

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Розробка системи кондиціонування повітря для камер
зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу в м. Одеса з рекуперацією
теплоти

Здобувача

Чабаненко В.В.

3 курсу

ЕН-141 групи

Керівник

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

28.05.2026 р.

протокол №

10

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Чабаненко Володимир Володимирович

1. Тема роботи Розробка системи кондиціонування повітря для камер зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу в м. Одеса з рекуперацією теплоти

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Холодильник розташований у м. Одеса. Будівля холодильника одноповерхова

Висота камер 6 м, з сіткою колон 6х12 м. У 3-х камерах з температурним режимом $t_k=3^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості повітря камери $\varphi_k=95\%$ передбачається зберігання дріжджів. В якості холодильного агента було прийнято пропан R290.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Теоретична частина, 2. Техніко-економічне обґрунтування проекту; 3. Визначення тепло-, та вологоприпливів до холодильних камер;

4. Розрахунок системи повітрярозподілу камер; 5. Тепловий розрахунок холодильної системи; 6. Розрахунок повітряного конденсатора; 7. Тепловий розрахунок і добір випарників; 8 Розрахунок та вибір допоміжного устаткування; 9. Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру; 10. Охорона праці
Висновки, Перелік використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник _____ Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Чабаненко В.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-21.03.2026	виконано
3	Теоретична частина	21.04-22.04.2026	виконано
4	Техніко-економічне обґрунтування проекту	24.04-30.04.2026	виконано
5	Визначення тепло-, та вологоприпливів	01.05-05.05.2026	виконано
6	Розрахунок системи повітрярозподілу камер	05.05-10.05.2026	виконано
7	Тепловий розрахунок холодильної системи	12.05-15.05.2026	виконано
8	Розрахунок повітряного конденсатора	16.05-17.05.2026	виконано
9	Тепловий розрахунок і добір випарників	20.05-23.05.2026	виконано
10	Розрахунок та вибір допоміжного устаткування	20.05-23.05.2026	виконано
11	Розрахунок гідромодуля	23.05-25.05.2026	виконано
12	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
13	Висновки	23.05-23.05.2026	виконано
14	Перелік використаної літератури	20.05-25.05.2026	виконано
15	Підготовка презентації в PowerPoint	23.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник _____ Чабаненко В.В.

Керівник роботи _____ Трандафілов В.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 Чабаненко Володимир Володимирович _____

З М І С Т

	Стор.
Реферат	4
Вступ	6
1 Теоретична частина	9
2 Техніко-економічне обґрунтування проекту	30
3 Визначення тепло-, та вологоприпливів до холодильних камер	40
4 Розрахунок системи повітрярозподілу камер	51
5 Тепловий розрахунок холодильної системи	59
6 Розрахунок повітряного конденсатора	65
7 Тепловий розрахунок і добір випарників	72
8 Розрахунок та вибір допоміжного устаткування	74
9 Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру	78
10 Охорона праці	81
Висновки.....	91
Перелік використаних джерел	93

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6			
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Чабаненко В.В.			Розробка системи кондиціювання повітря для камер зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу в м. Одеса з рекуперацією теплоти	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Трандафілов В.В.					5	95
Реценз.						ОНТУ гр. ЕН-141		
Н. Контр.		Трандафілов В.В.						

РЕФЕРАТ

У кваліфікаційній роботі розроблено систему кондиціювання повітря для камер дріжджів продуктивністю 15 т/добу для умов міста Одеса. Проведено аналіз технологічних вимог до зберігання дріжджів та обґрунтовано вибір сучасної чилерної системи з інверторним регулюванням продуктивності та рекуперацією теплоти. Як холодоагент використано природний холодоагент R290 (пропан), що характеризується високою енергоефективністю та мінімальним впливом на навколишнє середовище.

Для забезпечення технологічних потреб зберігання дріжджів підібрано чилер Euroklimat ЕКО.Е 1402 S, а для системи кондиціювання виробничих і допоміжних приміщень – чилер Euroklimat ЕКО.Е 1202 S. Виконано підбір основного та допоміжного обладнання гідромодуля, визначено необхідний об'єм буферного бака, що забезпечує стабільну та надійну роботу системи в умовах змінних теплових навантажень.

Запропоновані технічні рішення дозволяють забезпечити підтримання необхідних параметрів мікроклімату, знизити споживання електроенергії, підвищити ресурс обладнання та скоротити експлуатаційні витрати. Розроблена система відповідає сучасним вимогам енергоефективності, екологічної безпеки та технологічної надійності і може бути рекомендована до впровадження на підприємствах харчової промисловості.

Ключові слова: камера зберігання дріжджів, чилерна система, R290.

ABSTRACT

In this qualification thesis, a storage chambers for yeast with a capacity of 15 t/day under the conditions of the city of Odesa was designed. An analysis of the technological requirements for yeast storage was carried out, and the selection of a modern chiller system with inverter capacity control and heat recovery was substantiated. The natural refrigerant R290 (propane), characterized by high energy efficiency and minimal environmental impact, was chosen as the working fluid.

To meet the technological requirements of yeast storage, the Euroklimat ЕКО.Е 1402 S chiller was selected, while the Euroklimat ЕКО.Е 1202 S chiller was chosen for the air-conditioning system of production and auxiliary premises. The main and auxiliary equipment of the hydronic module was selected, and the required buffer tank volume was determined to ensure stable and reliable operation of the system under variable thermal loads.

The proposed technical solutions provide the required indoor microclimate conditions, reduce electricity consumption, extend equipment service life, and decrease operating costs. The developed system meets modern requirements for energy efficiency, environmental safety, and technological reliability and can be recommended for implementation at food industry enterprises.

Keywords: yeast storage chamber, chiller system, R290.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасні підприємства харчової промисловості потребують ефективних і надійних систем холодопостачання (ASHRAE, 2022; Dincer, 2003; Бараненко, 2015), вентиляції та кондиціювання повітря, оскільки якість готової продукції значною мірою залежить від стабільності температурно-вологісного режиму під час зберігання. Особливо це стосується продуктів біологічного походження, до яких належать хлібопекарські дріжджі. Дріжджі є живою мікробіологічною культурою (Tassou et al., 2011), тому їхні технологічні властивості безпосередньо залежать від умов навколишнього середовища. Порушення температурного режиму може призвести до зниження бродильної активності, погіршення якості продукції, скорочення терміну зберігання та збільшення виробничих втрат.

Камери зберігання дріжджів повинні забезпечувати стабільну знижену температуру, контроль вологості повітря, достатній повітрообмін та рівномірний розподіл повітряного потоку в усьому об'ємі приміщення. При цьому система кондиціювання має працювати без різких коливань параметрів мікроклімату, оскільки навіть короткочасне підвищення температури може негативно впливати на якість дріжджової маси. Для камери зберігання продуктивністю 15 т на добу такі вимоги набувають особливого значення, та потребує ретельного підбору холодильного обладнання (Бараненко, 2015) адже збільшення обсягу продукції підвищує теплове навантаження на систему та потребує ретельного підбору холодильного обладнання.

Кліматичні умови міста Одеса також впливають на вибір технічного рішення (ASHRAE, 2022). Для регіону характерні високі літні температури, значна сонячна радіація та підвищена вологість повітря. У теплий період року це збільшує навантаження на холодильну машину, конденсатори, повітроохолоджувачі та систему вентиляції. Тому при проєктуванні системи кондиціювання повітря необхідно враховувати не лише внутрішні тепловиділення від продукції, тари, обладнання та персоналу, а й зовнішні кліматичні фактори.

Одним із важливих напрямів підвищення енергоефективності холодильних установок є використання рекуперації теплоти (Wang, 2001; Dincer, 2003;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Бараненко, 2015). У традиційних холодильних машинах теплота, що відводиться від конденсатора, зазвичай викидається в навколишнє середовище. Проте цю теплоту можна частково використовувати для підігріву води, опалення допоміжних приміщень, санітарно-технічних потреб або інших технологічних процесів підприємства. Такий підхід дозволяє зменшити загальне енергоспоживання, підвищити коефіцієнт використання енергії та скоротити експлуатаційні витрати.

У минулому для холодильного забезпечення харчових підприємств широко застосовувалися централізовані аміачні установки, фреонові компресорні системи та прості холодильні агрегати без розвиненої автоматики. Такі рішення мали свої переваги, зокрема високу холодопродуктивність, простоту конструкції або відносно низьку вартість. Проте сучасні вимоги до енергоефективності, екологічної безпеки, автоматизації та стабільності мікроклімату зумовлюють необхідність використання більш досконалих систем. До них належать чилерні установки, інверторні компресорні агрегати (Bolaji & Huan, 2013), системи з природними холодоагентами, а також холодильні машини з утилізацією теплоти конденсації.

Актуальність даної роботи полягає у необхідності розробки такої системи кондиціювання повітря для камери зберігання дріжджів, яка б одночасно забезпечувала стабільні умови зберігання продукції, енергоефективну роботу холодильного обладнання та можливість корисного використання відведеної теплоти. Це особливо важливо для підприємств середньої продуктивності, де витрати на холодопостачання становлять значну частину загальних енергетичних витрат.

Метою роботи є аналіз традиційних і сучасних рішень у сфері холодильних машин та систем кондиціювання повітря, оцінка їхніх переваг і недоліків, а також визначення найбільш доцільного технічного підходу для камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т на добу в умовах міста Одеса з використанням рекуперації теплоти.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для досягнення цієї мети необхідно розглянути особливості зберігання дріжджів, вимоги до температурно-вологісного режиму, порівняти різні типи холодильних установок, оцінити можливості застосування сучасних холодоагентів і способів рекуперації теплоти, а також обґрунтувати вибір енергоефективного рішення для заданих умов експлуатації.

Холодильна установка розраховується на режим роботи при максимальних зовнішніх і внутрішніх теплоприпливах.

Проект системи кондиціювання повітря для камер зберігання дріжджів.
Продуктивність дріжджового заводу - 15 т дріжджів на добу, в місті Одеса.

Зовнішнє середовище даного міста, має слідуєчі параметри:

1. Температура:
 - літня 32°C
 - зимова -18°C
 - середньорічна 9,9°C.
2. Відносна вологість:
 - літня 55 %
 - зимова 81 %.

Умови зберігання дріжджів:

1. Температура – 0 +4°C
2. Вологість – 82-96 %
3. Швидкість руху повітря – 0,8-1,2 м/с.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Особливості зберігання дріжджів

Хлібопекарські дріжджі є живим мікробіологічним продуктом, властивості якого значною мірою залежать від умов навколишнього середовища під час транспортування та зберігання. Основною вимогою до камер холодильного зберігання продукції є забезпечення стабільного температурно-вологісного режиму (Чумак, 2006), що також характерно для зберігання дріжджів. Відповідний температурно-вологісний режим холодильного зберігання дріжджів дозволяє зберегти високу бродильну активність продукту, запобігти передчасному старінню клітин та мінімізувати втрати маси внаслідок висихання. На відміну від багатьох інших харчових продуктів, дріжджі залишаються біологічно активними навіть під час зберігання (Tassou et al., 2011), тому процеси тепло- та вологообміну в камері мають особливе значення.

Під час зберігання дріжджова маса продовжує виділяти певну кількість теплоти внаслідок залишкових біохімічних процесів. Хоча інтенсивність тепловиділення є відносно невеликою, у великих об'ємах продукції, характерних для камер продуктивністю 15 т на добу, сумарне теплове навантаження стає суттєвим фактором для системи кондиціонування повітря. Додатковими джерелами теплопритоків є зовнішні огорожувальні конструкції, освітлення, електродвигуни вентиляторів, персонал та відкривання дверей камери. Усі ці фактори повинні враховуватись при виборі холодопродуктивності холодильного обладнання.

Важливу роль відіграє також вологообмін між повітрям і поверхнею дріжджової маси. При недостатній відносній вологості повітря відбувається висихання поверхні продукту, що призводить до втрати маси та погіршення технологічних характеристик дріжджів. Надмірно низька вологість може спричиняти утворення сухої кірки на поверхні упаковки або самого продукту. Водночас занадто висока вологість повітря створює сприятливі умови для утворення конденсату на стінах, стелі та поверхні тари, що може негативно

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

впливати на санітарний стан приміщення та сприяти розвитку небажаної мікрофлори. Саме тому для камер зберігання дріжджів рекомендується підтримувати відносну вологість у межах 75–90 % (Wang, 2001).

Температурний режим є одним із найважливіших параметрів зберігання. Оптимальна температура для більшості хлібопекарських дріжджів становить від +2 до +6 °C (ASHRAE, 2022). За таких умов значно сповільнюються біологічні процеси всередині дріжджових клітин, що дозволяє зберегти їхню активність протягом тривалого часу. Підвищення температури навіть на кілька градусів може активізувати процеси бродіння та прискорити виснаження поживних речовин у клітинах дріжджів. У результаті зменшується газоутворювальна здатність продукту та скорочується термін його придатності.

Особливо важливо забезпечити мінімальні коливання температури всередині камери. Допустимі відхилення зазвичай не повинні перевищувати ± 1 °C (Stoecker, 1998). Часті температурні коливання призводять до циклічного нагрівання та охолодження продукту, що негативно впливає на структуру клітин та стабільність технологічних характеристик дріжджів. Саме тому система кондиціонування повітря повинна забезпечувати плавне регулювання холодопродуктивності та рівномірний розподіл охолодженого повітря в усьому об'ємі приміщення.

Під час зберігання дріжджі також виділяють вуглекислий газ (CO_2), який утворюється внаслідок залишкових процесів життєдіяльності клітин. Накопичення CO_2 у закритому приміщенні може негативно впливати як на сам продукт, так і на умови праці персоналу. Підвищена концентрація вуглекислого газу сприяє погіршенню мікроклімату в камері та може ускладнювати підтримання стабільних параметрів повітряного середовища. З цієї причини камери зберігання дріжджів повинні оснащуватись системою вентиляції (Trott & Welch, 2000; ДСТУ EN 378:2017) або організованого повітрообміну.

Необхідний об'єм повітрообміну залежить від способу пакування продукції, типу тари, щільності складування та інтенсивності тепловиділень. Вентиляція повинна забезпечувати видалення надлишкової вологи, вуглекислого газу та

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сторонніх запахів, а також підтримувати рівномірний розподіл температури по всьому об'єму камери. При цьому швидкість руху повітря не повинна бути надто високою, оскільки інтенсивні повітряні потоки можуть призводити до додаткового висихання поверхні продукту.

Для забезпечення стабільних умов зберігання сучасні камери обладнуються автоматизованими системами контролю температури та вологості. Використання датчиків температури, вологості та концентрації CO₂ дозволяє підтримувати необхідні параметри мікроклімату в автоматичному режимі та підвищує енергоефективність роботи холодильного обладнання. Особливо важливим це є для підприємств середньої та великої продуктивності, де навіть незначні відхилення параметрів можуть призводити до суттєвих економічних втрат.

Основні параметри зберігання дріжджів наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Рекомендовані параметри зберігання дріжджів

Параметр	Значення
Температура повітря	+2...+6 °C
Відносна вологість	75–90 %
Допустимі коливання температури	не більше ± 1 °C
Повітрообмін	залежить від типу тари та способу зберігання
Концентрація CO ₂	повинна контролюватися вентиляцією

Таким чином, система кондиціонування повітря для камери зберігання дріжджів повинна не лише забезпечувати необхідну холодопродуктивність, а й підтримувати стабільні параметри мікроклімату, регулювати вологість повітря, компенсувати теплопритоки та забезпечувати ефективний повітрообмін. Це створює підвищені вимоги до холодильних машин, систем автоматики та вентиляційного обладнання, що зумовлює необхідність застосування сучасних енергоефективних рішень.

1.2. Сучасні холодильні машини та системи кондиціонування

Сучасний розвиток холодильних машин і систем кондиціонування повітря характеризується переходом від простих компресорних установок до високоефективних автоматизованих систем із точним регулюванням параметрів мікроклімату, енергоощадними технологіями та можливістю рекуперації теплоти. Основними напрямками розвитку сучасних холодильних систем є:

- підвищення енергоефективності;
- зменшення впливу на навколишнє середовище;
- автоматизація керування;
- використання інверторних технологій;
- застосування екологічно безпечних холодоагентів;
- інтеграція систем вентиляції, кондиціонування та холодопостачання.

Для камер зберігання дріжджів сучасні системи мають особливе значення, оскільки дозволяють забезпечити стабільний температурно-вологісний режим, мінімізувати коливання температури та зменшити енергетичні витрати підприємства. На відміну від традиційних холодильних установок, сучасні системи можуть автоматично адаптувати свою продуктивність до змін теплового навантаження, що особливо важливо при змінних умовах експлуатації та кліматичних особливостях міста Одеса.

1.2.1 Системи типу «чилер–фанкойл»

Системи типу «чилер–фанкойл» є одним із найбільш поширених сучасних рішень (Wang, 2001; Dincer, 2003) у сфері холодопостачання та кондиціонування повітря промислових і комерційних об'єктів. Такі системи широко використовуються у харчовій промисловості завдяки своїй універсальності, високій енергоефективності та можливості централізованого керування мікрокліматом. Для камер зберігання дріжджів система «чилер–фанкойл» є одним із найбільш перспективних варіантів, оскільки дозволяє забезпечити стабільний температурний режим, контроль вологості та можливість рекуперації теплоти.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основним елементом системи є чилер — холодильна машина, яка охолоджує проміжний теплоносій, зазвичай воду або водно-гліколевий розчин. Охолоджений теплоносій циркулює по трубопроводах до фанкойлів або повітроохолоджувачів, де здійснюється охолодження повітря в приміщенні. Після передачі холоду теплоносій повертається до чилера для повторного охолодження.

До складу типової системи входять:

- чилер;
- насосна станція;
- трубопроводи;
- фанкойли або повітроохолоджувачі;
- система автоматики;
- регулююча арматура;
- теплообмінники;
- система рекуперації теплоти (за необхідності).

Однією з головних переваг системи «чилер–фанкойл» є її висока гнучкість (ASHRAE, 2022). Один чилер може одночасно забезпечувати охолодження декількох приміщень або технологічних зон із різними параметрами мікроклімату. Для підприємства з виробництва та зберігання дріжджів це дозволяє об'єднати в єдину систему:

- камери зберігання;
- технологічні приміщення;
- лабораторії;
- адміністративні зони;
- вентиляційні установки.

Завдяки цьому значно спрощується централізоване керування системою та оптимізується енергоспоживання.

Ще однією важливою перевагою є централізоване охолодження. На відміну від локальних холодильних агрегатів, чилер встановлюється в окремому технічному

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приміщенні або на відкритому майданчику, тоді як у самих камерах циркулює лише охолоджений теплоносіє. Це підвищує безпечність системи, зменшує рівень шуму в приміщеннях та спрощує технічне обслуговування.

Для камер зберігання дріжджів така схема є особливо вигідною, оскільки:

- забезпечує рівномірне охолодження;
- дозволяє плавно регулювати температуру;
- зменшує ризик локального переохолодження;
- спрощує підтримання стабільної вологості;
- дозволяє точно підтримувати температуру $+2...+6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Сучасні чилери переважно оснащуються інверторними компресорами та автоматичними системами керування. Це дозволяє плавно змінювати холодопродуктивність залежно від поточного теплового навантаження. Для камер зберігання дріжджів це має велике значення, оскільки продукт є чутливим до температурних коливань, а стабільність мікроклімату безпосередньо впливає на його якість.

