємом $V_{л.р.} = 15 \text{ дм}^3$. Технічна інформація та екскіз наведено на рисунку 22.1.



Технічні параметри

R22
R134a
R407C
R404A/R507A

15,5 kg
874 mm
212,5 mm
236mm
15,0 l
20°C
16,3 kg
16,6 kg
15,6 kg
14,4 kg
22mm - 7/8"
1 1/4" - 12 UNF
16mm - 5/8"
1" - 14 UNS
7/16" 20UNF
1 1/4"-12UNF

Option
Option
Option
Standard
Option

Рис. 22.1 – Технічні характеристики ресивера F152N

Мастиловіддільники

**Мастиловіддільник для камери заморозки та зберігання
вершкового масла**

Мастиловіддільники підбирають по діаметру магістрально нагнітального трубопроводу, який з'єднує компресори та конденсатор.

Розраховую діаметр нагнітальної магістралі:

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum M_{(-27)} \cdot v_{2p}}{\pi \cdot \omega}}$$

де v_{2p} - питомий об'єм парів холодильного агента після нагнітання, м³/кг; ω - швидкість руху холодильного агента в нагнітальній магістралі (18 м/с).

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 * 2 \cdot 0,164 \cdot 0,0161}{\pi \cdot 18}} = \sqrt{\frac{0,0211}{56,55}} = 0,019 \text{ м}$$

Проте діаметр нагнітального трубопроводу компресора 28 мм. Щоб не робити переходів на менші діаметри, приймаємо магістральний мідний трубопровід зовнішнім діаметром 28 мм та товщиною стінки 1.5 мм.

Встановлюємо один центральний мастиловіддільник фірми Castel 5540/9 з діаметрами патрубків по холодильному агенту 28 мм.

Мастиловіддільник для системи охолодження льодяної води

Розраховую діаметр нагнітальної магістралі:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum M_{(-3)} \cdot v_{2p}}{\pi \cdot \omega}}$$
$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 1,09 \cdot 0,0149}{\pi \cdot 18}} = \sqrt{\frac{0,194892}{56,55}} = 0,058 \text{ м}$$

Проте діаметр нагнітального трубопроводу компресора 54 мм. Щоб не робити переходів на менші діаметри, приймаємо магістральний мідний трубопровід зовнішнім діаметром 54 мм та товщиною стінки 2 мм.

Встановлюємо один центральний мастиловіддільник фірми Bitzer OA1954 з діаметрами патрубків по холодильному агенту 54 мм.

Мастиловіддільник системи для охолодження приміщень з температурою 4°C

Знайдемо діаметр нагнітальної магістралі:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum M_{(-5)} \cdot v_{2p}}{\pi \cdot \omega}}$$
$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 0,1245 \cdot 0,0151}{\pi \cdot 18}} = 0,016 \text{ м}$$

Приймаю магістральний мідний трубопровід зовнішнім діаметром 22 мм та товщиною стінки 1 мм.

Встановлюю один центральний мастиловіддільник фірми CASTEL 5540/7 з діаметрами патрубків по холодильному агенту 22 мм.

9 Розрахунок діаметрів трубопроводів та вибір насосів

Розрахунок діаметрів трубопроводів

Частини холодильної машини з'єднуються між собою трубопроводами. Розраховую внутрішній діаметр круглої труби:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v}{\pi \cdot \omega}}$$

де v - питомий об'єм парів холодильного агента, м³/с;

ω - швидкість руху холодильного агента, м/с;

M - масова витрата холодильного агента кг/с.

Магістральні трубопроводи для камери заморозки та зберігання масла:

Всмоктувальна магістраль:

$$M = 2 \cdot 0,164 = 0,328 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$\omega = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{відповідно до таблиць з літератури.}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,328 \cdot 0,0897}{\pi \cdot 12}} = 0,055 \text{ м.}$$

Приймаю мідний трубопровід зовнішнім діаметром 54 мм та товщиною стінки 2 мм.

Нагнітальна магістраль:

Діаметр магістрального нагнітального трубопроводу визначено попередньо і складає 28 мм та товщиною стінки 1.5 мм.

Рідинна магістраль:

$$w = 1,25 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{відповідно до таблиць з літератури.}$$

$\rho_p = 1020 \text{ кг/м}^3$ – густина рідкого холодоагенту R404A.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,342}{\pi \cdot 1,25 \cdot 1020}} = 0,017 \text{ м}$$

Приймаю мідний трубопровід зовнішнім діаметром 18 мм та товщиною стінки 1 мм.

Магістральні трубопроводи для системи охолодження льодяної води

Всмоктувальна магістраль:

$$M = 2 \cdot 1,09 = 3,27 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$\omega = 12 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{відповідно до таблиць з літератури.}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,27 \cdot 0,039}{\pi \cdot 12}}$$

Магістральні трубопроводи подачі льодяної води ($t_{\text{лв}} = 1^\circ\text{C}$)

Об'ємну витрату води на плівковий теплообмінник, що відповідає сумарній витраті на всіх споживачів, знайду через теплове навантаження на випарник:

$$Q_{\text{лв}} = M \cdot c \cdot (t_{\text{вх}} \cdot t_{\text{вих}}) = V_{\text{лв}} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\text{вх}} \cdot t_{\text{вих}}),$$

де $V_{\text{лв}}$ - витрата води через апарат, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ – середня густина води (998 кг/м^3); c - теплоємність води ($4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$); $t_{\text{вх}}$ та $t_{\text{вих}}$ - температура води на вході та виході з випарника відповідно ($t_{\text{вх}} = 5^\circ\text{C}$ та $t_{\text{вих}} = 0,5^\circ\text{C}$).

Витрата води становить:

$$V_{\text{лв}} = \frac{Q_{\text{лв}}}{\rho \cdot c \cdot (t_{\text{вх}} \cdot t_{\text{вих}})} = \frac{387,940}{4,19 \cdot 998 \cdot (5 - 0,5)} = 0,0206 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаємо діаметр нагнітального трубопроводу:

$\omega = 1,7 \frac{M}{c}$ – відповідно до таблиць з літератури.