Важливою перевагою чилерних систем є можливість рекуперації теплоти (Dincer, 2003). Під час роботи холодильна машина відводить значну кількість теплоти через конденсатор. У сучасних системах ця теплота може повторно використовуватись для:

- підігріву води;
- санітарно-технічних потреб;
- миття обладнання;
- опалення допоміжних приміщень;
- технологічних процесів.

Для підприємства з виробництва дріжджів це є суттєвою перевагою, оскільки дозволяє скоротити загальне енергоспоживання та підвищити енергоефективність виробництва. У кліматичних умовах міста Одеса теплота конденсації може

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективно використовуватись у міжсезонний та зимовий періоди для допоміжного опалення або гарячого водопостачання.

Ще однією перевагою систем «чилер–фанкойл» є їхня висока адаптивність до модернізації. За потреби система може бути розширена шляхом:

- додавання нових фанкойлів;
- збільшення потужності насосів;
- інтеграції з вентиляційними системами;
- підключення систем диспетчеризації;
- використання автоматичного моніторингу енергоспоживання.

Попри значні переваги, система «чилер–фанкойл» має і певні недоліки. Одним із них є втрати енергії через використання проміжного теплоносія. У порівнянні з системами прямого кипіння частина холоду втрачається під час передачі теплоти від холодоагенту до води або гліколю, а потім від теплоносія до повітря приміщення. Це дещо знижує загальний коефіцієнт енергоефективності системи.

Ще одним недоліком є необхідність використання насосного обладнання. Для циркуляції теплоносія потрібні:

- циркуляційні насоси;
- балансувальна арматура;
- розширювальні баки;
- системи контролю тиску.

Насоси споживають додаткову електроенергію та ускладнюють конструкцію системи. Крім того, неправильне балансування трубопроводів може призводити до нерівномірного розподілу холоду між окремими споживачами.

Також система потребує якісної теплоізоляції трубопроводів. При недостатній ізоляції можуть виникати:

- теплові втрати;
- утворення конденсату;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- підвищення навантаження на холодильну машину.

Однак, незважаючи на зазначені недоліки, системи «чилер–фанкойл» залишаються одним із найбільш ефективних та універсальних рішень для харчової промисловості. Їхня головна перевага полягає у поєднанні:

- централізованого охолодження;
- високої автоматизації;
- стабільного температурного режиму;
- можливості рекуперації теплоти;
- гнучкого регулювання параметрів мікроклімату.

Для камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу система «чилер–фанкойл» є дуже перспективним технічним рішенням. Вона дозволяє забезпечити стабільні умови зберігання продукції, адаптувати роботу системи до змін теплового навантаження та реалізувати сучасні енергоефективні технології. Особливо доцільним є використання чилера з інверторним компресором (Wang et al., 2010) та системою рекуперації теплоти, що дозволить одночасно зменшити енергоспоживання та підвищити загальну ефективність підприємства.

Порівняльний аналіз рішень

Для вибору оптимальної системи кондиціювання повітря для камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу необхідно порівняти традиційні та сучасні холодильні рішення за технічними, енергетичними, екологічними та експлуатаційними критеріями.

Таблиця 1.2. Основні критерії оцінки

Критерій	Значення для проєкту
Енергоефективність	Впливає на витрати електроенергії
Стабільність температури	Важлива для збереження активності дріжджів
Екологічність	Пов'язана з вибором холодоагенту
Безпечність	Особливо важлива для харчового виробництва

Можливість рекуперації	Дає змогу використовувати теплоту конденсації
Вартість монтажу	Впливає на економічну доцільність
Складність експлуатації	Визначає вимоги до персоналу

1.3. Аналіз систем

Аналіз було виконано за 10-бальною шкалою, де 10 означає найкращий показник.

Таблиця. 1.3 Результати аналізу

Система	Енергоефективність	Екологічність	Безпек а	Рекуперація	Доцільність для камери дріжджів
Аміачна система	9	8	5	8	6
R22/R12	4	1	6	3	2
VRF/VRV	7	6	8	5	5
Чилер–фанкойл	8	7	8	9	9
CO ₂ / R744	9	10	7	9	8
Інвертор на система	9	8	8	8	9

Оцінювання виконано за 10-бальною шкалою, де 10 означає найкращий показник.

Аналіз аміачних систем. Аміачні холодильні установки мають дуже високі енергетичні показники. Аміак має добрі теплофізичні властивості, високий коефіцієнт теплопередачі та низьку вартість. Саме тому такі системи десятиліттями використовувалися на великих харчових підприємствах.

Для великих заводів аміачні установки є сильним рішенням, оскільки вони забезпечують високу холодопродуктивність і можуть працювати у безперервному режимі. Також вони добре підходять для централізованого холодопостачання.

Однак для камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу така система може бути надлишковою. Основна проблема — токсичність аміаку, складність

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

експлуатації, необхідність окремого машинного відділення, газоаналізаторів, аварійної вентиляції та навченого персоналу.

Аміачна система технічно ефективна, але для окремої камери дріжджів середньої продуктивності не завжди економічно й експлуатаційно виправдана.

Аналіз VRF/VRV-систем. VRF/VRV-системи мають високий рівень автоматизації, інверторне керування та можливість зонального регулювання. Вони добре підходять для офісних, адміністративних і побутових приміщень підприємства.

Їх перевагою є гнучкість і можливість підтримувати різну температуру в різних зонах. Але ці системи переважно призначені для комфортного кондиціювання, а не для технологічного холодопостачання харчових камер.

Для камери зберігання дріжджів VRF/VRV має обмеження: складний сервіс, залежність від електроніки та не найкраща ефективність у режимах, близьких до холодильного зберігання.

VRF/VRV доцільно використовувати для адміністративних і допоміжних приміщень, але не як основну систему охолодження камери дріжджів.

Аналіз системи «чилер–фанкойл». Система «чилер–фанкойл» є одним із найкращих рішень для даного проєкту. Вона дозволяє централізовано виробляти холод і подавати його до камери через проміжний теплоносій — воду або водно-гліколевий розчин.

Основна перевага такої системи — гнучкість. Один чилер може обслуговувати камеру дріжджів, вентиляційну установку, допоміжні приміщення або інші технологічні зони. Також чилер легко поєднати з системою рекуперації теплоти.

Для камери дріжджів важливо, що чилерна система дозволяє точно підтримувати температуру, уникати різких коливань і забезпечувати стабільний мікроклімат. Якщо застосувати інверторний компресор, система буде плавно змінювати холодопродуктивність залежно від навантаження.

Недоліком є наявність проміжного теплоносія, через який виникають додаткові втрати. Також потрібні насоси, балансувальна арматура та якісна теплоізоляція трубопроводів.

Для камери зберігання дріжджів 15 т/добу система «чилер–фанкойл» з інверторним компресором і рекуперацією теплоти є одним із найбільш збалансованих рішень.

Аналіз інверторних компресорів. Інверторні компресори є не окремою системою, а важливим елементом сучасних холодильних машин. Їх головна перевага — плавне регулювання продуктивності.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для камери дріжджів це особливо важливо, оскільки продукт потребує стабільної температури без різких коливань. Інверторний компресор не працює постійно у режимі «увімкнено/вимкнено», а адаптується до реального теплового навантаження.

Це дає такі переваги:

- зменшення енергоспоживання;
- стабільна температура;
- менший знос компресора;
- нижчі пускові струми;
- краща робота при частковому навантаженні.

Недоліками є вища вартість і чутливість до якості електромережі. Тому бажано передбачити стабілізацію напруги або захист електроніки.

Інверторний компресор доцільно застосувати у складі чилерної системи для камери дріжджів.

Таблиця 1.4. Порівняння результатів

Рішення	Загальна оцінка	Експертний висновок
Аміачна система	7/10	Ефективна, але складна та надлишкова для 15 т/добу
VRF/VRV	6/10	Добра для офісів, але не для основної холодильної камери
Чилер–фанкойл	9/10	Найбільш збалансоване рішення
Інверторна система	9/10	Дуже бажана як частина чилера

Найбільш доцільне рішення для теми диплома: чилерна система з інверторним компресором, водно-гліколевим контуром, повітроохолоджувачем у камері та рекуперацією теплоти конденсації.

Енергоефективність. Показує, які системи мають найкращий COP та найменше споживання електроенергії.

Очікуваний результат:

- найкращі показники мають аміачні, CO₂ та інверторні системи;
- чилер–фанкойл має високий, але трохи нижчий показник через проміжний теплоносій;
- R22/R12 мають низьку оцінку.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

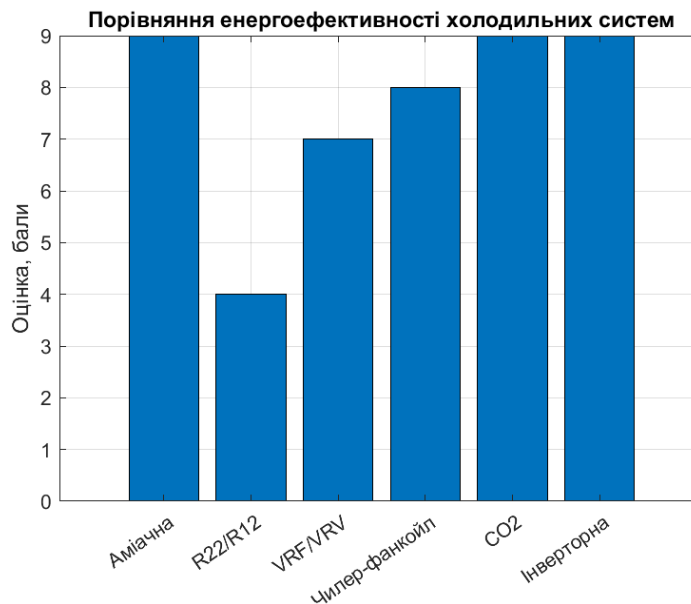


Рис. 1.1 Порівняльний аналіз енергоефективності холодильних систем.

Джерело: розроблено автором на основі даних ASHRAE (2022), Stoecker (1998), Wang et al. (2010), Pearson (2005).

Екологічність. Показує вплив холодоагенту на довкілля.

Очікуваний результат:

- CO₂ має найвищу оцінку;
- аміак також є екологічно прийнятним, але токсичним;
- R22/R12 мають найгірший показник.

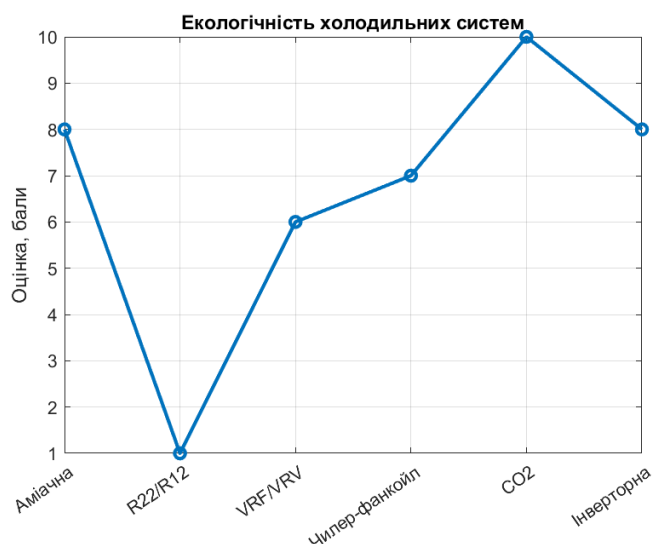


Рис. 1.2 Вплив холодильних систем на навколишнє середовище

Джерело: розроблено автором на основі даних Bolaji & Huan (2013), European Commission (2020), Pearson (2005), Lorentzen (1994).

Капітальні витрати. Показує, які системи дорожчі при монтажі.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Очікуваний результат:

- CO₂ та аміачні системи мають вищі капітальні витрати;
- R22/R12 дешевші, але застарілі;
- чилер–фанкойл має середню вартість при високій функціональності.

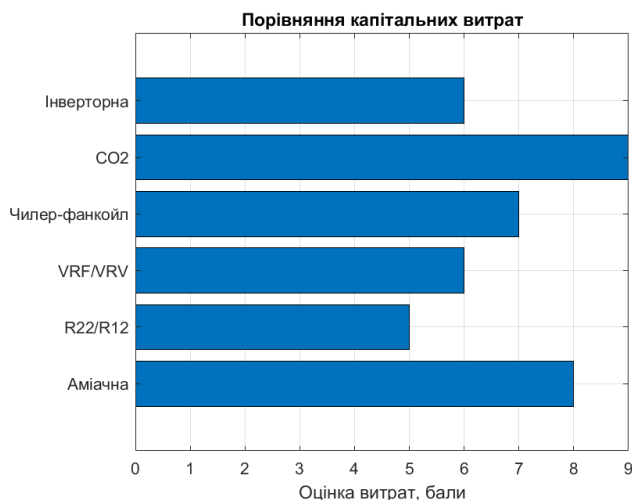


Рис.1.3 Порівняльний аналіз капітальних витрат

Джерело: розроблено автором на основі даних Stoecker (1998), Wang (2001), Hansen (2012), ASHRAE (2022).

Придатність. Показує комплексну оцінку систем за кількома параметрами.

Найкращий баланс має система: **чилер–фанкойл + інверторний компресор + рекуперація теплоти.**

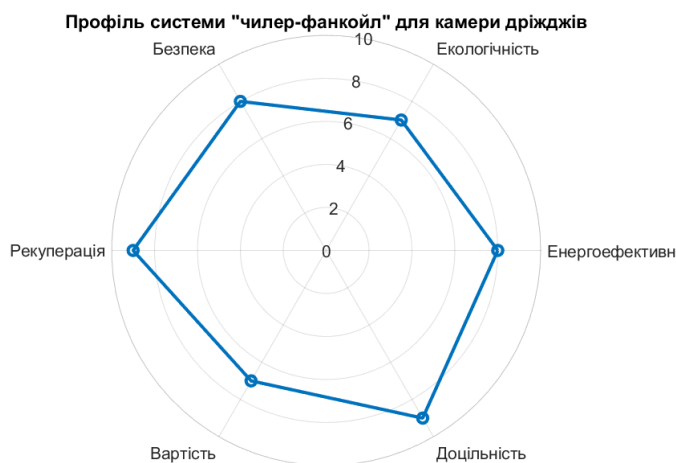


Рис.1.4 Придатність системи **чилер–фанкойл** для зберігання дріжджів

Джерело: розроблено автором на основі даних Dincer (2003), Wang (2001), ASHRAE (2022), Wang et al. (2010).

Побудовані графіки демонструють, що жодна з розглянутих систем не є абсолютно універсальною. Аміачні установки мають високу енергоефективність,

але поступаються за безпечністю та складністю експлуатації. Фреонові системи старого покоління мають найнижчі екологічні показники та не відповідають сучасним вимогам. VRF/VRV-системи мають високий рівень автоматизації, але їх доцільність для харчових холодильних камер є обмеженою.

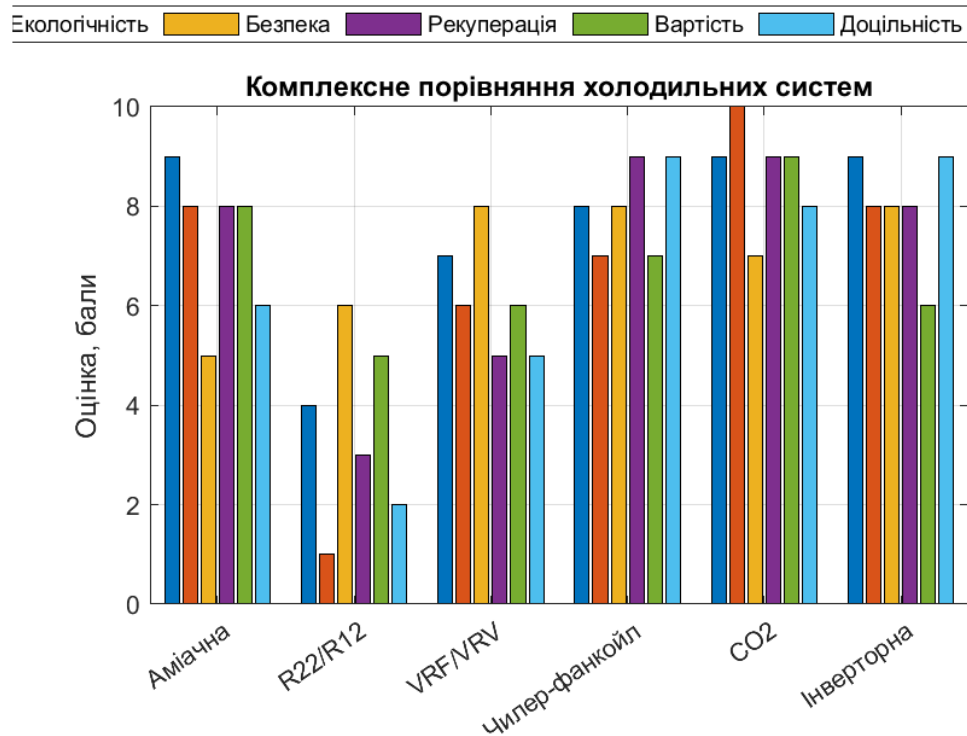


Рис.1.5 Комплексне порівняння систем

Джерело: розроблено автором на основі даних ASHRAE (2022), Pearson (2005), Dincer (2003), Wang et al. (2010), Bolaji & Huan (2013).

Найкраще співвідношення технічних, економічних та експлуатаційних показників має система «чилер–фанкойл» з інверторним компресором і рекуперацією теплоти. Вона забезпечує стабільне охолодження, можливість централізованого керування, повторне використання теплоти конденсації та достатню гнучкість для умов підприємства продуктивністю 15 т/добу.

Це рішення є найбільш обґрунтованим, та відповідає напряму тематики: **розробка системи кондиціонування повітря для камери зберігання дріжджів у місті Одеса з рекуперацією теплоти.**

Результати дослідження.

У результаті проведеного технічного та порівняльного аналізу були досліджені основні типи холодильних систем, які можуть бути використані для кондиціонування повітря камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу. Оцінювання виконувалось за такими критеріями:

- енергоефективність;
- екологічність;
- безпечність;
- можливість рекуперації теплоти;
- капітальні витрати;
- придатність для харчового виробництва.

Результати експертного оцінювання показали, що найвищі показники енергоефективності мають:

- аміачні системи;
- CO₂-системи;
- системи з інверторними компресорами.

Згідно з побудованими гістограмами енергоефективності, ці рішення отримали оцінку 9 балів із 10 можливих. Це пояснюється високим коефіцієнтом теплопередачі, ефективною роботою компресорів та можливістю плавного регулювання холодопродуктивності.

Найнижчу оцінку отримали системи R22/R12. Їхня енергоефективність є недостатньою порівняно із сучасними холодильними установками. Крім того, вони характеризуються підвищеним споживанням електроенергії та відсутністю сучасних технологій регулювання продуктивності.

Аналіз графіка екологічності показав, що найбільш екологічно безпечним рішенням є система на CO₂ (R744), яка отримала максимальну оцінку — 10 балів. Це пов'язано з:

- відсутністю руйнування озонового шару;
- мінімальним потенціалом глобального потепління;
- відповідністю сучасним міжнародним екологічним стандартам.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Комплексне порівняння холодильних систем підтвердило, що жодна система не є ідеальною за всіма параметрами. Проте система «чилер–фанкойл» з інверторним компресором демонструє найкращий баланс між:

- енергоспоживанням;
- вартістю;
- функціональністю;
- безпечністю;
- можливістю інтеграції рекуперації теплоти.

Таким чином, результати аналізу підтверджують, що найбільш раціональним рішенням для даного проєкту є:

- чилерна система;
- інверторний компресор;
- водно-гліколевий контур;
- повітроохолоджувач у камері;
- система рекуперації теплоти конденсації.

Обговорення результатів

Отримані результати свідчать про те, що вибір холодильного обладнання для камери зберігання дріжджів повинен базуватись не лише на максимальній холодопродуктивності, а й на комплексному аналізі:

- енергетичних показників;
- умов експлуатації;
- безпеки;
- екологічності;
- економічної доцільності.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6</i>	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

VRF/VRV-системи показали хороші результати у сфері автоматизації та зонального регулювання. Однак вони переважно орієнтовані на комфортне кондиціювання, а не на технологічне охолодження харчових камер. Для підтримання стабільної температури $+2...+6\text{ }^{\circ}\text{C}$ у камері дріжджів їх можливості є обмеженими.

Системи на CO_2 є одним із найбільш перспективних напрямів розвитку (Pavel, 2025; Heat Recovery and Heat Pump Applications Using CO_2 as Refrigerant, 2024) сучасної холодильної техніки. Вони поєднують:

- екологічність;
- високу енергоефективність;
- сучасну автоматизацію;
- можливість рекуперації теплоти.

Однак для умов даного проєкту їх впровадження ускладнюється:

- високими робочими тисками;
- складністю обладнання;
- підвищеними вимогами до монтажу;
- значними капітальними витратами.

Особливо важливо враховувати кліматичні умови міста Одеса, де у літній період температура зовнішнього повітря може значно підвищуватись. Це створює додаткове навантаження на конденсаційне обладнання та може впливати на ефективність роботи транскритичних CO_2 -систем.

Найбільш збалансованим рішенням виявилась система «чилер–фанкойл» з інверторним компресором.

На основі проведеного аналізу для камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу доцільно застосувати систему «чилер–фанкойл» з інверторним компресором та рекуперацією теплоти. Таке схемне рішення передбачає централізоване виробництво холоду в чилері та подачу охолодженого теплоносія до повітроохолоджувачів, розміщених у камері зберігання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Основним джерелом холоду є чилер, у якому відбувається охолодження водно-гліколевого розчину. Далі охолоджений теплоносієм насосною групою подається до повітроохолоджувача камери. Повітря з камери проходить через теплообмінник фанкойла або повітроохолоджувача, охолоджується до заданої температури та рівномірно розподіляється по об'єму приміщення. Це дозволяє підтримувати температуру зберігання дріжджів у межах $+2...+6$ °C та уникати локальних зон перегріву або переохолодження.

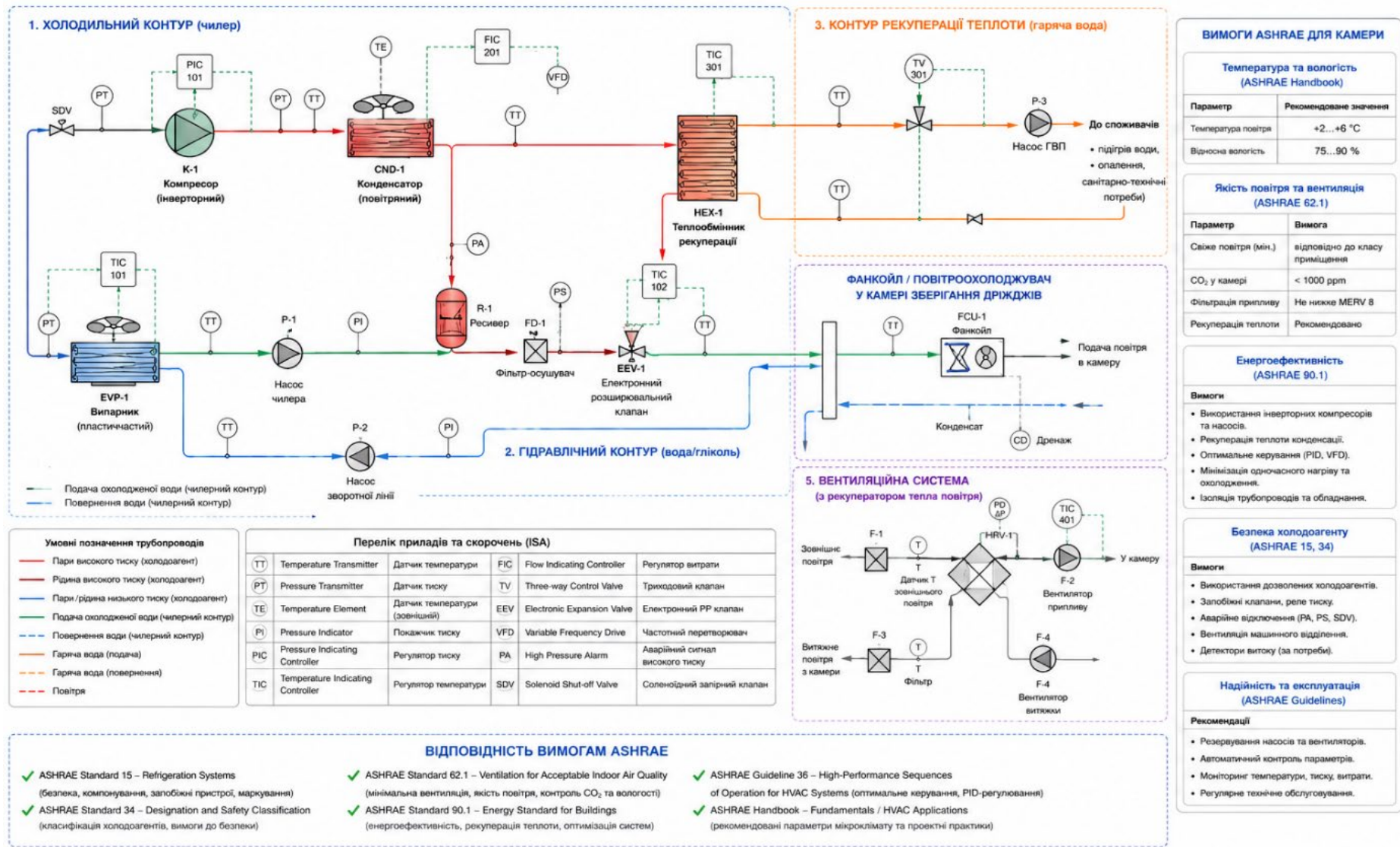
Інверторний компресор у складі чилера забезпечує плавне регулювання холодопродуктивності залежно від фактичного теплового навантаження. Завдяки цьому система не працює у жорсткому режимі «увімкнено/вимкнено», а адаптується до зміни температури, кількості продукції, відкривання дверей та зовнішніх кліматичних умов. Це знижує енергоспоживання, зменшує знос компресора та підвищує стабільність температурного режиму.

Окремим елементом схеми є система рекуперації теплоти конденсації. Під час роботи чилера теплота, яка зазвичай відводиться у навколишнє середовище через конденсатор, передається через теплообмінник у контур гарячого водопостачання або опалення допоміжних приміщень. Таким чином, відпрацьована теплота використовується повторно для підігріву води, санітарно-технічних потреб або часткового опалення, що підвищує загальну енергоефективність підприємства.

Вентиляційна частина системи забезпечує подачу необхідної кількості свіжого повітря та видалення надлишкового CO₂ і вологи, які можуть накопичуватися під час зберігання дріжджів. За потреби вентиляційна установка може бути обладнана рекуператором, що дозволяє зменшити теплопритоки від зовнішнього повітря та додатково знизити навантаження на холодильну машину.

Керування системою здійснюється автоматично за допомогою датчиків температури, вологості, тиску та витрати теплоносія. Автоматика регулює роботу компресора, насосів, вентиляторів і клапанів, підтримуючи стабільні параметри мікроклімату в камері. У результаті запропоноване схемне рішення забезпечує

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Основними перевагами такого рішення є:

- стабільність температурного режиму;
- можливість плавного регулювання продуктивності;
- централізоване холодопостачання;
- висока адаптивність;
- можливість рекуперації теплоти;
- сумісність із вентиляційними системами;
- відносно помірна складність монтажу.

Особливе значення має використання рекуперації теплоти. У процесі роботи холодильна машина постійно генерує теплоту конденсації, яка може використовуватись для:

- підігріву води;
- опалення допоміжних приміщень;
- санітарно-технічних потреб.

Це дозволяє значно підвищити загальний коефіцієнт енергоефективності підприємства та скоротити експлуатаційні витрати.

Таким чином, результати дослідження підтверджують доцільність використання сучасної чилерної системи з інверторним регулюванням та рекуперацією теплоти для камери зберігання дріжджів. Отримані результати добре узгоджуються із сучасними тенденціями розвитку холодильної техніки та енергоефективних систем кондиціонування повітря.

Висновки до розділу 1

У даному розділі було проведено аналіз сучасних та традиційних холодильних систем для кондиціонування повітря камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу.

У процесі дослідження було розглянуто:

- аміачні холодильні установки;
- фреонові системи R22/R12;
- VRF/VRV-системи;
- системи типу «чилер–фанкойл»;
- CO₂-системи;
- інверторні компресори;
- технології рекуперації теплоти.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проведений порівняльний аналіз показав, що найбільш перспективними для сучасного харчового виробництва є:

- чилерні системи;
- CO₂-системи;
- інверторні холодильні установки.

Було встановлено, що системи R22/R12 є морально та екологічно застарілими і не відповідають сучасним вимогам енергоефективності та екологічної безпеки.

Аміачні установки забезпечують високий рівень енергоефективності, однак через токсичність та складність експлуатації їх використання для окремої камери зберігання дріжджів є не завжди доцільним.

CO₂-системи є екологічно перспективними, проте характеризуються високими робочими тисками, складністю монтажу та значними капітальними витратами.

Найбільш збалансованим рішенням для даного проєкту є система «чилер–фанкойл» з інверторним компресором та рекуперацією теплоти. Таке рішення забезпечує:

- стабільний температурний режим;
- високу енергоефективність;
- можливість повторного використання теплоти;
- зменшення експлуатаційних витрат;
- гнучкість регулювання;
- безпечність для харчового виробництва.

Використання рекуперації теплоти дозволяє підвищити загальну ефективність системи та скоротити енергетичні витрати підприємства за рахунок утилізації теплоти конденсації.

Таким чином, для камери зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу в умовах міста Одеса доцільним є застосування сучасної чилерної системи з інверторним регулюванням та рекуперацією теплоти, що найбільш повно відповідає сучасним вимогам енергоефективності, екологічності та технологічної надійності.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Техніко-економічне обґрунтування проекту

Завданням на дипломне проектування передбачено спроектувати систему кондиціонування повітря для камер зберігання дріжджів продуктивністю 15 тон на добу.

Головна перевага одноповерхових холодильників – їх проста конструкція, так як питома вага вантажів припадає безпосередньо на ґрунт. Стіни будівлі сприймають невелику вагу, створювану покриттям. Недоліком є більша площа земельного наділу, який займає холодильник та велика поверхня зовнішніх загороджень (особливо перекриття), що приводить до збільшення теплоприпливів.

Будівлю холодильника виконуємо по безкаркасній конструктивній схемі. Покрівлю холодильника приймаємо плоску. Глибина закладки фундаментів не менше 0,8 метрів від поверхні ділянки забудови.

Двері холодильних камер ізольовані, з гумовими притворами й прижимними притворами, відкриваються в сторону виходу із камери. Ширина при використанні погрузчиків не менше 1,5 м.

Центральні кондиціонери можна розділити на 4 класи: прямоточні, зі змінною витратою повітря, з рециркуляцією повітря, з рекуперацією холоду. Центральні кондиціонери розташовуються поблизу обслуговуваних приміщень: на даху або в окремому машинному відділенні.

Центральні кондиціонери складаються з секцій, кожна з яких виконує свою функцію: змішування потоків повітря, фільтрацію, нагрівання, охолодження і зволоження.

Центральні кондиціонери, які працюють з рециркуляцією повітря дозволяють скоротити витрати на нагрів або охолодження повітря на 30-40%.

Холодильним агентом вибраний пропан R290. Це зумовлено його термодинамічними властивостями та природних походженням.

Теплоізоляційним матеріалом вибраний пінополістирол ПСБ-С, що має низку переваг порівняно з іншими відповідними матеріалами: вологостійкість

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

, вогнестійкість, не гниє, не знищується бактеріями та шкідниками, відносно дешевий.

Система охолодження на моєму підприємстві з проміжним холодоносієм. В якості холодоносія в мене виступає вода. Ступінь автоматизації на моєму підприємстві часткова.

2.1 Характеристика швидкопсувних продуктів

Хлібопекарські дріжджі – одноклітинні мікроорганізми, гриби класу сумчастих, в результаті розмноження яких відбувається процес бродіння, використовуваний для випічки хлібобулочних виробів.

Хімічний склад дріжджів вельми нестійкий: він залежить від їх виду - на сьогодні відомо близько 1500 видів, - і від середовища, в якій вони розмножуються. Зазвичай дріжджі містять $\frac{3}{4}$ води і $\frac{1}{4}$ сухої речовини, до складу якого, у свою чергу, входять неорганічні речовини, вуглеводи, азот, білки і жири.

Неорганічні речовини містять в основному фосфорну кислоту та калій. Вуглеводна частина дріжджів містить полісахариди, а в білках дріжджів багато амінокислот, і в тому числі всі необхідні; в жирах є насичені та ненасичені жирні кислоти.

Вітамінний склад - це вітаміни групи В, вітаміни Е, Н і вітаміноподібна речовина мезоинозит - у добу людині потрібно 1-1,5 р. В дріжджах також міститься багато мікро - і макроелементів - це залізо, цинк, йод, мідь, калій, фосфор, кальцій та ін

Хімічний склад дріжджових клітин залежить від ряду факторів. У свіжих пресованих дріжджах міститься близько 75 % вологи і 25 % сухих речовин. У сухій речовині хлібопекарських дріжджів міститься: білка - 50 %, вуглеводів - 40,8 %, жирів - 1,6 %, золи - 7,6 %.

У складі дріжджових клітин містяться вітаміни: В1 - тіамін, В2 - рибофлавін, В3 - пантотенова кислота, В5 - нікотинова кислота й ін.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 -Теплофізичні властивості дріжджів

Найменування продукта	Теплофізичні характеристики				Умови зберігання свіжої продукції		Температур а зберігання мороженої продукції, °C
	Точка замер зання , °C	Питома теплоємність, кДж/кг*K		Прихована теплота заморозки кДж/кг	Темпера тура зберіган ня, °C	Віднос на вологіс ть, %	
		До заморо зки	Після заморо зки				
Дріжджі	-1,4	3,22	1.72	237	2-4	82-96%	-18

2.2 Обґрунтування вибору температурного режиму

На вітчизняних дріжджових заводах хлібопекарські дріжджі в основному зберігають в холодильних камерах, загорнуті в спеціальний папір, при температурі 0 - 4 °С і відносній вологості повітря 82-96%.

Вплив кисню на життєдіяльність дріжджів

Дріжджі сахароміцети здатні жити як у присутності кисню, так і без кисню. У присутності достатньої кількості кисню (аеробні умови) дріжджі окислюють цукор до вуглекислого газу і води (процес дихання). В умовах нестачі кисню (анаеробні умови) дріжджі одержують енергію за рахунок збродження цукру (процес шумування).

При аеробному окисненні глюкози (реакція дихання) виділяється набагато більше енергії, ніж у процесі бродіння, тому в умовах достатнього доступу кисню дріжджові клітини активно ростуть і розмножуються. В результаті хімічних реакцій, що супроводжують процес дихання, утворюється велика кількість різноманітних проміжних сполук, завдяки яким в клітинах дріжджів синтезуються білки, жири, вітаміни й інші, необхідні для їх нормального існування речовини.

Вплив температури на життєдіяльність дріжджів

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При температурах вище $+4^{\circ}\text{C}$ дріжджі виходять з анабіозу і починають засвоювати цукор. Чим вище температура, тим активнішими стають дріжджові клітини.

Найбільша активність дріжджів спостерігається при температурах від 22 до 35°C . Температурний оптимум розмноження дріжджів становить $+25^{\circ}\text{C}$. При 45°C газоутворення, що викликається дріжджовими клітинами, різко знижується, однак термофільні бактерії продовжують активно розвивати аж до 54°C .

При підвищенні температури до $45-50^{\circ}\text{C}$ починається масова загибель дріжджів. При 60°C життєдіяльність дріжджів практично зупиняється.

Вплив вологи на ріст дріжджів

Дріжджі є вологолюбними організмами (гідрофитами). У ситуації різкого обмеження доступу води, дріжджі знижують свою активність, а в стані зневоднення впадають в анабіоз. Прийоми різного ступеня обезводнення використовуються у виробництві товарних дріжджів для більш тривалого строку зберігання.

Чим вище вологість живильного середовища, тим активніше розвивається дріжджова мікрофлора та інтенсивніше відбувається бродіння. Відносна вологість повітря у камерах зберігання і транспортних засобах для охолоджених вантажів підтримується на рівні $85 \dots 90 \%$, для заморожених вантажів $95 \dots 98 \%$. Більш висока вологість повітря сприяє розвитку мікробіальних процесів, більш низька – значному усиханню вантажу. Вентилюванням досягається усунення з камер зберігання або вантажного приміщення вагону надлишкової вологи, шкідливих газів і запахів, які виділяють деякі вантажі.

Циркуляція повітря дозволяє запобігти застою повітряних мас у камері зберігання, при якому спостерігається інтенсивний розвиток мікроорганізмів. Швидкість циркуляції повітряних мас складає $0,8 \dots 1,2 \text{ м/с}$.

Згідно с цього приймаємо наступні параметри повітря в камері:

- температура $+3^{\circ}\text{C}$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- відносна вологість 95 %
- швидкість циркуляції повітряних мас складає 1 м/ с.