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0117}{\pi \cdot 1,7}} = 0,093 \text{ м.}$$

Приймаю сталевий трубопровід $d_y = 125 \text{ мм}$; $d_3 = 133 \text{ мм}$; $d_{вн} = 127 \text{ мм}$.

Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах

Завданням гідравлічного розрахунку є визначення втрат тиску ΔP , які зумовлені гідравлічними опорами, які виникають при переміщенні робочого середовища в трубах та теплообмінних апаратах. Значення величини ΔP необхідні для визначення потужності насосів, а також для вибору раціональних конструктивних характеристик апаратів та оптимізації їх режимів роботи. Надмірний гідравлічний опір призводить до зменшення тиску всмоктування та відповідно температури кипіння, що зменшує економічність роботи холодильної машини. Для насосної подачі проміжного теплоносія розрахунок гідравлічних опорів необхідний для визначення характеристики мережі залежно від витрати теплоносія та його розподілення, для підбору насоса і розрахунку потужності привода.

Сумарні гідравлічні опори при проходженні в трубах або апаратах складаються з втрат тертя ($\Delta P_{тр}^{дф}$), місцевих опорів ($\Delta P_{м}^{дф}$), прискорення потоку ($\Delta P_{п}^{дф}$) та на зниження або підвищення тиску через вплив статичного напору стовпа рідини ($\Delta P_{ст}^{дф}$).

$$\Delta P^{дф} = \Delta P_{тр}^{дф} + \Delta P_{м}^{дф} + \Delta P_{п}^{дф} + \Delta P_{ст}^{дф}$$

При розрахунку гідравлічних опорів необхідно враховувати режим течії рідини в трубах апаратів.

Розраховуємо втрати тиску в трубопроводі подачі льодяної води від насосу до споживачів.

Повна втрата тиску на ділянці трубопроводу:

$$\Delta P_i = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с.}$$

Місцеві втрати:

$$\Delta P_i = Z = \sum \xi_m * \frac{\rho * \omega^2}{2}$$

де $\frac{\rho * \omega^2}{2}$ – динамічний тиск потоку.

$$\sum \xi_m = \xi_{зв.кл} + \xi_{відв.90^\circ} + \xi_{кол.} = 5 + 3 + 1 = 9$$

де $\xi_{зв.кл}$, $\xi_{відв.90^\circ}$, $\xi_{кол.}$ – місцеві витрати від зворотнього клапана, коліна і відводу 90° .

Швидкість руху води в трубопроводі ДУ 125:

$$\omega = 1,56 \frac{M}{c}$$

$$Z = 9 \cdot \frac{998 \cdot 1,56^2}{2} = 10929 \text{ Па}$$

Розраховую число Рейнольдса:

$$R_e = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,56 \cdot 0,127 \cdot 998}{1,792 \cdot 10^{-3}} = 110337$$

Визначаю коефіцієнт шорсткості:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{R_e} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,127} + \frac{64}{110337} \right)^{0,25} = 0,091$$

Визначаю втрати тиску від тертя по довжині трубопроводу в L=44м.

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot L = \frac{0,091}{0,127} \cdot \frac{998 \cdot 1,56^2}{2} \cdot 44 = 38286 \text{ Па}$$

Визначаю загальну витрату тиску:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 10929 + 38286 = 49215 \text{ Па}$$

Приймаю, що втрати тиску в трубопроводі повернення льодяної води від споживачів до плівкового випарника дорівнюють втратам в нагнітальному трубопроводі. Приймаю:

$$\Delta P_{\text{вс}} = 49215 \text{ Па}$$

Приймаю, що насоси в машинному відділенні знаходяться біля підлоги, а обв'язка трубопроводів знаходиться по-під стелею. Відповідно повний напір насосу повинен бути:

$$H = h_{\text{н}} - h_{\text{вс}} + \frac{\Delta P_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} = 3 - 6 + 2 \cdot \frac{49215}{998 \cdot 9,81} = 13,05 \text{ м.}$$

де $h_{\text{н}}$ - гідростатичний рівень рідини на стороні нагнітання (6 м); $h_{\text{вс}}$ - гідростатичний рівень рідини на стороні всмоктування (3 м); $g=9,81 \text{ м/с}^2$ прискорення вільного падіння.

Підбір водяного насосу для подачі льдяної води

В холодильних системах установок з проміжним теплоносієм для перекачування останнього використовують електронасоси. Насос встановлюється якомога ближче до баку з оборотною водою.

Насос для перекачування рідин підбирають по основним параметрам: подачі $V \text{ м}^3/\text{год}$ та напору $H \text{ (м)}$.

Потрібний напір насосу $H=13,05 \text{ м}$.

Потрібна подача насосу $V=0,0206 \text{ м}^3/\text{с} = 74,22 \text{ м}^3/\text{год}$.

Обираємо 2 Моноблочні насоси Grundfos NB 50-160/150 AF2ABAQE: 1 робочий та 1 резервний. (Номінальна подача - $77,59 \text{ м}^3/\text{год}$; номінальний напір - $25,83 \text{ м}$; номінальна потужність двигуна - $7,5 \text{ кВт}$; швидкість обертання - 2930 об/хв).

До встановлення приймаю два моноблочні насоси Grundfos NB 50-160/150 AF2ABAQE: 1(рисунок 23.)

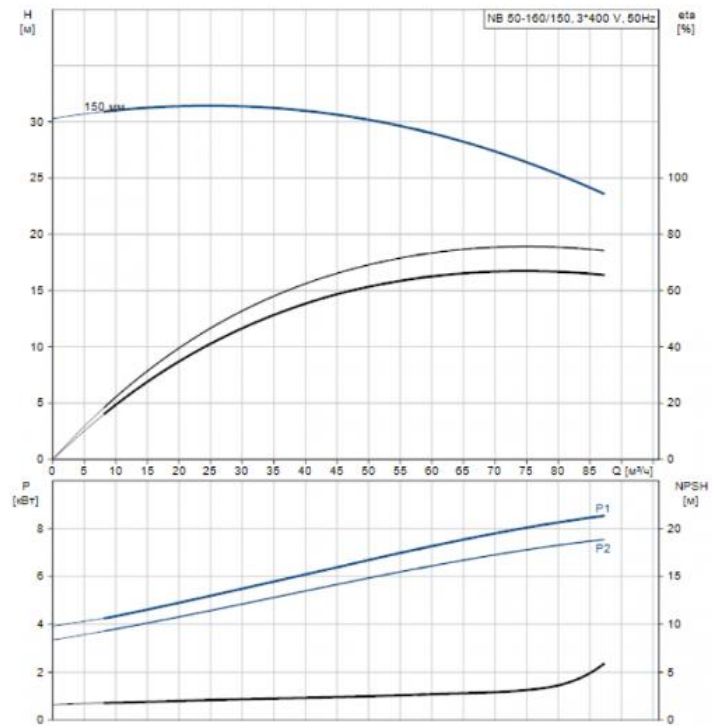
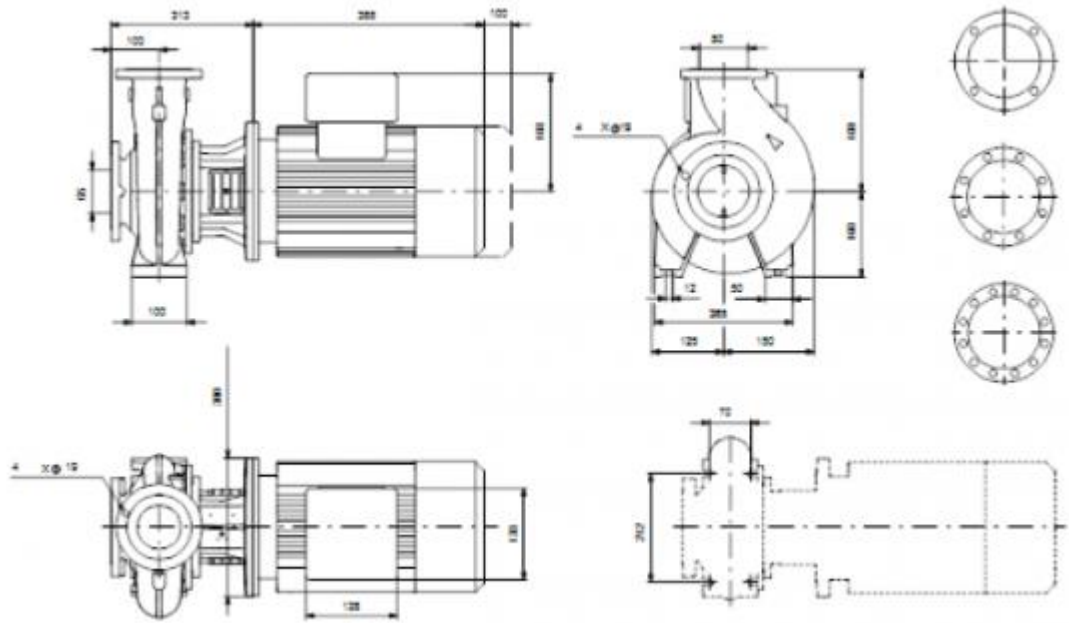


Рис. 23. Технічні характеристики NB 50-160/150

8. РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Метою економічного розрахунку дипломного проекту є визначенні вартості будівництва холодильника, вартості холодильного обладнання, витрат за використану електроенергію, витрат по оплаті праці виробничого персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності проекту.

При проектуванні маслозаводу виконуються наступні роботи:

- будівництво холодильника;
- будівництво компресорних площадок;
- вибір та придбання холодильного обладнання;
- укомплектування штату виробничого персоналу холодильної установки;
- інше.

Визначення кількості виробленого холоду

Витрати на виробництво холоду при різноманітних температурах кипіння нерівноцінні, тому їх слід приводити до умовної величини приведенного виробництва холоду, яка визначається як сума добутків кількості виробленого холоду при робочих умовах на коефіцієнт переводу. Величина переводного коефіцієнту приймається в залежності від робочої температури.

Розраховую приведену холодопродуктивність компресорів для камери заморозки та зберігання вершкового масла:

$$Q_{0\text{зам}} = Q_{\text{зам}} \cdot k_{-27} = 13,462 \cdot 1,59 = 21,4 \text{ кВт}$$

Розраховую приведену холодопродуктивність компресорів для охолодження льодяної води:

$$Q_{0\text{лв}} = Q_{\text{лв}} \cdot k_{-3} = 543,12 \cdot 0,56 = 304,1 \text{ кВт}$$

Розраховую приведену холодопродуктивність компресорів для охолодження приміщень з температурою 4°C:

$$Q_{0\text{зб}} = Q_{\text{мол}} \cdot k_{-5} = 10,682 \cdot 0,61 = 6,52 \text{ кВт}$$

Приймаю, що час роботи обладнання до сервісного ремонту при максимальному навантаженні складає 5400 годин на рік.

Кількість виробленого приведенного холоду за рік буде складати:

$$Q_0 = (21,4 + 304,1 + 6,52) \cdot 5400 = 1792886 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Замовна специфікація на обладнання

Разом вартість обладнання буде складати 2504,88 тис. грн. Розрахунки та специфікація знаходиться у таблиці 12.