2.3. Розрахунок будівельних площ

Будівельну площу камер схову визначаємо по формулі

$$F_{\text{буд}} = \frac{B_k}{q_v h_{\text{гр}} \beta} \quad (2.1)$$

де q_v - норма навантаження на 1 м³ вантажного обсягу камери:
 $h_{\text{гр}}$ - вантажна висота штабеля, м
 β - коефіцієнт використання площі камер, що враховує площу камери, зайняту колонами.проходами,

$$F_{\text{буд}} = \frac{150}{0,2 * 2 * 0,75} = 500 \text{ м}^2$$

Число будівельних прямокутників

$$n = \frac{F_{\text{буд}}}{f} \quad (2.2)$$

де f – будівельна площа одного прямокутника, залежить від вибраної сітки колон(6*12=72 м)

$$n = \frac{500}{72} = 6,94 \approx 7 \text{ шт}$$

Дійсна місткість камери

$$B_k^{\text{д}} = B_k^{\text{р}} \frac{n}{n_{\text{д}}} \quad (2.3)$$

$$B_k^{\text{д}} = 150 * \frac{7}{6,94} = 151,2 \text{ м}^2$$

Площа службових приміщень:

$$F_{\text{сл пр}} = (0,2 - 0,4) * F_{\text{ох.}} \quad (2.4)$$

$$F_{\text{сл пр}} = 0,3 * 504 = 151,2 \text{ м}^2$$

Площа машинного відділення:

$$F_{\text{м.в}} = (0,05 - 0,3) * F_{\text{ох.}} \quad (2.5)$$

$$F_{\text{м.в}} = 0,3 * 504 = 151,2 \text{ м}^2$$

Таблиця 2.1 - Розрахунок будівельних площ

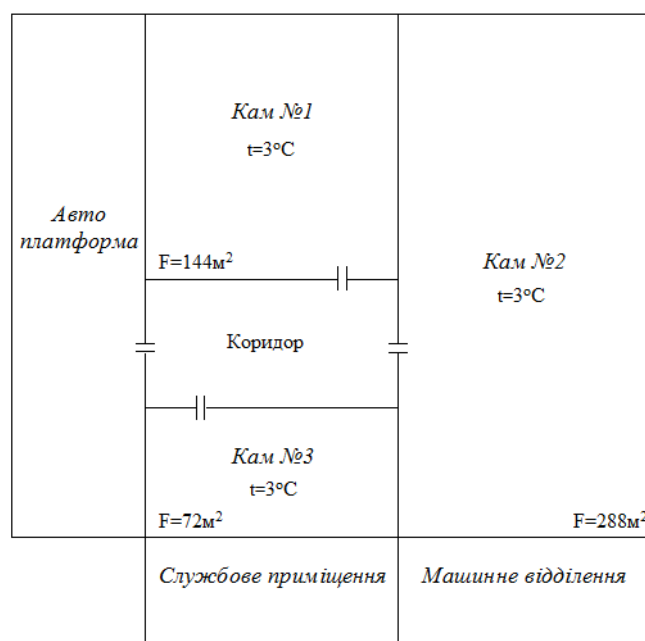
Найменування камери	$B_k^{\text{р}}$	Q^v	$h_{\text{гр}}$	β	$F_{\text{буд}}$	F	n	$n_{\text{д}}$	$B_k^{\text{д}}$
Камери охолодження дріжджів	150	0,2	2	0,75	500	72	6,94	7	151,2
Допоміжні приміщення	-	-	-	-	70,4	72	0,97	1	-
Службові приміщення	-	-	-	-	151,2	72	2,1	2	-
Машинне відділення	-	-	-	-	151,2	72	2,1	2	-

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					34

2.4 Вимоги до планування холодильника

Під плануванням я розумію розміщення всіх камер схову і допоміжних помешкань холодильника з урахуванням їхнього призначення, кількості і розмірів. Для забезпечення найбільше раціонального планування я притримувався наступних правил:

1. Планування відповідає схемі технологічного процесу виробництва та сприяє послідовності операцій холодної обробки (передбачає найбільш короткі шляхи перевозок в холодильнику, не допускає зустрічних потоків вантажу).
2. Планування сприяє зменшенню початкових витрат на будівлю холодильника.
3. При плануванні вибрав такі розміри і форму холодильника і так розташував в ньому камери, щоб теплоприпливи зовні та між камерами були мінімальними.
4. Планування відповідає прийнятій системі охолодження.
5. Планування холодильника відповідає вимогам правил техніки безпеки та протипожежної безпеки.
6. При плануванні врахував можливість розширення холодильника.



2.5 Розрахунок ізоляції огорожень

Товщину ізоляційного шару огороження визначаємо по формулі:

$$\delta_{\text{ізтр}} = \lambda_{\text{із}} \cdot \left[\frac{1}{K_0} - \left(\frac{1}{\alpha_z} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right] \quad (2.6)$$

де $\lambda_{\text{із}}$ λ_i - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного шару і будівельних матеріалів що складають конструкцію огороження, Вт/(м К)

K_0 - оптимальний коефіцієнт теплопередачі огороження, прийнятий у залежності від характеру огороження і температур по обох боку від нього, Вт/(м² К)

α_z - коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої або більш теплового боку огороження, Вт/(м² К)

α_v - коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодного боку огороження, Вт/(м² К)

Після вибору дійсної товщини ізоляції визначаємо дійсний коефіцієнт теплопередачі за формулою:

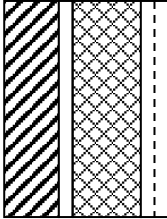
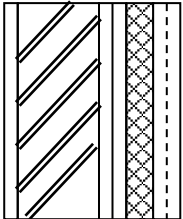
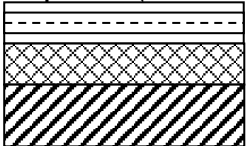
$$K_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_z}} \quad (2.7)$$

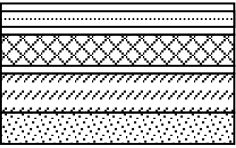
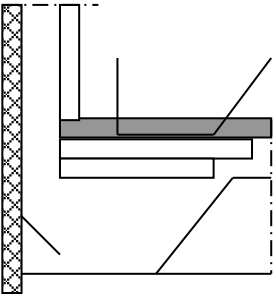
Таблиця 2.2 - Розрахунок теплоізоляційного шару огорожень

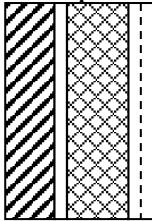
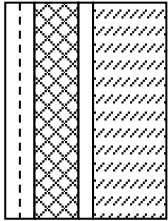
Огороження	t _{кам} °С	α_v Вт/м ² К	α_z Вт/м ² К	$\sum R_i$ м ² К/Вт	Товщина теплоізоляц. шару		Коефіцієнт теплопередачі	
					$\delta_{\text{ізтр}}$, мм	$\delta_{\text{ізл}}$, мм	$k_{o\text{тр}}$, Вт/м ² К	K_d , Вт/м ² К
Зовнішня стіна камер схову	+3	9	23	0,546	0,08 12	0,1	0,44	0,3 7
Внутрішня стіна між камерами схову і коридором	+3	9	8	0,543	0,05 9	0,0 75	0,51	0,4 38
Внутрішня стіна між камерами (перегородка)	+3	9	9	0,077	0,07 1	0,0 75	0,58	0,5 77
Покриття	+3	9	23	0,079	0,11 0	0,1 25	0,41	0,3 65

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Таблиця 2.3 - Конструкції огорожень

Найменування і конструкція огорожень	Найменування і матеріал шару	На шару $\delta_i, \text{м}$	Коеф. теплопровідності $\lambda_i, \text{Вт/мК}$	Тепловий опір $R_i \text{ м}^2\text{К/Вт}$
Зовнішня стінова панель 	1.Штукатурка складним розчином по метал. сітці 2.Теплоізоляція ПСБ-С 3.Пароізоляція -- 2 шари гідроізола на бітумній мастиці 4.Зовнішній шар з важкого бетону	0,02 треба визнач 0,004 0,140	0,98 0,05 0,30 1,86	0,020 Треба визначити 0,013 0,075 $\Sigma=0,108$
Зовнішня стіна (з цегли) 	1. Штукатурка складним розчином по метал. сітці 2. Теплоізоляція ПСБ-С 3. Пароізоляція-2шару гідроізолу на бітумній мастиці 4. Штукатурка цементно-піщана 5. Кладка цегляна на цементному розчині 6. Штукатурка складним розчином	0,02 треб. визн. 0,004 0,20 0,500 0,020	0,98 0,05 0,30 0,93 0,81 0,93	0,020 треб. визн. 0,013 0,022 0,469 0,022 $\Sigma=0,546$
Покриття охолоджуваних приміщень 	1.5 шарів гідроізолу на бітумній мастиці 2. Стяжка з бетону по метал. сітці 3. Пароізоляція (шар пергаміну) 4. Плитна теплоізоляція ПСБ-С 5. Залізобетонна плита покриття	0,012 0,040 0,001 0,035	0,3 1,86 0,15 2,04	0,040 0,022 не врах. — 0,017 $\Sigma=0,079$

Найменування і конструкція огорожень	Найменування і матеріал шару	На шару $\delta_i, \text{м}$	Коеф. теплопр овіднос ті $\lambda_i, \text{Вт/мК}$	Тепловий опір $R_i \text{ м}^2\text{К/Вт}$
Підлога камер схову 	1.Монолітне бетонне покриття з важкого бетону	0,040	1,86	0,022
	2. Армобетона стяжка	0,080	1,86	0,043
	3. Пароізоляція (1 шар пергаміну)	0,001	0,15	не врах.
	4. Плитна теплоізоляція ПСБ-С	треб. визн.	0,05	---
	5. Цементно-піщаний розчин	0,025	0,98	0,026
	6. Ущільнений пісок	1,35	0,58	2,338
	7. Бетонна підготовка з ел. нагрівання. устр.	---	---	---
				$\Sigma=2,43$
Підлога охолоджувальних приміщень $t_{\text{кам}} \geq 0$ 	1.Монолітне бетонне покриття з важкого бетону	0,050	1,86	0,027
	2.Армобетонна стяжка	0,080	1,86	0,043
	3.Керамзитобетонна стяжка.	0,001	0,15	не врах
	4.Засипний теплоізоляційний матеріал(керамзитовий гравій)	потре . визн.	0,13	---
	5. Насипний ґрунт		2,04	--
	6. Бетонна підготовка М100	0,100	---	не врах.
	7. Ґрунт основи	---	---	---

Найменування і конструкція огорожень	Найменування і матеріал шару	На шару $\delta_i, \text{м}$	Коеф. теплопровідності $\lambda_i, \text{Вт/мК}$	Тепловий опір $R_i \text{ м}^2\text{К/Вт}$
Перегородка між камерами 	1.Штукатурка складним розчином по метал. сітці 2.Теплоізоляція ПСБ-С 3.Пароізоляція -- 2 шари гідроізола на бітумній мастиці 4.Зовнішній шар з важкого бетону	0,02 треба визначити 0,004 0,080	0,98 0,05 0,30 1,86	0,020 — 0,013 0,043 $\Sigma=0,077$
Внутрішня стінова панель 	1. Панель з керамзитобетону ($\rho=1100\text{кг/м}^3$) 2.Пароізоляція – 2 шари гідроізола на бітумній мастиці 3. Плитна теплоізоляція ПСБ-С 4.Штукатурка складним розчином по метал. сітці	0,240 0,004 треб. визн. 0,020	0,47 0,30 0,05 0,98	0,51 0,013 — 0,020 $\Sigma=0,543$

3 Визначення тепло- та вологоприпливів до холодильних камер

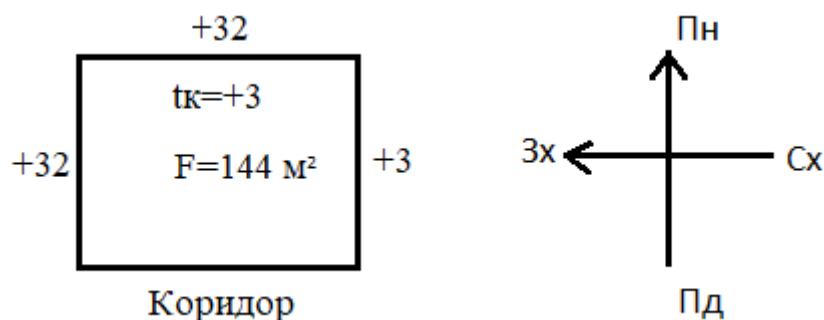
Теплоприпливи через огороження в камеру №1 розраховуємо за формулою:

$$Q_1 = Q_{1r} + Q_{1c} \quad (3.1)$$

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3} \quad (3.2)$$

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

Усі розрахунки зводимо до табл. 3.3



Таблиця 3.1 - Розрахунок теплоприпливів в камеру №1

Огороження	$K_o,$ $Вт / м^2 К$	$F,$ $м^2$	$t_z,$ $°C$	$t_e,$ $°C$	$\Delta t,$ $°C$	$\Delta t_c,$ $°C$	$Q_{1m},$ $Вт$	$Q_{1c},$ $Вт$	$Q_1,$ $кВт$
ПнЗС	0,37	54	32	+3	29	-	0,579	-	0,579
СВС	0,577	54	+3	+3	0	-	-	-	-
ПдВС	0,438	54	-	+3	20,3	-	0,48	-	0,48
ЗНС	0,37	54	30	+3	26	-	0,579	-	0,579
Покриття	0,37	144	30	+3	26	14,9	1,545	0,783	2,328
Підлога	k_{ysl}	-	-	-	-	-	-	-	1,064
$\sum Q_1$									4,893

При розрахунку теплоприпливів через підлогу по зонам використовуємо формулу:

$$Q_{m1} = k_{ysl} F_{зони} (t_z - t_e) \cdot 10^{-3} \quad (3.3)$$

де $k_{ysl} = 0,47$ (1 зона)
 $0,23$ (2 зона)
 $0,12$ (3 зона)

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

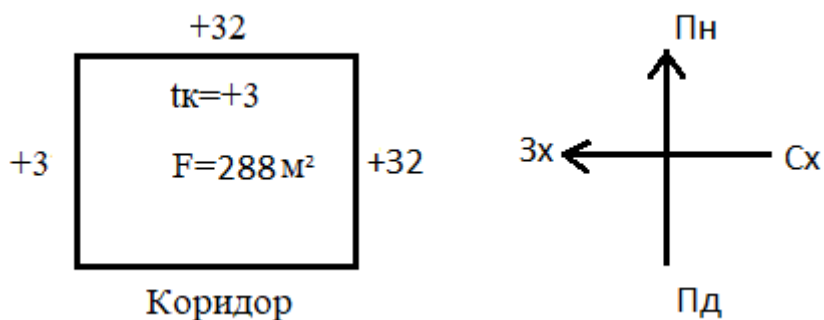
0,07 (4 зона)

Усі розрахунки зводимо до табл. 3.4

Таблиця 3.2 -Розрахунок теплоприпливів через підлогу по зонам в камеру №1

Номер зони	$F_{\text{зони}}, \text{м}^2$	$K_{\text{усл}}, \text{Вт/м}^2\text{К}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_6, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$Q_{m1}, \text{кВт}$
1	48	0,47	32	+3	29	0,654
1	36	0,23	32	+3	29	0,24
3	28	0,12	32	+3	29	0,097
4	36	0,07	32	+3	29	0,073
$\sum Q_{m1}$						1,064

Камера №2



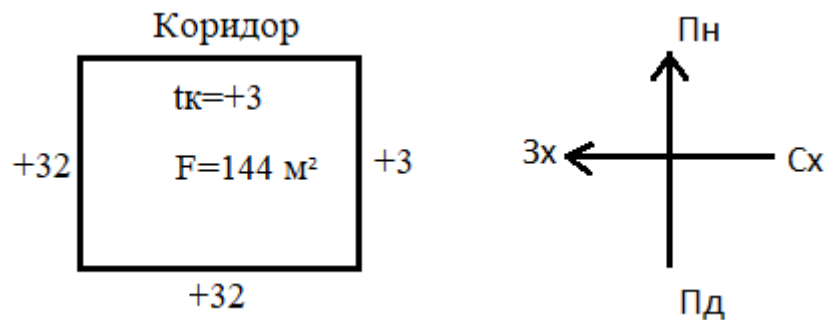
Таблиця 3.3 - Розрахунок теплоприпливів в камеру №2

Огородження	$K_{\partial}, \text{Вт/м}^2\text{К}$	$F, \text{м}^2$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_6, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_c, ^\circ\text{C}$	$Q_{1m}, \text{Вт}$	$Q_{1c}, \text{Вт}$	$Q_1, \text{кВт}$
ПнЗС	0,37	54	32	+3	29	-	0,579	-	0,579
СВС	0,438	108	-	+3	17,4	-	0,823	-	0,823
ПдВС	0,438	54	-	+3	17,4	-	0,411	-	0,411
ЗВС(перег)	0,577	81	+3	+3	0	-	-	-	-
ЗВС(тамбур)	0,438	27	-	+3	21	-	0,248	-	0,248
Покриття	0,365	288	30	+3	29	14,9	3,04	1,56	4,6
Підлога		296	-	+3	-	-	-	-	2,121
$\sum Q_1$									8,782

Таблиця 3.4 -Розрахунок теплоприпливів через підлогу по зонам в камеру №2

Номер зони	$F_{\text{зони}}, \text{ м}^2$	$K_{\text{усл}}, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_6, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$Q_{m1}, \text{ кВт}$
1	96	0,47	32	+3	29	1,3
2	72	0,23	32	+3	29	0,48
3	56	0,12	32	+3	29	0,195
4	72	0,07	32	+3	29	0,146
$\sum Q_{m1}$						2,121

Камера №3



Таблиця 3.5 - Розрахунок теплоприпливів в камеру №3

Огородження	$K_{\partial}, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$F, \text{ м}^2$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_6, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_c, ^\circ\text{C}$	$Q_{1m}, \text{ Вт}$	$Q_{1c}, \text{ Вт}$	$Q_1, \text{ кВт}$
ПнЗС	0,438	54	-	+3	20,3	-	0,48	-	0,48
СВС	0,577	27	+3	+3	0	-	-	-	-
ПдВС	0,438	54	-	+3	19,6	-	0,48	-	0,48
ЗНС	0,37	27	32	+3	29	-	0,289	-	0,289
Покриття	0,365	72	32	+3	29	14,9	0,762	0,39	1,152
Підлога	$K_{\text{усл}}$	76	-	-	-	-	-	-	0,705
$\sum Q_1$									3,106

Таблиця 3.6 - Розрахунок теплоприпливів через підлогу по зонам в камеру №3

Номер зони	F _{зони} , м ²	κ _{усл} , Вт/м ² К	t _з , °C	t _г , °C	Δt, °C	Q _{m1} , кВт
1	36	0,47	32	+3	29	0,49
2	24	0,23	32	+3	29	0,116
3	16	0,12	32	+3	29	0,055
ΣQ _{m1}						0,705

Теплоприпливи від вантажів при холодильній обробці розраховуємо по формулі:

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} + Q_{2\text{тар}} + Q_{\text{ох}} \quad (3.4)$$

Кількість теплоти яка необхідна для охолодження дріжджів з +8 до +3 °C

$$Q_{\text{ох}} = (i^{+8} - i^{+3}) \cdot P \quad (3.5)$$

де, P- продуктивність підприємства

$$Q_{\text{ох}} = (21,24 - 9,44) \cdot 15000 = 177000 \text{ кДж}$$

$$Q_{\text{ох}} = \frac{177000}{24 \cdot 3600} = 2,05 \text{ кВт}$$

Теплоприплив від термічної обробки продуктів

$$Q_{2\text{пр}} = M \Delta i \frac{1000}{\tau \cdot 3600} \quad (3.6)$$

де M- добове надходження продукту в камеру, т/добу.

Δi - ентальпія початкової і кінцевої температури продукту, Дж/кг

τ - тривалість холодильної обробки продукту, ч

1000 – коефіцієнт переводу із тон у кг

3600 – коефіцієнт переводу із годин у секунди

Теплоприплив від тари

$$Q_{2\text{ тар}} = M_{\text{тар}} C_{\text{тар}} (t_1 - t_2) \frac{1000}{24 \cdot 3600} \quad (3.7)$$

де M_{тар} - добове надходження тари, т/добу

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Стар - питома теплоємність тари , кДж / (кг К)

t_1, t_2 - температура тари до надходження в камеру і після термообробки, ° С

Всі розрахунки зводимо в табл. 3.7

Таблиця 3.7 - Теплоприпливи від вантажів при холодильний обробці та від тари

№ камери	В, тонн	М _{пр} т/сут	t ₁ , С	t ₂ , С	Різн t, С	i ₁ , кДж/кг	i ₂ , кДж/кг	Різн i, кДж/кг	Q ₂ пр кВт	М _т , т/сут	Ст, кДж/кг К	Q _{2та} р, кВт	Q ₂ , кВт
1	40	4	8	3	5	22,88	8,56	14,32	0,663	4	2,3	0,53	1,19
2	90	9	8	3	5	22,88	8,56	14,32	1,49	9	2,3	1,19	2,68
3	27	2,7	8	3	5	22,88	8,56	14,32	0,447	2,7	2,3	0,36	0,8
Разом(Q _{2 пр} + Q _{2 тар} + Q _{ох})													6,67

Теплоприплив від рециркулюючого повітря, кВт:

$$Q_3 = C_p \cdot (t_n - t_{вн}) \cdot G_n \quad (3.8)$$

де C_p - теплоємність повітря

$t_n, t_{вн}$ – температура зовнішнього повітря та повітря в камері

G_n - витрата зовнішнього повітря

$$Q_3 = 1,0127 \cdot (32 - 3) \cdot 1,08 = 31 \text{ кВт}$$

Експлуатаційні теплоприпливи, кВт

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \quad (3.9)$$

Теплоприплив від освітлення, кВт

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3} \quad (3.10)$$

де A - кількість тепла, що виділяється освітленням в одиницю часу на м² площі підлоги , Вт / м²

F - площа підлоги , м²

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6				Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					44

Теплоприплив від перебування людей, кВт

$$q_2 = 0,35 n \quad (3.11)$$

де 0,35 - тепловиділення однієї людини при важкій фізичній роботі, кВт

n - число людей, працюючих в одному помешкані

Теплоприплив від працюючих електродвигунів, кВт

$$q_3 = N_e \quad (3.12)$$

де N_e - потужність електродвигунів, кВт
Теплоприпливи при відкритті дверей, кВт

$$q_4 = KF10^{-3} \quad (3.13)$$

де K - питомий приплив тепла при відкритті дверей, Вт/м²

Таблиця 3.8 – Експлуатаційні теплоприпливи

№ камери	F	A	q_1	n	q_2	N_e	q_3	K	q_4	ΣQ_4
1	148	2,3	0,00034	2	0,7	2	2	11,25	1,665	4,365
2	296	2,3	0,00068	4	1,4	4	4	9	2,664	8,065
3	76	2,3	0,000175	2	0,7	2	2	11,25	0,855	3,555

Витрата холоду на технологічні потреби

Холод у виробництві дріжджів грає велику роль. Після того, як дріжджі виростили їх кількість залежить від швидкості охолодження дріжджової клітини до температури припинення біологічних процесів.

Перший етап де здійснюється охолодження дріжджевого молочка – це сепарація. Під час сепарації відбувається відділення дріжджів від культурної середовища в якій вони знаходились. Промивання і охолодження дріжджів діється з використанням льоду-води $t = -2$ °C. Лід-вода готується один раз, після

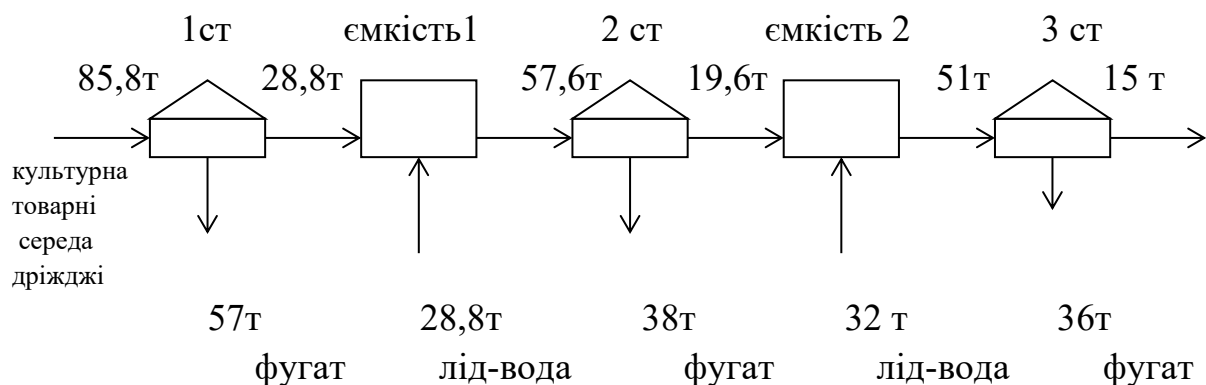
					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

використання у сепараторі вона не повертається до випарника бо насичена фугатом.

Другий етап – це охолодження молочка після сепарації до температури зберігання дріжджів $t_{зб} = 2+3^{\circ}\text{C}$. Після охолодження дріжджі подаються на фасовку і упаковку або зберігаються в спеціальних ємкостях.

Всі ці процеси відбуваються в цеху чистої культури і в цеху товарних дріжджів.

Схема трьохступеневої сепарації товарних дріжджів



Перша ступінь сепарації:

подається - 85,8 тон дріжджів згущенням 100 кг/м^3

виходить - 28,8 тон дріжджевого концентрата згущення 300 кг/м^3

- 57,6 тон фугату

До ємкості 1 подається 28,8 тон дріжджевого концентрату при температурі

$t=32^{\circ}\text{C}$ і 28,8 тон лід-води з температурою $t=2^{\circ}\text{C}$

Визначаємо температуру суміші після першої ступені

$$t_{\text{суміші}} = \frac{t_{\text{м}} m_{\text{м}} c_{\text{м}} + t_{\text{в}} m_{\text{в}} c_{\text{в}}}{m_{\text{м}} c_{\text{м}} + m_{\text{в}} c_{\text{в}}} \quad (3.14)$$

$$t_{\text{суміші}} = \frac{32 * 28,8 * 4,0 + 2 * 28,8 * 4,19}{28,8 * 4,0 + 28,8 * 4,19} = 16,65^{\circ}\text{C}$$

Друга ступінь сепарації:

подається - 57,6 тон суміші з температурою $t=16,65^{\circ}\text{C}$ згущенням 142 кг/м^3

виходить - 19,6 тон дріжджевого концентрата згущення 441 кг/м^3 з

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температурою $t=18^{\circ}\text{C}$

- 38 тон фугату

До ємкості 2 подається 19,6 тон дріжджевого концентрату при температурі

$t=18^{\circ}\text{C}$ і 32 тон лід-води з температурою $t=2^{\circ}\text{C}$

Визначаємо температуру суміші після другої ступені

$$t_{\text{суміші}} = \frac{18 \cdot 19,6 \cdot 3,95 + 2 \cdot 32 \cdot 4,19}{19,6 \cdot 3,95 + 32 \cdot 4,19} = 7,7^{\circ}\text{C}$$

Після сепарації температура дріжджевого молочка дорівнює $7,7^{\circ}\text{C}$ згущення- 500 кг/м^3 і вага- 15 тон.

Для промивання і охолодження товарних дріжджів під час сепарації необхідно підготувати 40 тон лід-води через кожні 12 годин з температурою $t=2^{\circ}\text{C}$.

Визначаємо кількість тепла відведеного від води для зниження її температури з 24°C до 2°C .

$$Q = m_{\text{л.в.}} \cdot c_{\text{л.в.}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \quad (3.15)$$

$$Q = 60505 \cdot 4,19 \cdot (24 - 2) = 5576890 \text{ кДж}$$

Визначаємо кількість тепла яке треба відвести від дріжджевого концентрату згущенням 500 кг/м^3 вагою 15 тон.

$$Q = m_{\text{др.мол.}} \cdot c_{\text{др.мол.}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \quad (3.16)$$

$$Q = 15000 \cdot 3,62 \cdot (7,7 - 2) = 309510 \text{ кДж}$$

Таким чином льод-воду з температурою $t=2^{\circ}\text{C}$ необхідно готувати на протязі доби одночасно для цеху чистої культури і цеху товарних дріжджів

Визначаємо сумарні теплоприпливи пов'язані з охолодженням води:

Визначаємо сумарні теплоприпливи пов'язані з охолодженням води:

$$\text{товарні дріжджі} \quad Q_{\text{с}}^{\text{м.д.}} = \frac{5576890}{12 \cdot 3600} = 129,09 \text{ кВт}$$

$$\text{культурні дріжджі} \quad Q_{\text{с}}^{\text{ч.к.}} = \frac{1382700}{6 \cdot 3600} = 64,01 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприпливи $Q_p^{т.д.}$ діють на протязі доби через кожні 6 годин по 2 години, теплоприпливи $Q_p^{ч.к.}$ по 1 годині на добу.

Таблиця 3.9 - Сумарні витрати холоду на технологічні потреби

Місце дії навантаження	Термін дії навантаження	Навантаження на технологічне і камерне обладнання
Приготування льоду-води для цеху "чистої культури"	1	64,01
Приготування льоду-води для цеху товарних дріжджів	6*2	129,09
Всього		193.1

3.7 Визначення волоприпливів

Необхідний повітрообмін для видалення надлишкової вологи з 1 ящика продукції:

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (3.18)$$

де, w - швидкість руху повітря в камері, м/с

l - довжина 1 ящика, м

$$Re = \frac{1 \cdot 0,5}{13,52 \cdot 10^{-6}} = 3,69 \cdot 10^4$$

Число Нуссельта

$$Nu = 0,082 \cdot Re^{0,78} \quad (3.19)$$

$$Nu = 0,082 \cdot (3,69 \cdot 10^4)^{0,78} = 2,99 \cdot 10^2$$

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{l} \quad (3.20)$$

$$\alpha = 2.99 \cdot 10^2 \cdot \frac{2.42 \cdot 10^{-2}}{0.5} = 14,4$$

$$\beta_p = \frac{0.622 \cdot \alpha}{Le \cdot Cp \cdot P_6} \quad (3.21)$$

де, Ср-теплоємкість повітря,

$$\beta_p = \frac{0,622 \cdot 14,4}{0.99 \cdot 1,0127 \cdot 10^3 \cdot 1,262 \cdot 10^5} = 7,07 \cdot 10^{-8}$$

$$Le = \frac{\alpha}{Cp \cdot G} \quad (3.22)$$

$$Le = \frac{14,4}{1,0127 \cdot 14,22} = 0.99$$

$$G = \frac{\alpha}{Cp} \quad (3.23)$$

$$G = \frac{14,4}{1,0127} = 14,22$$

$$p_s^{+3} = 812,9 \text{ Па}$$

$$p_s^{+8} = 1072,1 \text{ Па}$$

$$p = \varphi \cdot p_s \quad (3.24)$$

де, φ - вологість повітря в камері зберігання продуктів, %

$$p = 0,95 \cdot 0,8129 \cdot 10^3 = 0,7722 \cdot 10^3$$

$$g = \beta_p \cdot F \cdot (p_s - p) \quad (3.25)$$

де, F- площа 1 ящика продуктів, м²

$$g = 7,07 \cdot 10^{-8} \cdot 0,15 \cdot (1,0721 \cdot 10^3 - 0,7722 \cdot 10^3) = 3,18 \cdot 10^{-6}$$

Кількість вологи, що випаровується з камери № 2, кг/сек

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W = N \cdot n \cdot g \quad (3.26)$$

де, N-кількість штабелів в камері №2, шт

n – кількість ящиків в одному штабелі, шт

g – кількість вологи, яка випаровується з 1 ящика продукції

$$W = 192 \cdot 45 \cdot 3,18 \cdot 10^{-6} = 0,027 \text{ кг / сек}$$

Повітрообмін по надлишкам вологи знаходимо по формулі:

$$L_{\text{вент}} = \frac{W \cdot 3600}{(d_{\text{yx}} - d_{\text{н}}) \cdot \rho_{\text{в}}} \quad (3.27)$$

де, W-кількість вологи, що випаровується з камери №2, кг/сек

$$L_{\text{вент}} = \frac{0,027 \cdot 3600}{(0,03 - 0,005) \cdot 1,122} = 3465,2 \text{ м}^3 / \text{час}$$

$$d_{\text{yx}} = 0,622 \cdot \frac{p^{+32} \cdot \varphi}{p_{\text{атм}} - p^{+32} \cdot \varphi} \quad (3.28)$$

$$d_{\text{yx}} = 0,622 \cdot \frac{4753,6 \cdot 0,55}{(101325 - 4753,6) \cdot 0,55} = 0,03$$

$$d_{\text{н}} = 0,622 \cdot \frac{p^{+3} \cdot \varphi}{p_{\text{атм}} - p^{+3} \cdot \varphi} \quad (3.29)$$

$$d_{\text{н}} = 0,622 \cdot \frac{812,9 \cdot 0,95}{(101325 - 812,9) \cdot 0,95} = 0,005$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розрахунок системи повітрярозподілу камер

Система кондиціонування повітря з однієї рециркуляцією застосовують, як правило, подачу рециркуляційного повітря перед повітряонагрівачем.

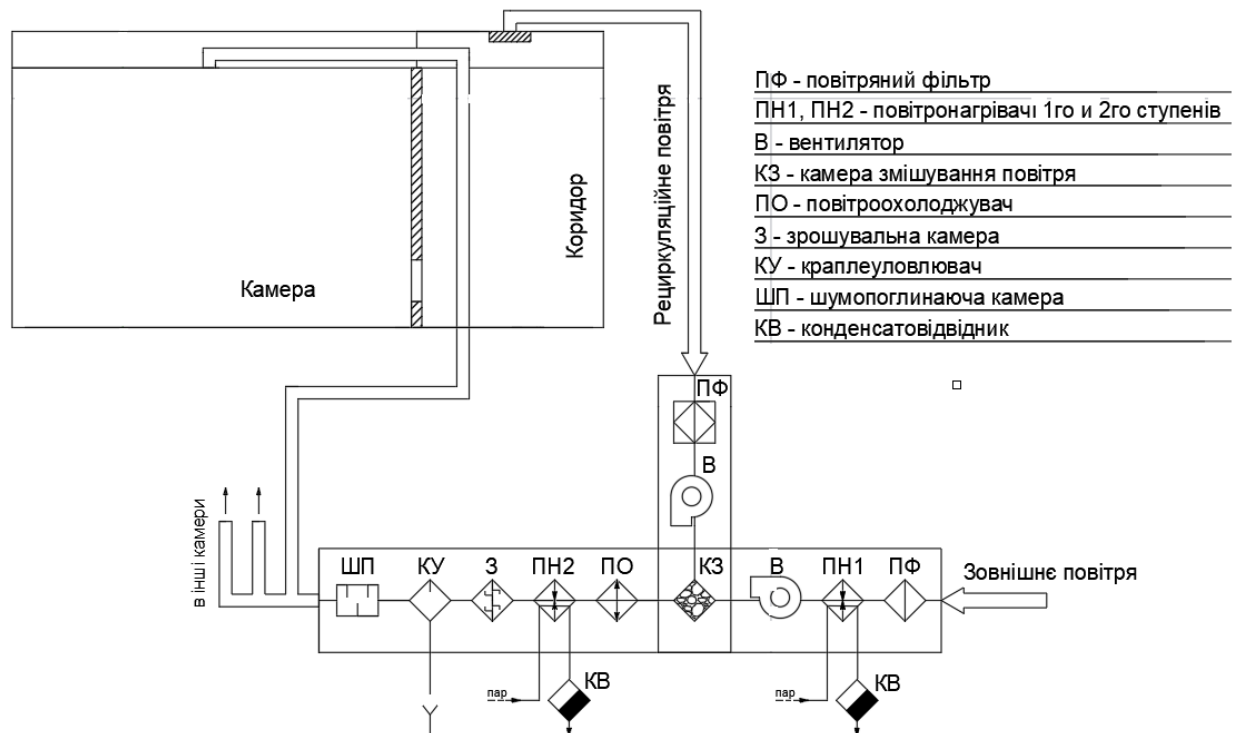


Рис. 4.1 – СКП з однією рециркуляцією

До всмоктуючого патрубку електровентилятора В (рис. 4.1) підходить зовнішнє повітря, засмоктуване через забірний пристрій, а також рециркуляційне повітря, що забирається з коридорів. Для очищення повітря від пилу передбачені фільтри з металевої або капронової сітки, змащені довго не висихаючим мінеральним маслом. Оброблений в поверхневих теплообмінних апаратах повітря подається до розподільників повітря РП і змішується з повітрям приміщення. Надлишки повітря через дверні жалюзійні решітки випускаються в коридор.

В теплий період року з метою економії холоду зовнішнє повітря змішується з холодним внутрішнім повітрям. Суміш очищується в фільтрі, охолоджується і осушується в камері зрошення, а потім, при необхідності

нагрівається в повітрянагрівачі. Потім оброблене повітря подається в обслуговуване приміщення.

У холодний період, з метою економії теплоти, суміш теплового повітря приміщення та холодного зовнішнього очищається у фільтрі і нагрівається в повітрянагрівачі, обробляється в камері зрошення і поступає в приміщення.