Таблиця 12. Замовна специфікація на обладнання холодильної установки

№ п/п	Назва обладнання	Виробник	Ціна, тис. грн.	Вартість упаковки та транспортування тис. грн.	Кількість, шт	Вартість, тис. грн.
1.	Компресори 4GE-23Y	Bitzer	105,9	3,2	2	215
2.	Компресори 8FE-70Y	Bitzer	247,5	5	3	747,5
3.	Компресори 4EES-4Y	Bitzer	81,75	1,5	2	165
4.	Конденсатор K813H	Bitzer	83,11	0,88	1	83,99
5.	Конденсатора K2923T	Bitzer	336	3,76	2	675,76
6.	Конденсатор K373H	Bitzer	43,11	0,88	1	43,99
7.	Плівковий теплообмінник BWP-A-17MN	BUCO	185	5	2	375
8.	Повітроохолоджувач CCD 45304	Goedhavi	201	8	4	812
9.	Повітроохолоджувач DVS - 41454	Low speed	125,8	1,86	1	127,68
10.	Ресивер F202H	Bitzer	13,59	0,41	1	14
11.	Ресивер F902N	Bitzer	34,44	3,12	2	72
12.	Ресивер F152H	Bitzer	11,46	0,54	1	12
13.	Масиловддільник 5540/9	Castel	5	0,1	1	5,1
14.	Масиловддільник 5540/7	Castel	6,2	0,1	1	6,3
15.	Масиловддільник OA 1954	Bitzer	64,4	0,53	1	64,93
16.	Водяний насос NB 50-160/150 AF2ABAQE	Grundfos	119,3	0,6	2	239,26
17.	Система трубопроводів, арматури та автоматизації		20%	-	-	731,902
Разом:						4391,412

Статті витрат

Витрати на оплату електроенергії

В даній статті розраховую витрати, які пов'язані з електроенергією для приводів компресорів та вентиляторів, що встановлені на основному холодильному обладнанні.

Розраховую річне споживання електроенергії:

$$W = \sum N_e \cdot K_c \cdot n, \text{ кВт}\cdot\text{год};$$

де N_e - номінальна потужність двигуна, кВт;

K_c – коефіцієнт використання;

n – час роботи обладнання при робочих умовах, год.

Наводжу перелік електроприводів, їх характеристика та розрахунок

№ п/п	Назва обладнання	Номінальна потужність, кВт	Час роботи, кВт	Кількість, шт	Спожита електроенергія, кВт·год
1.	Компресори 4GE-23Y	24	5400	2	259200
2.	Компресори 8FE-70Y	55	5400	3	891000
3.	Компресори 4EES-4Y	6,9	5400	2	74520
4.	Повітроохолоджувач CCD 45304	0,073	3000	4	876
5.	Повітроохолоджувач DVS - 41454	0,2	3000	1	600
6.	Водяний насос NB 50-160/150 AF2ABAQE	7,5	5400	2	81000
Всього:					1307196

витрат електроенергії у таблиці. 13.

Тариф оплати за електроенергію складає 5,9 грн за кВт·год. Тоді витрати на оплату електроенергії складатиме

$$1307196 \cdot 5,9 = 7712456,4 \text{ грн} = 7712,456 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на поповнення системи холодоагентом

Витрати знаходяться у прямій залежності від продуктивності компресорів. Приймаю згідно рекомендацій норму витрати фреону на поповнення системи за рік для компресорів, що працюють на безпосереднє охолодження складає 3,1 кг/(ст.кВт).

Витрати на поповнення системи, за умов вартості R404a 422 грн./кг будуть складати:

$$V_{404a} = (21,4 + 304,1 + 6,52) \cdot 3,1 \cdot 422 = 434,35 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на поповнення системи мастилом

КРМ.ХУКП.1.51-03.1.5

Арк.

73

Незважаючи на те, що після кожного компресору встановлено мастиловіддільники, мастило все-таки виноситься з компресів в систему. З часом мастило повертається до компресора, але якась кількість його «залягає» в трубах. Кількість мастила, що потрібно дозаправити в систему обумовлено об'ємом системи.

Приймаю, що кожного року будемо проводити заміну мастила в компресорах.

Перша дозаправка мастила буде дорівнювати об'єму мастила в компресорах.

Тоді потреба в мастилі:

2 компресори 4GE-23Y (4,5 л)

$$M = 2 \cdot 4,5 = 9 \text{ л}$$

3 компресори 8FE-70Y (5 л)

$$M = 3 \cdot 5 = 15 \text{ л}$$

2 компресори 4EES-4Y (2 л)

$$M = 2 \cdot 2 = 4 \text{ л}$$

Витрати на поповнення системи мастилом для поршневих компресорів, при ціні на мастило 577 грн/л складатиме:

$$V_{\text{гв.мас}} = (9 + 15 + 4) \cdot 577 = 28 \cdot 577 = 16,156 \text{ тис. грн.}$$

Витратина заробітну плату

Заробітну платню виробничих робітників розраховують по кожному розряду з врахуванням премії та доплат за роботу у нічній час і святкові дні.

Чисельність робочого персоналу компресорного цеху приймаю в залежності від ступеня автоматизації установки, кількості компресорів та їх загальної продуктивності.

При комплексній автоматизації фреонових холодильної установки, кількості, компресорів 7 шт. приймається лише 4 машиніста (табл. 14.)

Фонд додаткової заробітної плати: ФДЗП=ФОЗП·0,08

$$\text{ФДЗП} = 460,8 + 0,08 = 36,864 \text{ тис. грн.}$$

Повний фонд заробітної плати: ФЗП=ФОЗП+ФДЗП

$$\text{ФПЗ} = 460,8 + 36,864 = 497,664 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 14. – Фонд по сплаті основної заробітної плати робітників.

Найменування професії	Тарифна ставка	Проект	Кількість годин на місяць	Місячний фонд заробітної плати, грн.	Річний фонд заробітної плати, тис. грн.
Машиніст	40	4	240	38400	460,8
Разом:					460,8

Амортизація обладнання

Амортизація відрахування на обладнання становлять 20%:

$$4391,421 \cdot 0,2 = 878,28 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на поточні ремонти

КРМ.ХУКП.1.51-03.1.5

Арк.