Витрата загального повітря розраховується за формулою:

$$L_{\text{заг}} = \frac{\Sigma Q}{C_p \cdot \omega} \quad (4.1)$$

де, ΣQ - загальна сума всіх теплоприпливів

ω - швидкість руху повітря в камері

$$L_{\text{заг}} = \frac{64,75}{1,0127 \cdot 1} = 67,41 \text{ кг / сек}$$

Витрата зовнішнього повітря розраховується за формулою:

$$L_{\text{зов}} = \frac{L_{\text{вент}} \cdot \rho_v}{3600} \quad (4.2)$$

де, w - щільність повітря, кг/м^3

$$L_{\text{зов}} = \frac{3465,5 \cdot 1,122}{3600} = 1,08 \text{ кг / сек}$$

Витрата рециркулюючого повітря розраховується за формулою:

$$L_{\text{реци}} = L_{\text{заг}} - L_{\text{зов}} \quad (4.3)$$

$$L_{\text{реци}} = 67,41 - 1,08 = 66,33 \text{ кг/сек}$$

Знаходимо положення точки суміші, що відповідає параметрам суміші рециркуляційного і зовнішнього повітря, для чого визначаємо температуру в точці суміші:

$$t_{\text{см}} = \frac{t_{\text{реци}} \cdot L_{\text{реци}} + t_{\text{зов}} \cdot L_{\text{зов}}}{L_{\text{заг}}} \quad (4.4)$$

$$t_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 66,33 + 32 \cdot 1,08}{67,41} = 4,4^\circ \text{C}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для побудови на i-d діаграмі зміни стану повітря, необхідно знайти промінь тепловологості процесу

$$\varepsilon = \frac{Q_{заг} + Q_{зб}}{W_{заг}} \quad (4.5)$$

де, $Q_{заг}$ - загальна кількість всіх теплоприпливів, кВт

$Q_{зб}$ - кількість теплоти, яка необхідна для зберігання дріжджів, кВт

$W_{заг}$ - кількість вологи, що випаровується з камери №2, кг/с

$$\varepsilon = \frac{68,27 + 67,88}{0,027} = 5042,6$$

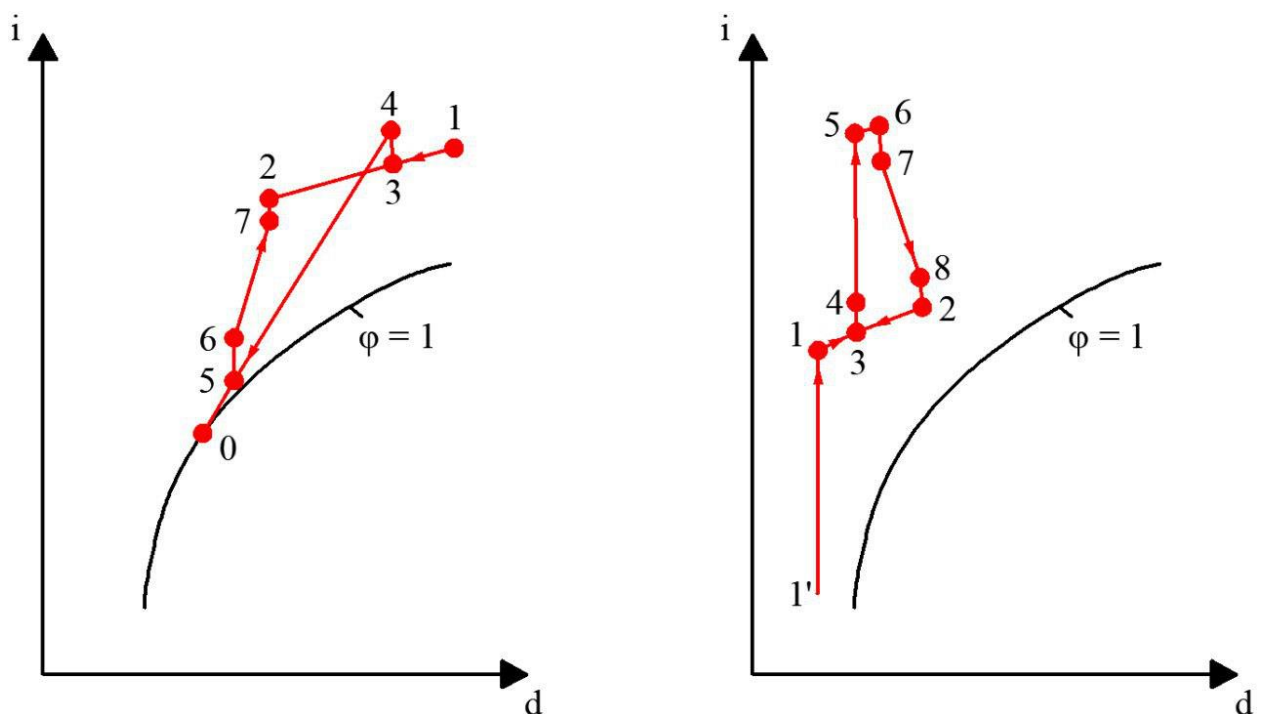


Рис. 4.2. Процеси обробки повітря в літньому а) і зимовому б) режимах роботи одноканальної центральної рециркуляційної системи кондиціонування повітря.

Літній режим роботи (рис. 4.2, а).

Вихідні стану зовнішнього і рециркуляційного повітря на d,i-діаграмі визначаються відповідно точками 1 і 2. Пройшовши через фільтри ПФ зовнішній і рециркуляційне повітря змішується в камері змішання

центрального кондиціонера (процеси 1-3 і 2-3). Як було відзначено, точка 3, що характеризує стан суміші, ділить пряму 1-2 на відрізки, назад пропорціональний частинам зовнішнього і рециркуляційного повітря.

Після змішування, повітря стискаючись в вентиляторі з підвищенням температури на 2 - 3°C (процес 3-4), подається в повітроохолоджувач ПО.

Температура поверхні повітроохолоджувача нижче точки роси оброблюваного повітря. Тоді процес охолодження і осушення повітря (4-5) буде направлений в точку 0 на лінії насичення. В результаті з повітря випадає волога в кількості $d_4 - d_5$ з кожного 1 кг повітря у вигляді конденсату, а відносна вологість збільшується. Відносна вологість повітря ϕ на виході з кондиціонера (точка 5) не досягне 100%, тому що не всі частинки повітря входять в зіткнення з холодною поверхнею повітроохолоджувача і визначається температурою поверхні охолодження повітроохолоджувача, числом рядів труб по ходу повітря і його швидкістю .

Охолодження повітроохолоджувача забезпечується роботою холодильної установки, до складу якої входять компресор КМ, конденсатор КД, випарник - повітроохолоджувач ПО і ТРВ.

Краплі вологи, що випали з повітря в процесі охолодження, щоб уникнути винесення їх в повітропроводи, відділяють в краплеуловлювачі КУ (їх називають також Елімінаторами). Для відводу цієї вологи передбачений піддон з дренажної трубкою.

Охолоджене і осушене повітря через шумопоглинаючу камеру ШП і розвідну магістраль, де воно декілька підігрівається (5-6), підходить до випускних розподільників повітря і подається в приміщення, змішуючись з повітрям приміщення, асимілюючи (поглинаючи) теплоту і вологу (6-7).

Напрямок процесу тепловологоасиміляції залежить від співвідношення надлишків теплоти і вологи і лежить в межах значень ε (4000-40000 кДж/кг).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З кондиціонованих приміщень через дверні жалюзійні решітки повітря надходить в коридор, де кілька підігрівається (7-2) при $d = \text{const}$ і потім повертається на рециркуляцію.

У результаті роботи СКП в приміщенні підтримується температура $t=+3^{\circ}\text{C}$ та відносна вологість $\phi=95\%$. При правильному налаштуванні і функціонуванні СКП ці параметри лежать в межах, встановлених санітарними правилами, що і складає основну задачу системи кондиціонування повітря в літньому режимі.

У зимовому режимі (рис.4.2, б), щоб запобігти утворенню води або льоду при змішуванні холодного зовнішнього і теплого рециркуляційного повітря, холодне повітря попередньо підігрівається в повітронагрівачі ПН1 (процес 1'-1 при $d = \text{const}$). Підігріте повітря, змішуючись з рециркуляційним (процеси 1-3 і 2-3), нагнітається вентилятором (підвищення температури при стисненні в вентиляторі 3-4) в повітронагрівач ПН2, де остаточно нагрівається до заданої температури (4 - 5). Дещо нижчим температурам відповідає більш висока температура припливного повітря на виході з кондиціонера. В результаті ϕ зменшується до найнижчого значення. Необхідна підвищення вологості досягається підмішуванням до нього вологого насиченого пара, що подається через зволожувальну трубку У. (процес 5 -6 протікає практично при $t = \text{const}$).

Нагріте і зволожене повітря в напірному трубопроводі повітря кілька охолоджується (6-7), підходить до розподільників повітря і, змішуючись з повітрям приміщення, охолоджується і зволожується вологою (процес тепловлагоасиміляції 7-8 протікає при ϵ , що дорівнює 1200-40000 кДж / кг). В результаті повітря приміщення має характеристики, відповідні Санітарним правилам. Надлишки повітря, що подається виходять в коридор, де трохи охолоджуються (8 - 2).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для повного використання теплоти пара на виході з кожного повітрянагрівача встановлений конденсатовідвідник КВ. КВ влаштований таким чином, що пропускає через себе тільки конденсат. Тому пар затримується в ВН до тих пір, поки повністю не сконденсується, тобто не віддасть повітрю теплоту пароутворення (при тиску в паровій системі 0,2-0,3 МПа теплота пароутворення становить приблизно 2000 кДж / кг).

Одним з важливих якостей СКП є можливість індивідуального регулювання мікроклімату в приміщенні. У одноканальної СКП з повною обробкою повітря в центральному кондиціонері індивідуальне регулювання здійснюється тільки за рахунок зміни подачі припливного повітря клапаном або заслінкою ВР (кількісне регулювання), але при значному прикритті заслінки вентиляція приміщення погіршується.

Незважаючи на зазначений недолік, нижча в порівнянні з іншими типами СКП вартість, простота трасування повітропроводів, менші маса і габарити зумовили досить широке поширення подібних систем.

4.1 Розрахунок камери зрошення

Питома ентальпія насиченого повітря $i_{нас}$, кДж/кг, при температурі води:

$$t_g^H = 1^0 C$$

При $0^0 C < t_g < 10^0 C$

$$i_{нас} = 9,42 + 1,97 \cdot t_g^H \quad (4.6)$$

$$i_{нас} = 9,42 + 1,97 \cdot 1 = 11,39 \text{ кДж/кг}$$

Розраховуємо параметр α , який характеризує конструктивні і гідродинамічні особливості камери за формулою:

$$\alpha = \frac{i_n - i_k}{(i_n - i_{нас})(1 - 0,000716 \cdot (i_n - i_{нас}) + 0,00351)(54 - i_{нас})} \quad (4.7)$$

$$\alpha = \frac{24,2 - 11,2}{(24,2 - 11,39)(1 - 0,000716 \cdot (24,2 - 11,39) + 0,00351 \cdot (54 - 11,39))} = 0,75$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знаходимо коефіцієнт зрошення за формулою:

$$\mu = 0,294 \cdot \exp(2,99 \cdot \alpha) \quad (4.8)$$

$$\mu = 0,294 \cdot \exp(2,99 \cdot 0,75) = 2,76$$

Визначаємо ефективність процесу обробки повітря в камері зрошення:

$$E = 1 - \exp(-1,19 \cdot \mu^2) \quad (4.9)$$

$$E = 1 - \exp(-1,19 \cdot 2,76^2) = 0,99$$

Знаходимо початкову температуру води, °С:

$$t_{\text{в}}^{\text{д}} = t_{\text{в}} - \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{к}}) + 0,33\left(\frac{E}{\alpha} - 1\right) \cdot (i_{\text{н}} - i_{\text{к}})}{E} \quad (4.10)$$

$$t_{\text{в}}^{\text{д}} = 4,4 - \frac{(4,4 - 3) + 0,33\left(\frac{0,99}{0,75} - 1\right) \cdot (24,2 - 14,2)}{0,99} = 1,91^{\circ}\text{C}$$

Обчислюємо масову витрату води, що йде на зрошення, кг/сек:

$$G_{\text{води}} = L_{\text{общ}} \cdot \mu \quad (4.11)$$

$$G_{\text{води}} = 67,41 \cdot 2,76 = 186 \text{ кг/сек}$$

Визначаємо витрату води через одну форсунку, кг/ч:

$$g = \frac{G_{\text{води}}}{n} \quad (4.12)$$

де, n- кількість форсунок

$$g = \frac{186}{209} = 0,89 \text{ кг/ч}$$

Знаходимо тиск води перед форсунками, кПа:

$$p = 0,73 \cdot 10^3 \cdot g^2 \quad (4.13)$$

$$p = 0,73 \cdot 10^3 \cdot 0,99^2 = 578,2 \text{ кПа}$$

Обчислюємо кінцеву температуру води після камери зрошення, °С:

$$t_{\text{в}}^{\text{к}} = t_{\text{в}}^{\text{д}} + \frac{i_{\text{н}} - i_{\text{к}}}{4,19 \cdot \mu} \quad (4.14)$$

$$t_{\text{в}}^{\text{к}} = 1,91 + \frac{24,2 - 14,2}{4,19 \cdot 2,76} = 2,77^{\circ}\text{C}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо масову витрату холодної води, яка йде від холодильної машини, кг/сек:

$$G_{\epsilon}^x = G_n \cdot \frac{t_{\epsilon}^{\kappa} - t_{\epsilon}^{\partial}}{t_{\epsilon}^{\kappa} - t_{\epsilon}^x} \quad (4.15)$$

$$G_{\epsilon}^x = 186 \cdot \frac{2,77 - 1,91}{2,77 - 1} = 90,3 \text{ кг/сек}$$

Приймаю температуру води на виході с випарника $t_{\epsilon}^x = 1^{\circ}\text{C}$

Обчислюємо масову витрату рециркуляційної води, кг/сек

$$G_{\epsilon}^p = G_{\epsilon} - G_{\epsilon}^x \quad (4.16)$$

$$G_{\epsilon}^p = 186 - 90,3 = 95,7 \text{ кг/сек}$$

Розраховуємо теплоприплив від охолоджувальної води на Км,кВт

$$Q_x = G_{\epsilon}^x \cdot (t_{\epsilon}^{\kappa} - t_{\epsilon}^x) \quad (4.17)$$

$$Q_x = 90,3 \cdot (2,77 - 1) = 159,8 \text{ кВт}$$

Підбираю зрошувальну секцію для свого кондиціонера с наступними характеристиками:

Таблиця 4.1 – Характеристика зрошувальної секції

Номінальна продуктивність камери зрошення по повітрю, м³/год	Марка кондиціонера	Розмір камери, мм (висота-ширина-довжина)	Зрошувальна частина					Опір по повітрю, Па	Маса, кг
			Кількість стояків		Кількість форсунок				
			В одному ряду	Взагалі	В 1 ряду	В 2 ряду	Взагалі		
68	КЦК-72	2003-3405-2425	11	22	121	88	209	133	2700

Також по загальній витраті повітря, я підбираю секцію фільтрації повітря з наступними характеристиками:

Таблиця 4.2-Характеристика секції фільтрації

Марка фільтра	Ф6РУ6А
Номинальна пропускна здатність повітря, м³/год	60000
Площа робочого перерізу, м²	6
Фільтруючий матеріал	ФСВУ
Ефективність очистки, %	85
Рекомендована кінцева пилеємкість, г/м²	600
Початкова запиленість повітря, мг/м³	5

5 Тепловий розрахунок холодильної системи

Температура кипіння для хладонових холодильних машин

$$t_o = t_s - (4 \div 6) \quad (5.1)$$

$$t_o = 1,88 - 5 = -3,12^\circ \text{C} \approx -3^\circ \text{C}$$

Середня температура розсолу

$$t_s = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} \quad (5.2)$$

$$t_s = \frac{2,77 + 1}{2} = 1,88^\circ \text{C} \approx 2^\circ \text{C}$$

Температура конденсації

$$t_k = t_n + (10 \div 14) \quad (5.3)$$

$$t_k = 32 + 13 = 45^\circ \text{C}$$

Температура всмоктування для хладонових ХМ

$$t_{вс} = t_o + (15 \div 20) \quad (5.4)$$

$$t_{вс} = -3 + 20 = 17^\circ \text{C}$$

5.1 Визначення навантаження на компресор і камерне устаткування

Таблиця 5.1 - Зведена таблиця теплоприпливів

Режим $t_o = -10^\circ \text{C}$	Q ₁		Q ₂		Q ₃		Q ₄		ΣQ	
	Кам. обл.	КМ	Кам. обл.	КМ	Кам. обл.	КМ	Кам. обл.	КМ	Кам. Обл.	КМ
Камера №1	4,893	4,4	0,968	0,968	3,652	3,652	4,365	3,273	13,746	12,195
Камера №2	8,782	7,9	1,965	1,965	1,651	1,651	8,06	6,04	24,967	22,032
Камера №3	3,106	2,795	0,484	0,484	0,825	0,825	3,55	2,66	7,88	6,696
Разом		15,1		6,67		31		11,97		64,75

Холодопродуктивність компресорів розраховуємо за формулою

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_0 = \frac{k \cdot (Q_x + Q_{\text{техн}})}{b} \quad (5.5)$$

де k - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах, апаратах холодильної установки.

При розсільному охолодженні $k=1,12$

Q_x - сумарне навантаження на КМ від охолоджуваної води, кВт

$Q_{\text{техн}}$ - сумарні витрати холоду на технологічні потреби, кВт

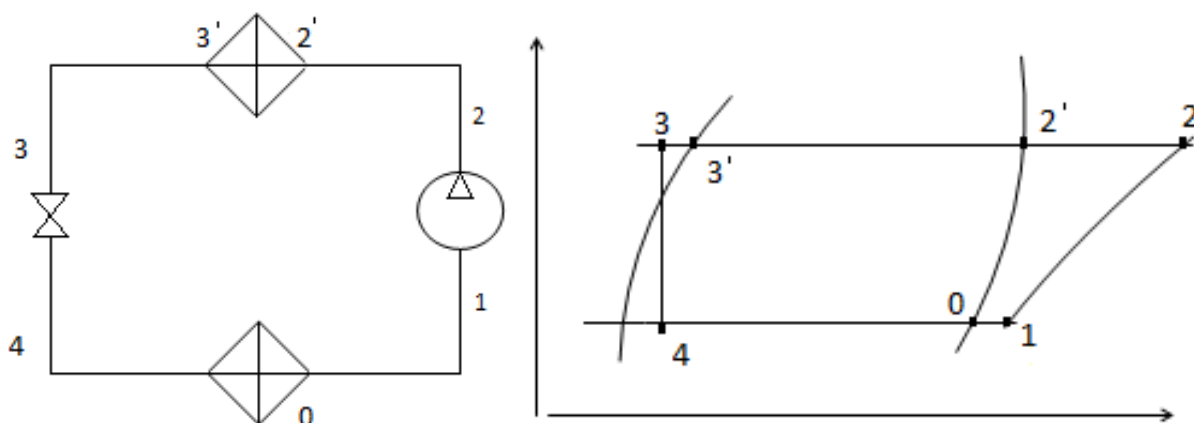
b - Коефіцієнт робочого часу.

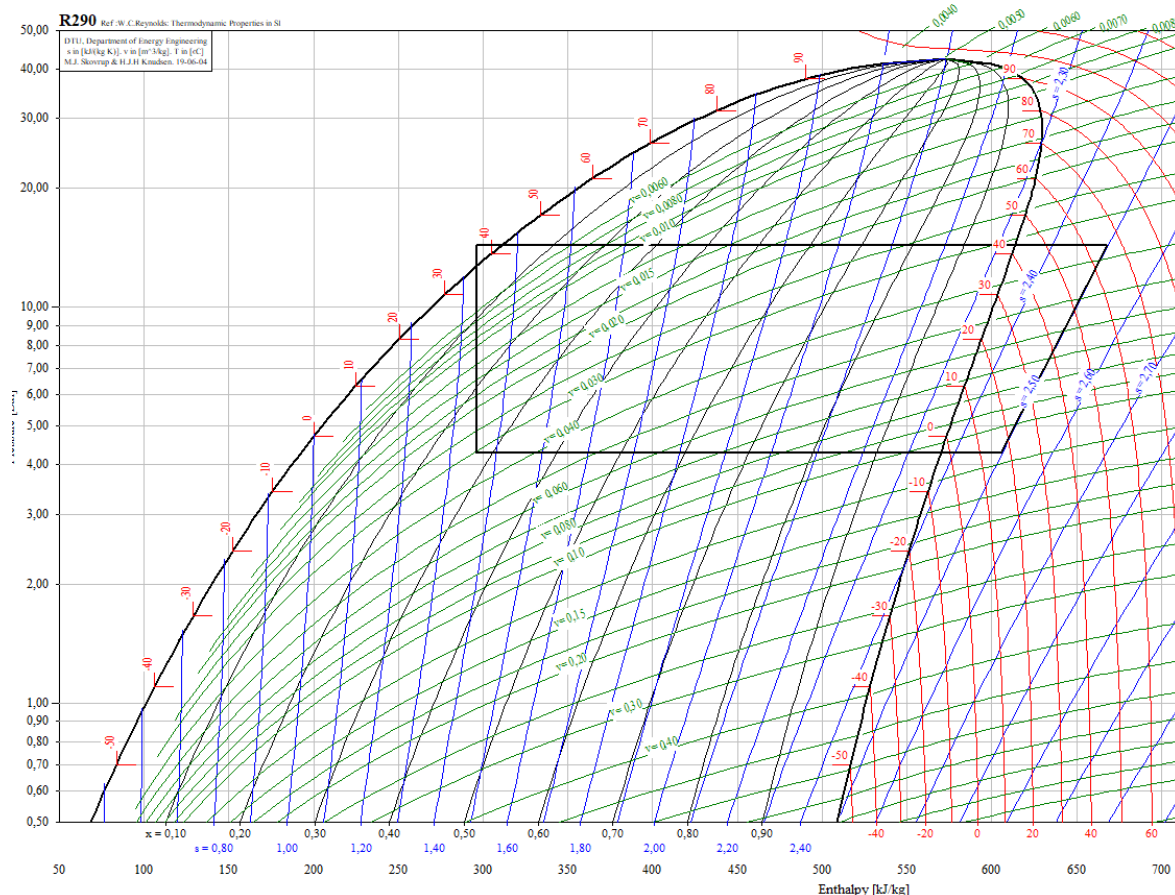
$$Q_0 = \frac{1,12 \cdot (193,1 + 159,8)}{0,9} = 439,1 \text{ кВт}$$

5.2 Побудова циклів холодильної машини зняття параметрів вузлових точок

Зображення:

- 1) схеми холодильної машини;
- 2) цикл хладонової холодильної машини в $\lg P-h$ - діаграмі.





Таблиця 5.2 – Параметри вузлових точок

Номер точки	Параметри			
	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	V, м³/кг
0	-3	0,4292	569,8	-----
1	17	0,4292	605,58	0,1168
2	65,8	1,43	667,93	0,0367
3	37	1,43	296,52	-----
4	-3	0,4292	296,52	-----

5.3 Тепловий розрахунок і добір компресора

Питома масова холодопродуктивність холодильного агента:

$$q_0 = i_0 - i_4 \quad (5.5)$$

Масова витрата пару

$$M_d = Q_0 / q_0 \quad (5.6)$$

де Q_0 - навантаження на компресор з обліком витрат, кВт

Дійсна об'ємна подача, м³/с

$$V_D = m_d \cdot v_1 \quad (5.7)$$

де v_1 - питомий обсяг усмоктуваного пару, м³/кг

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_{wi} \quad (5.8)$$

$$\lambda_i = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (5.9)$$

$$\lambda_{wi} = T_o / T_k \quad (5.10)$$

Теоретична об'ємна подача, м³/с

$$V_T = V_D / \lambda \quad (5.11)$$

Адіабатна потужність, кВт

$$N_a = m_d (i_2 - i_1) \quad (5.12)$$

Індикаторна потужність, кВт

$$N_i = N_a / \eta_i \quad (5.13)$$

Ефективна потужність, кВт

$$N_e = N_i / \eta_m \quad (5.14)$$

Потужність на валу двигуна, кВт

$$N_{дв} = N_e / \eta_{п} \quad (5.15)$$

Тепловий потік в конденсаторі, кВт

$$Q_k = Q_o + N_i \quad (5.16)$$

Таблиця 5.3 - Тепловий розрахунок

qo, Кдж\кг	Мл, кг/сек	Vд, м ³ /с	λ	λ_i	λ_{wi}	Vт, м ³ /с	Na, кВт	Ni, кВт	Ne, кВт	Nдв, кВт	Q ^к , кВт
309,1	1.42	0.164	0,7	0,88	0,8	0.235	88.6	126.5	140.6	156.2	565.6

По каталогу підбираємо 2 чилери, один на технологічні потреби, один для системи кондиціонування повітря.

Таблиця 5.3 - Технічні характеристики чилера для технологічних потреб.

Air-to-Water Process Chillers



EUROKLIMAT
Cooling System Solutions

According to Commission Regulation (EU) 2016/2281 implementing Directive 2009/125/EC "Ecodesign"

Table 15 - Information requirements for high temperature process chillers

Model(s):	EKO.E B/ST 1402 S
Type of condensing: (outdoor side heat exchanger)	Air
Indoor side heat exchanger chiller:	Water
Type:	Compressor - Driven vapour compression
Driver of compressor:	Electric motor
Refrigerant fluid(s):	R290

Item	Symbol	Value	Unit
Operating temperature	t	7	°C
Seasonal Energy Performance Ratio	SEPR	4,66	—
Annual electricity consumption	Q	466.961	kWh/a

Parameters at full load and reference ambient temperature at rating point A			
Rated refrigeration capacity	P _A	293,90	kW
Rated power input	D _A	99,63	kW
Rated energy efficiency ratio	EER _{DC,A}	2,95	—

Parameters at rating point B			
Declared refrigeration capacity	P _B	290,10	kW
Declared power input	D _B	91,72	kW
Declared energy efficiency ratio	EER _{DC,B}	3,16	—

Parameters at rating point C			
Declared refrigeration capacity	P _C	260,00	kW
Declared power input	D _C	61,86	kW
Declared energy efficiency ratio	EER _{DC,C}	4,20	—

Parameters at rating point D			
Declared refrigeration capacity	P _D	260,50	kW
Declared power input	D _D	42,70	kW
Declared energy efficiency ratio	EER _{DC,D}	6,10	—

Other items			
Capacity control	Variable		
Degradation coefficient for chillers	C _{dc}	0,9	—
GWP of the refrigerant	R290	3	kg CO ₂ eq (100 years)
Standard rating conditions used	High Temperature - +2 °C ≤ LWT ≤ +12 °C		

Таблиця 5.4 - Технічні характеристики чилера для системи кондиціонування.

Air-to-Water Process Chillers
EUROKLIMAT
 Cooling System Solutions

According to Commission Regulation (EU) 2016/2281 implementing Directive 2009/125/EC "Ecodesign"

Table 15 - Information requirements for high temperature process chillers

Model(s):	EKO.E I/LN 1202 S
Type of condensing: (outdoor side heat exchanger)	Air
Indoor side heat exchanger chiller:	Water
Type:	Compressor - Driven vapour compression
Driver of compressor:	Electric motor
Refrigerant fluid(s):	R290

Item	Symbol	Value	Unit
Operating temperature	t	7	°C
Seasonal Energy Performance Ratio	SEPR	4,61	—
Annual electricity consumption	Q	427.795	kWh/a

Parameters at full load and reference ambient temperature at rating point A			
Rated refrigeration capacity	P _A	266,00	kW
Rated power input	D _A	95,34	kW
Rated energy efficiency ratio	EER _{DC,A}	2,79	—

Parameters at rating point B			
Declared refrigeration capacity	P _B	265,50	kW
Declared power input	D _B	84,50	kW
Declared energy efficiency ratio	EER _{DC,B}	3,14	—

Parameters at rating point C			
Declared refrigeration capacity	P _C	253,90	kW
Declared power input	D _C	61,76	kW
Declared energy efficiency ratio	EER _{DC,C}	4,11	—

Parameters at rating point D			
Declared refrigeration capacity	P _D	217,90	kW
Declared power input	D _D	35,52	kW
Declared energy efficiency ratio	EER _{DC,D}	6,13	—

Other items			
Capacity control	Variable		
Degradation coefficient for chillers	C _{dc}	0,9	—
GWP of the refrigerant	R290	3	kg CO ₂ eq (100 years)
Standard rating conditions used	High Temperature - +2 °C ≤ LWT ≤ +12 °C		

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

6 Розрахунок повітряного конденсатора

Сумарне тепло конденсації, яке необхідно відвести, для однієї мультисистеми, складе:

$$Q_k = Q_0 + N_i = 439.1 \text{ кВт} + 126.5 \text{ кВт} = 565.6 \text{ кВт}$$

Таким чином, в холодильній системі буде встановлено три повітряні конденсатори потужністю по 188.5 кВт кожен.

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження: $Q_k = 188.5 \text{ кВт}$

Розрахункова температура зовнішнього повітря: $t_n = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\phi_n = 0.6$

Зовнішній діаметр труби: $d = 0.022 \text{ м}$

Внутрішній діаметр труби: $d_{\text{вн}} = 0.02 \text{ м}$

Товщина ребра: $\delta = 0.0008 \text{ м}$

Крок ребер: $u = 0.008 \text{ м}$

Ширина ребра: $B = 0.044 \text{ м}$

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній

Крок труб по ходу/проти ходу повітря: $S_1/S_2 = 0.044/0.088 \text{ м}$

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R290

Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t = 5 \text{ К}$, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_n + \Delta t = 32 + 5 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w = 8 \text{ м/с}$.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = B^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot B \cdot \delta = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{tr} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta) = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{\pi} = f_p + f_{tr} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обребрення β и ступінь обребрення ϕ_n :

$$\beta = f_{\pi} / f_{вн} = 2.2 / 0.55 = 4$$

$$\phi_n = f_{\pi} / f_{tr} = 2.2 / 0.5 = 4.4$$

За довідковими даними [2] вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_n :

- кінематична в'язкість $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr = 0.7$;
- щільність $\rho = 1.16 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- теплоємність $c = 1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_e = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta) \quad (6.1)$$

$$d_e = 2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008) / (0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008) = 0.011 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = w \cdot d_e / \nu \quad (6.2)$$

$$Re = 8 \cdot 0.011 / 16.2 \cdot 10^{-6} = 5358$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot [(S_1 - d) / d_e]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (6.3)$$

$$Nu = 0.178 \cdot [(0.044 - 0.022) / 0.011]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_e \quad (6.4)$$

$$\alpha_k = 27.8 \cdot 0.027 / 0.011 = 69.1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B / d - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B / d)) \quad (6.5)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot (1.15 \cdot 0.044 / 0.022 - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.044 / 0.022)) = 0.018 \text{ м}$$

Для мідних труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр} = 400 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$,
для алюмінієвих ребер $\lambda_p = 200 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (6.6)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] / [2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0.91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot (f_p \cdot E / f_{п} + 1 / \varphi_n) \quad (6.7)$$

$$\alpha_{пр} = 69.1 \cdot (1.7 \cdot 0.91 / 2.2 + 1 / 4.4) = 64.2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару масла:

товщина – $\delta_m = 0.0005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_m = 0.12 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = [(1/\alpha_{пр} + 8 \cdot f_{п} / (\pi \cdot (d^2 + d_{вн}^2))) \cdot (0.5 \cdot (d - d_{вн}) / \lambda_{тр} + \delta / \lambda_p + \delta_m / \lambda_m)]^{-1} \quad (6.8)$$

$$K = [(1/64.2 + 8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2))) \cdot (0.5 \cdot (0.022 - 0.02) / 400 + 0.0008 / 200 + 0.0005 / 0.12)]^{-1} = 23.8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Властивості агента (R290) визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі конденсації t_k :

- щільність конденсату $\rho_k = 31,583 \text{ кг/м}^3$;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_k=0,021798 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_k=8,98\cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$;
- теплота паротворення $r=302,85\cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби t_{ct} , можна виразити по формулі:

$$q=\beta^{-1}\cdot 0.72\cdot [9.81\cdot r\cdot \rho_k^2\cdot \lambda_k^3\cdot (\mu_k\cdot d_{вн})^{-1}]^{0.25}\cdot (t_k-t_{ct})^{-0.75} \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned} q &= 4^{-1}\cdot 0.72\cdot [9.81\cdot 302,85\cdot 10^3\cdot 31,583^2\cdot 0.021798^3\cdot (8,98\cdot 10^{-6}\cdot 0.02)^{-1}]^{0.25}\cdot (42- \\ &t_{ct})^{-0.75}= \\ &= 115,73\cdot (42-t_{ct})^{-0.75} \end{aligned}$$

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби t_{ct} , можна виразити по формулі:

$$q=K\cdot (t_{ct}-t_n) \quad (6.10)$$

$$q=K\cdot (t_{ct}-t_n)=23.8\cdot (t_{ct}-32)$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь 7.9 і 7.10, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q=193,75 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Повну обребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F=Q_k\cdot 10^3/q \quad (6.11)$$

$$F=188.5\cdot 10^3/193,75=973 \text{ м}^2$$

7.2 Конструктивний розрахунок апарату

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6</i>	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'ємна витрата повітря через апарат визначається по формулі:

$$V=Q_K/(c \cdot \rho \cdot \Delta t) \quad (6.12)$$

$$V=188.5 \cdot 10^3 / (1.16 \cdot 1.005 \cdot 5) = 32.3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа «живого» перетину конденсатора:

$$F_{\text{ж}}=V/w$$

$$F_{\text{ж}}=V/w=32.3/8=4 \text{ м}^2$$

Сумарна довжина труб в апараті: $\sum L=F_{\text{ж}}/f_{\text{п}}$

$$\sum L=F_{\text{ж}}/f_{\text{п}}=4/(2.2 \cdot 10^{-3})=1835 \text{ м}$$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{\text{ж}}=S_1 \cdot u - (2 \cdot h' \cdot \delta + d \cdot u) \quad (6.13)$$

$$f_{\text{ж}}=0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008) = 0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату: $n_{\text{ре}}=F_{\text{ж}}/f_{\text{ж}}=4/0.1465 \cdot 10^{-3}=27303$

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\text{ф}}=u \cdot n_{\text{ре}}=0.008 \cdot 27303=218.4 \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату: $S_{\text{ф}}=S_1 \cdot \sum L_{\text{ф}}=0.044 \cdot 218.4=9.6 \text{ м}^2$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо 3 вентилятори марки ВО-12-303-10 при орієнтовному натиску $H=130 \text{ Па}$.

Діаметр вентиляторів $D_{\text{в}}=1 \text{ м}$, кількість $z=3$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = (S_\phi / z)^{0.5} = (9.6 / 3)^{0.5} = 1.78$ м;
- довжина $L_k = B_k \cdot z = 1.78 \cdot 3 = 5.34$ м.

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_\phi = B_k / S_1 = 1.78 / 0.044 = 40$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = N_\phi \cdot S_1 = 40 \cdot 0.044 = 1.76$ м;
- довжина $L_k = B_k \cdot z = 1.78 \cdot 4 = 7.12$ м.

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \sum L / \sum L_\phi = 1835 / 218.4 = 9$$

$$\text{Висота секції: } H_k = S_2 \cdot N = 0.088 \cdot 9 = 0.792 \text{ м}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6</i>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 Тепловий розрахунок і добір випарників

Площа поверхні випарника, м²

$$F = \frac{Q_0}{k \theta_m} \quad (7.1)$$

де Q_0 - сумарний тепловий потік у КД від усіх груп компресорів, кВт

k - коефіцієнт теплопередачі випарника, Вт/м² К

θ_m - середня логарифмічна різниця температур °С

$$F = \frac{198,8 \cdot 10^3}{600 \cdot 4,9} = 67,6 \text{ м}^2$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{t_{s2} - t_{s1}}{2,3 \lg \frac{t_0 - t_{s1}}{t_0 - t_{s2}}} \quad (7.2)$$

$$\theta_m = \frac{2,77 - 1}{2,3 \lg \frac{2,77 + 3,12}{1 + 3,12}} = 4,9^\circ \text{C}$$

Підбираю випарник марки DXS200

Таблиця 7.1 - Характеристики випарника

Марка	DXS200
Площа внутрішньої теплопередаючої поверхні, м ²	75
Агентоемкість, л	23,7
Внутрішній діаметр кожуха та товщина його стінки	600x8
Габаритні розміри, мм	
Довжина	5580
Ширина	1075
Висота	1590
Кількість труб	216
Довжина труб, мм	5000
Вода (вхід та вихід)	125
Вхід ХА	20
Вихід ХА	80
Об'єм міжтрубного простору, м ²	0,9
Маса, кг	2000

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Витрата розсолу, що надходить на випарник

$$V_p = \frac{Q_0}{C_p \cdot \rho_p \cdot (t_{s2} - t_{s1})} \quad (7.3)$$

де Q_0 - сумарний тепловий потік у В від усіх компресорів, кВт

C_p - питома теплоємність розсолу, $C_p = 4,19$ кДж/кг К

ρ_p - густина розсола, $\rho = 1000$ кг/м³

$t_{s2} - t_{s1}$ - охолодження розсолу у випарнику, °С

$$V_p = \frac{198,8 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 1000 \cdot (2,77 - 1)} = 26,8 \text{ л/с}$$

По витраті розсолу підібрав 1+1 консольних насосів К-90/20 (робочий і запасний).

Характеристику насосів зводимо до табл. 7.2

Таблиця 7.2 - Характеристика розсільних насосів

Показник	К-90/20
Частота обертання, хв. ⁻¹	2900
Подача, м ³	0,028
Повний напір, м	17,2
ККД	76
Потужність електродвигуна, кВт	5,5

8 Розрахунок та вибір допоміжного устаткування

Лінійний ресивер

До схеми хладонової холодильної машини лінійний ресивер підбираємо за формулою:

$$V_{л.p} = 1,45 \cdot V_{vap} \quad (8.1)$$

$$V_{л.p} = 1,45 \cdot 23,7 = 34,3 л$$

Підбираю 1 лінійний ресивер марки BC-LR-40

Характеристику ресиверу зводимо до табл.