74

Витрати на поточні ремонти складають 50% від амортизаційних витрат:

$$V_{\text{поточні}} = 878,28 \cdot 0,5 = 439,1412 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на охорону праці

Фінансування заходів з охорони праці складає 2% від фонду оплати праці. Ці кошти витрачають на реалізацію заходів для покращення умов праці, створення кращих побутових і соціальних умов на виробництві, підготовки підприємства до робіт, придбання засобів індивідуального захисту тощо:

$$V_{\text{оп}} = 497,664 \cdot 0,02 = 9,953 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 15. – Собівартість одиниці виробленого холоду

Статті витрат	Значення показників, тис.грн.
Електроенергія	7712,456
Масило	16,156
R404a	434,35
Оплата праці	497,664
Амортизація обладнання	878,28
Поточні ремонти	439,1412
Охорона праці	9,953
Разом	9988,000

Визначення цехової собівартості одиниці виробленого холоду.

Собівартість стандартної одиниці виробленого холоду:

$$C = 9988 \cdot 10^3 / 1307196 = 7,64 \text{ грн}$$

9. ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпека життєдіяльності являє собою такий стан функціонування людини та її діяльності, за якого з певною ймовірністю виключається або мінімізується вплив потенційно небезпечних факторів, що можуть негативно позначатися на здоров'ї та працездатності людини.

Для забезпечення безпечних умов здійснення конкретного виду діяльності необхідно вирішити три основні завдання, спрямовані на виявлення потенційних небезпек, оцінку рівня ризику та розроблення ефективних заходів щодо їх попередження або зменшення негативного впливу.

1) Виробити повний детальний аналіз небезпек формованих в діяльності, що вивчається.

2) Розробити ефективні заходи захисту людини і місця існування від виявлених небезпек. Під ефективними мається на увазі такі заходи по захисту, які при мінімумі матеріальних витрат, будуть мати максимальний ефект.

3) Розробити ефективні заходи захисту від залишкового ризику даної діяльності. Вони необхідні, оскільки забезпечити абсолютну безпеку діяльності не можливо.

Забезпеченням безпеки життєдіяльності людини (робітника, обслуговуючого персоналу) займається «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

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.

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

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

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

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

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. 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 поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, 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.

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 проекрованої установки

При розміщенні проекрованої 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.

удівельно-монтажні та архітектурні вимоги передбачають раціональне розміщення обладнання систем кондиціонування повітря та їх окремих елементів з метою мінімізації площ, необхідних для їх встановлення. Важливим аспектом є також гармонійне поєднання елементів систем кондиціонування з інтер'єром приміщень.

Крім того, зазначені вимоги спрямовані на забезпечення мінімальних витрат часу на виконання монтажних робіт, проведення випробувань і налагодження систем із можливістю поетапного введення їх в експлуатацію. Вони також передбачають узгодження будівельних робіт зі встановленням систем кондиціонування повітря, а також забезпечення ефективною звуко- та віброізоляції рухомого обладнання від будівельних конструкцій з метою зменшення рівня шуму та вібрацій.

Електробезпека

Електробезпека являє собою комплекс організаційних і технічних заходів, а також спеціальних засобів, спрямованих на забезпечення захисту людини від небезпечного та шкідливого впливу електричного струму. Особливістю електричного струму як небезпечного фактора є те, що людина не здатна виявити наявності напруги без застосування спеціальних приладів. Крім того, ураження електричним струмом характеризується швидкоплинністю дії, внаслідок чого небезпека проявляється безпосередньо в момент контакту людини з струмопровідними частинами.

У зв'язку з цим забезпечення електробезпеки є одним із важливих напрямів охорони праці та передбачає впровадження комплексу профілактичних заходів, спрямованих на попередження електротравматизму та створення безпечних умов праці.

Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика 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

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження

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 °C 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.

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 ИСО N 3941 - 77.

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

у торгівельному залі ресторану площею 116 м² -дорівнює 2 болона по 5л;
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 торгівельного залу ресторану .

$$n = S/S' = \frac{116}{12} = 9.7 \quad (8.1)$$

Приймаємо $n=10$

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 10 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 1080 \text{ (м}^3\text{/ч)} \quad (8.2)$$

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

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.

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

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Довжина - 4 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Для освітлення даного приміщення вибираємо люмінісцентні лампи.

Площа приміщення:

$$S = a \cdot b = 4 \cdot 2 = 8 \text{ (м}^2\text{)} \quad (8.3)$$

Висота світильника над робочою зоною :

$$H_{\text{раб}} = H - h_{\text{раб}} = 3 - 0,8 = 2,2 \text{ (м)} \quad (8.4)$$

Відстань між центрами світильників:

$$\frac{L_{\text{к}}}{H_{\text{раб}}} = 1,4 - \text{коefficient для люмінісцентних ламп.}$$

$$L_{\text{к}} = 1,4 \cdot 2,2 = 3,08 \text{ (м)}$$

Приблизне число світильників:

$$N = \frac{S}{L_{\text{к}}^2} = \frac{8}{3,08^2} = 0,84 \quad (8.5)$$

Приймаємо приблизно $N=1$.

Визначаємо світловий потік світильника:

$$\Phi_{л} = \frac{100 \cdot E_{н} \cdot S \cdot z \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 200 \cdot 8 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{1 \cdot 41} = 6010 \text{ (лм)}. \quad (8.6)$$

Приймаємо до установки лампи ЛБ40 в кількості $n = 2$ шт., кожна з яких має світловий потік $\Phi_{л} = 3120$ лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку :

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{л2} - \Phi_{л}}{\Phi_{л2}} = \frac{(3120 \cdot 2) - 6010}{3120 \cdot 2} \cdot 100\% = 3,6\% \quad (8.7)$$

Нарешті, визначимо потужність освітлювальної системи:

$$P = n \cdot N \cdot P_i \quad (8.8)$$

У цій формулі n - кількість світильників прийнята;

N – Приблизне число світильників; P_i – потужність однієї лампи (для світильників ЛБ40 $P_i = 40$ Вт). Тоді $P = 2 \cdot 1 \cdot 40 = 80$ Вт

Захист від шуму і вібрації

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 малOSHумних машин, вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин.

Засоби захисту від шуму та вібрації поділяються на три основні групи: засоби зниження шуму і вібрації безпосередньо в джерелі їх виникнення, засоби послаблення шуму та вібрації на шляхах їх поширення, а також засоби індивідуального захисту.

Зменшення рівнів шуму і вібрації в місцях їх утворення досягається шляхом заміни ударних процесів безударними, використанням деталей і конструкцій з матеріалів, що мають низькі акустичні характеристики, підтриманням оптимальних зазорів у вузлах механізмів, а також удосконаленням умов обтікання елементів обладнання повітряними, газовими та рідинними потоками.

Послаблення шуму та вібрації на шляхах їх поширення забезпечується застосуванням акустичних засобів звуко- і віброізоляції, звукопоглинання, вібропоглинання та глушіння шуму.

Ефективна звукоізоляція досягається використанням огорожувальних конструкцій з високими шумоізоляційними властивостями, герметизацією віконних і дверних прорізів, отворів та місць проходження інженерних комунікацій через будівельні конструкції, а також установленням звукоізолювальних кожухів, екранів, огорожень і спеціальних кабін.

Матеріали, що застосовуються для звукоізоляції, повинні характеризуватися високою здатністю до відбиття звукових хвиль, що сприяє зменшенню їх поширення в навколишньому середовищі.

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

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 упругодемпфіруючих матеріалів.

Долікарська допомога.

Перша допомога - це комплекс заходів, направлений на відновлення здоров'я людини, або по можливості збереження його життя, потерпілого в результаті нещасного випадку, травмування, ударів, поразки електричним струмом, переломів і інше.

Перша допомога при поразці електричним струмом.

Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами.

Найбільш простий засіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі. При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти.

Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

Перша допомога при поразці хладагентами.

Перш за все при отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою парою лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивісь пострадавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закачують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

Перша допомога при опіках і обмороженні

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром, накладають стерильну пов'язку і вкривають пострадавшего теплим одягом або ковдрою.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої (водняні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвляння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити пострадавшего в здравпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; пострадавший повинен лежати неперушно; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцетової кислоти або розчином борної кислоти.

Розрахунок вентиляції приміщення

Розрахувати продуктивність системи вентиляції приміщення пультовою, для однієї людини.

Вихідні дані: $a=4\text{ м}$ – довжина, $b=2\text{ м}$ – ширина, $c=3\text{ м}$ – висота

Розраховуємо об'єм приміщення по формулі:

$$V=a \cdot b \cdot c \quad (8.10)$$

$$V=4 \cdot 2 \cdot 3 = 24 \text{ м}^3$$

Далі визначимо максимальну кількість робочих станцій для приміщення

$$n_{\max} = S_{\text{пом}} / S_{\text{норм}}, \quad (8.11)$$

де $S_{\text{норм}} = 6\text{ м}^2$ – площа для одного робочого місця;

$$S_{\text{пом}} = a \cdot b \quad (8.12)$$

$S_{\text{пом}} = 4 \cdot 2 = 8 \text{ м}^2$ – площа приміщення;

$n_{\max} = 8/6 = 1$ – к-ть робочих місць.

Витрата повітря під час надходження надлишкового тепла визначається по формулі:

$$L = \sum Q / (c_{\text{возд}} \cdot \rho_{\text{возд}} \cdot (t_{\text{уд}} - t_{\text{пр}})), \quad (8.13)$$

де L – продуктивність системи вентиляції, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$c_{\text{возд}} = 1,005 \text{ кДж/кг}\cdot\text{С}$ – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

$\rho_{\text{возд}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря;

$t_{\text{уд}} = 24^\circ\text{С}$ - температура повітря, що видаляється. Для теплого періоду року і робіт «легка 1б» температура має бути від $(22 \dots 24)^\circ\text{С}$;

$t_{\text{пр}}$ – температура припливного повітря. Обчислюється за формулою:

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{уд}} - \Delta t_{\text{раб}} \quad (8.14)$$

$$t_{\text{пр}} = 24 - 5 = 19^\circ\text{С}$$

$$\sum Q = Q_{\text{людей}} + Q_{\text{компьютера}} + Q_{\text{освещ.}} + Q_{\text{оборуд.}} = 170 + 300 + 80 + 350 = 900 \text{ Вт} \quad (8.15)$$

$$Q_{\text{людей}} = q_{\text{л}} \cdot n = 170 \cdot 1 = 170 \text{ Вт} \quad (8.16)$$

$$Q_{\text{компьютера}} = q_{\text{к}} \cdot n = 300 \cdot 1 = 300 \text{ Вт} \quad (8.17)$$

$$Q_{\text{освещ.}} = 160 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{оборуд.}} = 350 \text{ Вт}$$

$$L = 0,9 / (1,005 \cdot 1,2 \cdot (24 - 19)) = 0,149 \text{ м}^3/\text{с} = 537 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Визначаємо настановну потужність електродвигуна для вентиляції по формулі:

$$N=k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot \eta_{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{прив}}), \quad (8.18)$$

де k – коефіцієнт запасу ($k= 1,05 \dots 1,5$);

H – аеродинамічний опір вентилятора, $H=300\text{Па}$;

$\eta_{\text{вент}}$ – ККД вентилятора;

$\eta_{\text{прив}}$ - ККД приводу, який при клиноременной передачі рівний 0,95;

$$N=1,2 \cdot 537 \cdot 300 \cdot 10^{-6} / (3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,95)=0,1 \text{ кВт}$$

Приймаємо для нормальної вентиляції нашого приміщення продуктивність системи вентиляції рівну $L=537 \text{ м}^3/\text{ч}$, осьовий вентилятор потужністю $N=0,1 \text{ кВт}$. Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямках, за кінцевий результат береться найбільше значення.

Висновок:

Завдяки охороні праці можливо забезпечити безпеку життєдіяльності людини, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Реалізація заходів, спрямованих на зниження рівня виробничого травматизму та професійної захворюваності, а також на покращення умов праці, сприяє підвищенню трудової активності працівників, зростанню продуктивності праці та зменшенню виробничих втрат. Створення безпечних і комфортних умов праці позитивно впливає на ефективність виробничих процесів та забезпечує підвищення економічних показників діяльності підприємства.

11. ВИСНОВКИ

У магістерській кваліфікаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання щодо удосконалення системи технологічного кондиціювання повітря для цеху переробки молока м. Южний з метою забезпечення нормативних параметрів мікроклімату, підвищення енергоефективності та надійності роботи системи.

У процесі виконання роботи було проведено аналіз технологічних процесів молокопереробного виробництва та встановлено основні вимоги до параметрів повітряного середовища у виробничих приміщеннях. Визначено, що підтримання необхідних значень температури, відносної вологості та чистоти повітря є важливою умовою забезпечення якості та безпечності молочної продукції.

На основі аналізу вихідних даних виконано розрахунок тепловологісних навантажень на систему кондиціювання повітря, визначено необхідні витрати припливного повітря та встановлено основні параметри повітрообміну для виробничих приміщень цеху.

У роботі обґрунтовано вибір сучасної системи кондиціювання повітря з використанням енергоефективного обладнання, що забезпечує стабільне підтримання заданих параметрів мікроклімату протягом року. Запропоновані технічні рішення дозволяють підвищити ефективність обробки повітря та покращити санітарно-гігієнічні умови праці персоналу.

Для зниження енергоспоживання системи передбачено застосування рекуперації теплоти витяжного повітря та автоматизованого регулювання режимів роботи обладнання залежно від фактичних навантажень. Це забезпечує раціональне використання енергетичних ресурсів та зменшення експлуатаційних витрат.

Проведена оцінка техніко-економічних показників підтвердила доцільність впровадження запропонованих заходів. Очікується зменшення витрат на експлуатацію системи кондиціювання, підвищення надійності її роботи та покращення умов зберігання і переробки молочної продукції.

Отримані результати можуть бути використані під час проектування, модернізації та експлуатації систем технологічного кондиціювання повітря на підприємствах молочної промисловості та інших харчових виробництвах, де висуваються підвищені вимоги до параметрів мікроклімату та якості повітряного середовища.

У кваліфікаційній роботі наведено характеристику підприємства молокопереробної галузі, діяльність якого пов'язана з виробництвом різних видів молочної продукції. Проведено аналіз природно-кліматичних умов району розташування підприємства в місті Тернопіль Тернопільської області, зокрема досліджено температурні показники зовнішнього повітря, необхідні для виконання теплотехнічних розрахунків.

У роботі розроблено технологічні схеми виробництва основних видів продукції, а саме: вершкового масла, пастеризованого молока, сметани та сухого знежиреного молока. На основі технологічних даних побудовано

графік зміни добового холодильного навантаження на систему підготовки льодяної води.

фікаційній дипломній роботі відображено загальні відомості про підприємство, що спеціалізується в напрямку виробництва молочних видів продукції. Охарактеризовано фізико-географічні особливості місця розташування підприємства – м. Тернопіль Тернопільської області: температурна характеристика. Розроблено схеми технологічної обробки молока. Виробництва вершкового масла, пастеризованого молока, сметани та сухого знежиреного молока. Складено графік добового навантаження на холодильну установку льодяної води. Проведено розрахунок камери заморозки вершкового масла та планування холодильника. Визначив розміри приміщень холодильника та їх схемне розташування. Відповідно до кожної камери розрахував та підібрав ізоляційні конструкції. Виконав розрахунок сумарних теплонадходжень до охолоджувальних приміщень, які складають:

Камера заморозки та зберігання вершкового масла: $Q_{№1} = 15,95$ кВт

Камера зберігання молока, сметани та СОМ: $Q_{№2} = 8,304$ кВт

Автомобільна платформа: $Q_{№3} = 4,768$ кВт

Визначив холодильне навантаження технологічного процесу, максимальне значення якого складає: $Q_{Л.В.} = 387,9$ кВт;

В даній роботі, я обрав саме децентралізовану одноступеневу систему охолодження. Охолодження камер та технологічних ліній обрано комбінованим: безпосереднє та з проміжним холодоносієм – льодяною водою. Холодильний агент використано фреон R404a, який найбільш ефективний для даних температурних режимів та розрахункової потужності. Теплообмінні апарати, які відводять теплоту конденсації обрано кожехотрубними. Виконав теплові розрахунки та підбір компресорів, конденсаторів.

Для камери заморозки та зберігання вершкового масла підібрав два напівгерметині поршневі КМ Bitzer 4JE-15Y, два конденсатори K813N з дійсним навантаженням: $Q_{к.д.(-27)} = 55,1$ кВт ; для системи охолодження льодяної води підібрав три напівгерметині поршневі КМ Bitzer 8FE-70Y, два чотирьох ходові конденсатори K2923T з дійсним навантаженням:

$Q_{к.д.(В.Л.)} = 506,2$ кВт; для камер з охолодженням 4°C два напівгерметині поршневі КМ Bitzer 4EES-4Y, один конденсатор з дійсним навантаженням: $Q_{к.д.(+4)} = 39,2$ кВт; Відповідно підібрав

повітроохолодники та плівкові випарники. Виконав розрахунок та підбір допоміжного обладнання холодильної установки. Підібрав два моноблочні насоси: Grundfos NB 50-160/150, для подачі льодяної води з об'ємною подачею $s = 74,22$ м³/год. Холодильна установка є Академічно ефективною. Відповідно до розділу Техніко-економічних показників, визначив вартість одиниці виробленого холоду, яка складає $C = 9988 \cdot 10^3 / 1307196 = 7,64$ грн.

10. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева, Н.В. Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестационарних умовах : монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціювання повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с
2. Теплохолодотехніка [Текст]: навч. посіб. / С. М. Василенко, В. І. Павелко, А. В. Форсюк та ін.; Нац. ун-т харч. технологій. – Київ: Ліра-К, 2019.– 258 с.
3. Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація [Текст] : монографія / В. Ю. Величко, С. О. Воїнова, В. Ф. Граняк та ін. ; за заг. ред. С. В. Котлика ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : Екологія, 2022. — 724 с. : табл., рис.
4. New information technologies, simulation and automation [Текст] = Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація : monograph / V. Velychko, S. Voinova, V. Granyak etc. ; editor-in-chief S. Kotlyk ; Odesa National University of Technology. — Odesa : Iowa State University Digital Press, 2022. — 724 p.
5. Krarti M. Energy Efficient Systems and Strategies for Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC) of Buildings [Tekst] / M. Krarti // Journal of Green Building. 2008. Vol. 3, no. 1. P. 44–55. DOI: 10.3992/jgb.3.1.44.
6. Peng R. Modern HVAC technology energy saving analysis [Tekst] / R. Peng // Symposium on Architecture Technology and Management, July 27. Beijing, 2015. P. 283–341.
7. Lu L. Global optimization for overall HVAC systems-Part I problem formulation and analysis [Tekst] / L.Lu, W.Cai, Y. Chai [et al.]. // Energy Conversion and Management. 2005. Vol. 46. P. 999–1024. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.06.012.
8. Rehrl J., Horn M. Temperature Control for HVAC Systems based on Exact Linearization and Model Predictive Control // Proc. of IEEE International

- Conference on Control Applications. 2011. P. 1119–1124. DOI: 10.1109/CCA.2011.6044437.
9. Huang W. Z., Zaheeruddin M., Cho S. H. Dynamic simulation of energy management control functions for HVAC systems in buildings [Tekst] // Energy Conversion and Management. 2006. Vol. 47, no. 7-8. P. 926–943. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.06.011.
 10. Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis [Tekst] // Energy. 2005. Vol. 30 (10). P. 1729–1745. DOI: 10.1016/j.energy.2004.10.004.
 11. Belic F., Hocenski Z., Sliskovic D. HVAC Control Methods — A review [Tekst] // 19th International Conference of System Theory, Control and Computing (ICSTCC). 2015. P. 679–686. DOI: 10.1109/ICSTCC.2015.7321372.
 12. Mazur V. Fuzzy thermoeconomic optimization of energy-transforming system Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. [Tekst] / V. Mazur //— In: Kakac S, editor. Applied Energy 84, –2007. PP. 749–762
 13. Mazur V. Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. In: Kakac S, editor. Low Temperature and Cryogenic Refrigeration. [Tekst] / V. Mazur // – Kluwer Academic Publishers; 2003. PP. 101–118
 14. Maneesh Dubey. Thermoeconomic optimization: deviation in procedures followed as a primitive approach to Rankine powered vapour compression refrigeration system using R-245C [Tekst] / Maneesh Dubey and S.P.S. Rajput // Journal of Environmental Research And Development Vol. 3 No. October-December 2008. PP 548-568
 15. Жихарева Н.В. Оптимізація енергозберігаючої системи кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В. Жихарева // 5-а Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». Збірник тез доповідей. – Одеса: ОДАХ, 2007. – с.56.

16. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5
17. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.
18. Тарасова В.А. Порівняльний аналіз термoeкономичної моделі парокompресійної холодильної установки / В.А.Тарасова, Д.Х. Харлампіді [Текст] // Вісник НТУ «ХП». 2015. № 16 – 2015. – № 16. – С. 97–16.
19. Morosuk T. Advanced exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). – 2011. – P. 47-56
20. Bell I.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V., Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Ind. Eng. Chem. Res. 2014; 53(6): 2498-2508.. .
21. Frangopoulos C.A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization [Tekst] / C.A. Frangopoulos // Energy. – 1987. – № 12(7). – P. 563–571. 13.
22. Wall G. Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System [Tekst] / G. Wall // Energy Journal. – 1986. – Vol. 11, № 11(10). – P. 957–967.
23. Kim Y.J. Thermodynamic Performance Analysis of Multi-Airconditioning Systems / Y.J. Kim, I.S. Park, B. Youn, S.H. Kil, B.H. Song, H.H. Kim // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. 2004. Vol. 10 (2). P. 220–233.
24. Вичужанін В.В. Підтримка комфортних параметрів кондиціонованого повітря в приміщеннях судна [Текст] / В.В. Вичужанін // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ. – 2004. – Вип. 13. – С. 208-213.

25. Zhykharieva N. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems. [Tekst] / N.Zhykharieva, M.Khmelniuk // (2017) Refrigeration Science and Technology, 2017-September, pp. 258-264. ISSN: 01511637, ISBN: 9782362150241
26. Жихарєва Н.В. Математична модель процесів зберігання плодоовочевої продукції. [Текст] / Н.В.Жихарєва // Харчова наука і технологія – 2013. – № 4 (25) – С.107-111
27. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В.Жихарєва // Холодильна техніка і технологія. – 2014. – № 2 (148) – С. 11–15
28. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В.Жихарєва, Хмельнюк М.Г. // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
29. Zhykharieva N Modeling of energy effivient air condition [Tekst] / Zhykharieva N. //The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.
30. Zhykharieva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchange. [Tekst] / Zhykharieva N. // Norwegian Journal of development of the International Science – 2017 (VOL2). – № 5– P.94–99
31. М.І. Машкін Технологія виробництва молока і молочних продуктів / М.І.Машкін., Н.М.Париш. // Навчальне видання. К.: Вища освіта, 2006. 351 с.