Таблиця 8.1 - Характеристика ресивера

Марка	BC-LR-40
Розміри, мм	
Висота, мм	939
Діаметр, мм	240
Діаметри патрубків	
D ₁	30
D ₂	25
D _y	Труб 1/2"
Місткість, л	40

8.1 Розрахунок та добір РТО

Площа теплообмінної поверхні, м²

$$F_{то} = \frac{Q_{то}}{k\theta} \quad (8.2)$$

де $Q_{то}$ - тепловий потік у РТО, кВт

k - коефіцієнт теплопередачі РТО, Вт/м² К

θ_m - середня логарифмічна різниця температур °С

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{то}} = \frac{15,1 \cdot 10^3}{290 \cdot 35,6} = 1,46 \text{ м}^2$$

Середня логарифмічна різниця температур, °С

$$\theta_m = t_{\text{ср.жс}} - t_{\text{ср.п}} = \frac{t_3 + t_3'}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (8.3)$$

$$\theta_m = \frac{40 + 45}{2} - \frac{16,8 + 3}{2} = 35,6 \text{ °С}$$

Тепловий потік в РТО, кВт

$$Q_{\text{то}} = M_{\text{км}} \cdot (i_3' - i_3)$$

де, $M_{\text{км}}$ - дійсна масова витрата х/а, кг/с

$$Q_{\text{то}} = 1,96 \cdot (263,7 - 256) = 15,1 \text{ кВт/с}$$

Підбираю РТО марки SLHE-20

Таблиця 8.2 - Характеристика РТО

Марка	SLHE-20
Площа теплообмінної поверхні, м ²	1,45
Номинальна потужність, кВт	15,2
Діаметр патрубків, дюйм	
рідинний	7/8
газовий	2 1/8
Діаметр трубок всередині т.о	5/8
Кількість патрубків	8
Максимальний робочий тиск	0,83
Сумарний прохідний перетин газових патрубків, см ²	39,1

8.2 Розрахунок і добір вентилятора

Площу перерізу повітропроводу, м², визначаємо за формулою:

$$F = \frac{V}{\omega} \quad (8.4)$$

де, V-об'ємна витрата повітря, м³/сек

ω- швидкість повітря, м/сек

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{2.04}{9} = 0.22 \text{ м}^2$$

Об'ємна витрата повітря, м³/сек, визначається за формулою:

$$V = \frac{L_{\text{обц}}}{C_{\text{с}} \cdot \rho_{\text{с}} \cdot \Delta t} \quad (8.5)$$

де, $L_{\text{обц}}$ - витрата загального повітря, кг/сек

$\rho_{\text{с}}$ - щільність повітря

$$V = \frac{67.41}{1.012 \cdot 1.122 \cdot 29} = 2.04 \text{ м}^3/\text{сек}$$

Знаходимо коефіцієнт тертя на формулою:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad (8.6)$$

де, k-тертя труб

d- внутрішній діаметр повітропроводу

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{0.001}{0.53} + \frac{64}{3.69 \cdot 10^4} \right)^{0.25} = 0.027$$

Внутрішній діаметр повітропроводу знаходимо по формулі:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \quad (8.7)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.22}{\pi}} = 0.53 \text{ м}$$

Втрати тиску на тертя, Па:

$$Rl = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot l \quad (8.8)$$

де, l-довжина магістрального повітропроводу, м

$$Rl = \frac{0.027}{0.53} \cdot \frac{1.122 \cdot 9^2}{2} \cdot 75 = 173.6 \text{ Па}$$

Втрата тиску в місцевих опорах, Па:

$$Z = \xi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (8.9)$$

де, ξ -коефіцієнт місцевого опору,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} - \text{швидкісний тиск потоку, Па}$$

$$Z = 10 \cdot \frac{1,122 \cdot 9^2}{2} = 454,41 \text{ Па}$$

Тиск створюваний вентилятором для роздачі повітря во всім дільницям, Па:

$$p = (1,1 \div 1,5) \cdot (Rl + Z)$$

$$(3.87)$$

$$p = 1,12 \cdot (173,6 + 454,4) = 703,3 \text{ Па}$$

Необхідна потужність приводу вентилятора розраховується за формулою:

$$N = \frac{V \cdot H}{\eta_n \cdot 1000} \quad (8.10)$$

де, Н- повний тиск, створюваний вентилятором, Па

η_n - КПД вентилятора

$$N = \frac{60,08 \cdot 785}{0,8 \cdot 1000} = 58,9 \text{ кВт}$$

По тиску та об'ємній витраті повітря підбираю 2 вентилятора марки Ц4-70-10

Таблиця 8.3- Характеристика вентилятора

№ вентилятора Ц4-70	Частота обертання		Продуктивність		Напір		КПД, %
	Об/хв	1/с	м³/год	м³/с	мм.вод.ст	Па	
10	720	12	11000	3,00	80	785	80

9. Розрахунок гідромодуля та визначення обсягу буферного бака чилеру

Гідромодуль може бути розташований на одній рамі разом з чиллером або перебувати окремо і з'єднуватися з чиллером трубопроводами. Взаємне розташування чилера і гідромодуля ніяк не регламентується. З одного боку це вибір виробника, в якій комплектації випускати чиллер. З іншого боку - це побажання замовника, який хоче придбати сумісну або роздільну комплектацію чиллера і гідромодуля.

Комплектація гідромодуля може бути різна, але однозначно можна сказати, що чим вона повніше, тим надійніше буде робота всієї системи чиллер-фанкойл. Правильний розрахунок всіх елементів гідромодуля також позначається на роботі всієї системи.

Гідромодуль (насосна станція) складається з насосів і баків і забезпечує надходження теплоносія з чилера на обладнання і назад. Зазвичай теплоносієм для системи чилера служить вода або розчин пропіленгліколю. Оскільки теплове навантаження змінюється в залежності від часу доби або сезону, то виникають періоди часу, коли холодопроизводительность чилера істотно перевищує реальну потребу. В цьому випадку чиллер починає працювати короткими імпульсами, включаючись і виключаючи. Часті пуски компресора призводять до його швидкого зносу і помітного зменшення терміну служби. Щоб цього уникнути, в систему іноді встановлюють акумулює бак, обсяг якого розраховується виходячи з можливих теплових навантажень і кількості теплоносія в системі. В цьому випадку сумарний обсяг і теплоємність теплоносія збільшується, завдяки чому інтервали між включенням / виключенням компресора зростають.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$Q = 606.5 \text{ кВт}$

$Q_{\min} = 80 \text{ кВт}$

$\Delta t = 2^\circ \text{C}$

Q - холодопродуктивність чилера;

$Q_{\min}$ - мінімальна теплове навантаження з вашого обладнання або навантаження постійна;

Δt - температурний диференціал (настройка холодильної установки).

Найбільш відповідний розмір ємності для чилера - 4.972 м^3

Модель	Витрати води, $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор, бар	Потреб. потужність, кВт	обсяг ємності, л.
ГМ-2000	54	3,2	7.5	2000
ГМ-3500	84	3	11	3500

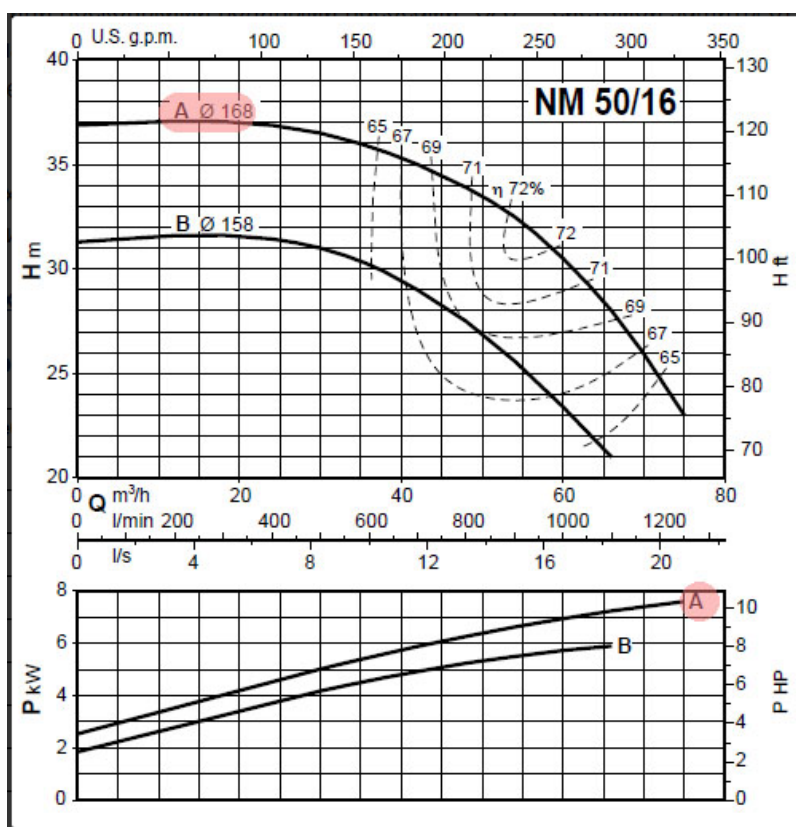


Рис. 9.1 Графіки робочих характеристик насосів ГМ-2000

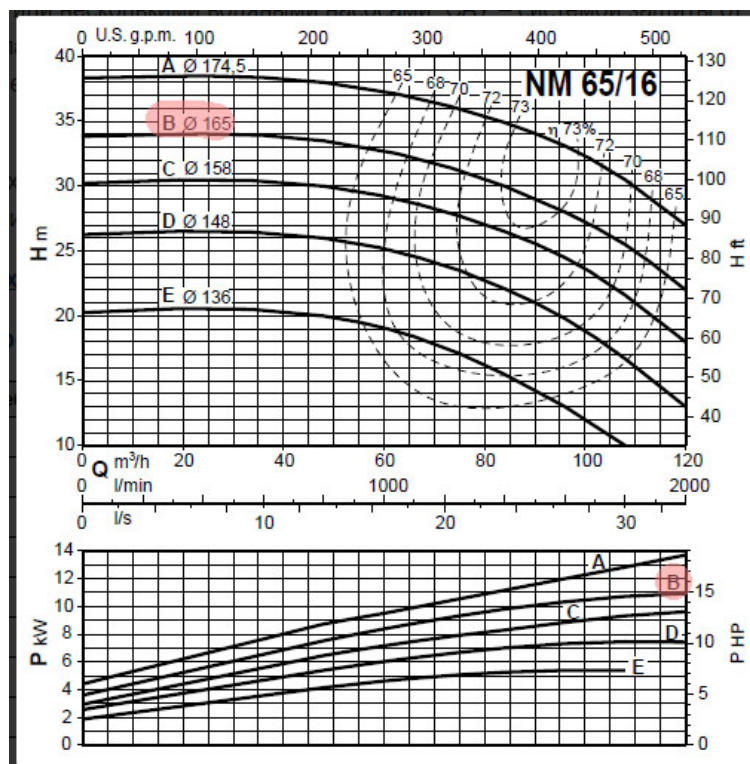


Рис. 9.2 Графіки робочих характеристик насосів ГМ3500

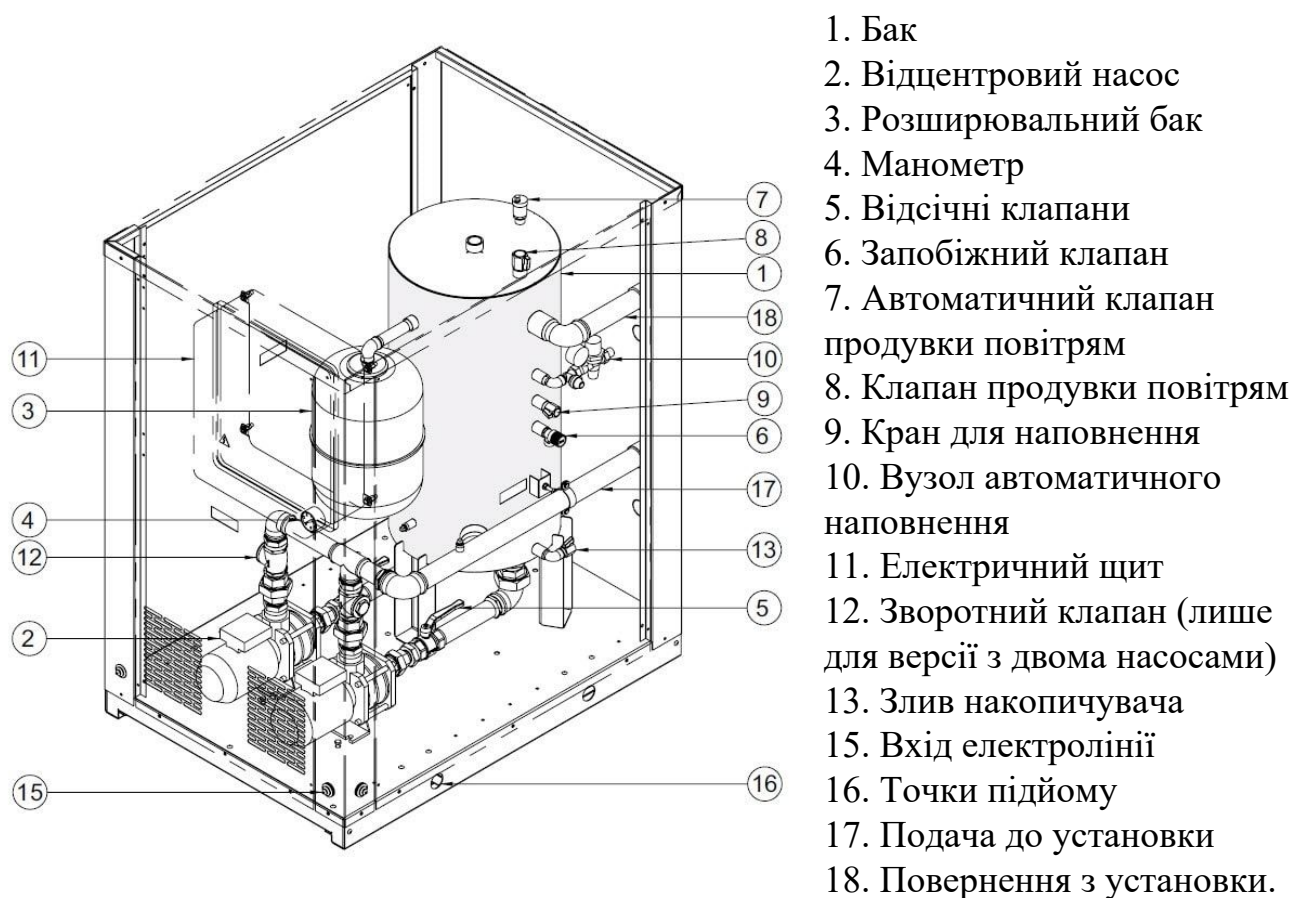


Рис.9.3 Схема гідромодуля з акумулювальним баком

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

10.1. Загальні положення

Експлуатація холодильного обладнання на пропані (R290) потребує особливих заходів безпеки, оскільки даний холодоагент належить до групи легкозаймистих вуглеводнів. Використання R290 у системах кондиціонування та охолодження дозволяє досягти високої енергоефективності та екологічної безпечності, проте створює додаткові ризики для персоналу та виробничого середовища.

Основними небезпеками при роботі з пропаном є:

- утворення вибухонебезпечних сумішей у разі витоку;
- ризик займання від відкритого полум'я, іскри чи нагрітих поверхонь;
- токсикологічний вплив при високих концентраціях у закритих приміщеннях (витіснення кисню).

З метою забезпечення безпечної експлуатації обладнання необхідно дотримуватися вимог чинних нормативних документів:

- **EN 378 «Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements»;**
- **ISO 5149 «Refrigerating systems and heat pumps – Safety requirements»;**
- національних стандартів та правил охорони праці (ДСТУ, НПАОП).

Організація охорони праці при роботі з холодильним обладнанням на R290 включає:

- розробку інструкцій з техніки безпеки;
- навчання та інструктаж персоналу;
- забезпечення засобами індивідуального захисту;
- контроль технічного стану обладнання та систем вентиляції;
- створення плану дій у разі аварійних ситуацій.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10.2. Вимоги до приміщень та обладнання

При експлуатації холодильних установок на пропані (R290) особливу увагу необхідно приділяти вимогам до приміщень, у яких розташоване обладнання, та до самого обладнання. Це пов'язано з високою пожежо- та вибухонебезпечністю даного холодоагенту.

Вимоги до приміщень:

- Приміщення повинні бути обладнані ефективною системою вентиляції, яка забезпечує постійний повітрообмін та запобігає накопиченню пропану у випадку витоку.
- Установлюється система автоматичного контролю концентрації газу з сигналізацією та аварійним відключенням обладнання при перевищенні допустимих рівнів.
- Забороняється використання відкритого полум'я, іскроутворюючих інструментів та нагрітих поверхонь у зоні розташування холодильних агрегатів.
- Приміщення повинні бути обладнані засобами пожежогасіння, рекомендованими для гасіння газових та рідинних пожеж (вогнегасники з порошковим або вуглекислотним зарядом).
- Електрообладнання у приміщенні має відповідати вимогам вибухозахисту (категорія Ex).

Вимоги до обладнання:

- Холодильні установки повинні мати герметичні з'єднання та вузли, що мінімізують ризик витоку холодоагенту.
- Використовуються компресори та інші агрегати, сертифіковані для роботи з легкозаймистими холодоагентами.
- Передбачаються запобіжні клапани та системи аварійного відключення.
- Усі трубопроводи та резервуари повинні бути виготовлені з матеріалів, стійких до дії пропану та відповідати вимогам міцності.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Обладнання повинно проходити регулярний технічний огляд та випробування на герметичність.

Таким чином, дотримання вимог до приміщень та обладнання є ключовим фактором у забезпеченні безпечної експлуатації холодильних систем на R290.

10.3. Вимоги до персоналу та організації робіт

Безпечна експлуатація холодильних систем на пропані (R290) значною мірою залежить від рівня підготовки персоналу та правильної організації робочих процесів.

Вимоги до персоналу:

- Працівники, які обслуговують обладнання на R290, повинні проходити спеціальне навчання та інструктаж з техніки безпеки, включаючи знання про властивості пропану, його небезпеки та методи запобігання аваріям.
- Допуск до роботи надається лише особам, які мають відповідну кваліфікацію та посвідчення про проходження навчання.
- Персонал повинен бути забезпечений засобами індивідуального захисту: захисними окулярами, рукавицями, антистатичним одягом, а також переносними газоаналізаторами для контролю концентрації пропану.
- Працівники повинні знати порядок дій у разі витоку холодоагенту, пожежі чи вибуху, а також вміти користуватися первинними засобами пожежогасіння.

Організація робіт:

- Роботи з технічного обслуговування та ремонту обладнання проводяться лише у добре вентильованих приміщеннях або на відкритому повітрі.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Перед початком робіт необхідно перевірити герметичність системи та відсутність витоків.
- Забороняється виконувати зварювальні, паяльні чи інші роботи, що супроводжуються утворенням іскор або відкритого полум'я, у зоні розташування обладнання з пропаном.
- Усі роботи повинні проводитися згідно з затвердженими технологічними картами та інструкціями з охорони праці.
- Організація повинна забезпечити наявність плану ліквідації аварійних ситуацій та регулярно проводити тренування персоналу щодо його виконання.

Таким чином, високий рівень професійної підготовки персоналу та чітка організація робіт є запорукою безпечної експлуатації холодильних систем на R290.

10.4. Аварійні ситуації та заходи безпеки

При експлуатації холодильних систем на пропані (R290) можливі аварійні ситуації, пов'язані з витокom холодоагенту, його займанням або вибухом. Для мінімізації наслідків необхідно передбачити чіткий порядок дій та відповідні технічні й організаційні заходи.

Витік холодоагенту:

- При виявленні запаху пропану або сигналу газоаналізатора необхідно негайно зупинити роботу обладнання та перекрити подачу холодоагенту.
- Забезпечити інтенсивне провітрювання приміщення шляхом увімкнення аварійної вентиляції або відкриття дверей та вікон.
- Забороняється використовувати електрообладнання, що може створити іскру, до повного видалення газу з приміщення.
- Персонал повинен залишити небезпечну зону та повідомити відповідальну особу.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

Пожежа:

- У разі займання пропану необхідно застосовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники. Використання води не допускається, оскільки це може спричинити поширення полум'я.
- При великій пожежі слід негайно викликати пожежну службу та організувати евакуацію персоналу.
- Забезпечити відключення електроживлення та перекриття подачі холодоагенту.

Вибух:

- У випадку вибуху необхідно негайно евакуювати людей із небезпечної зони та надати першу допомогу постраждалим.
- Викликати аварійні служби та забезпечити охорону території для запобігання повторним інцидентам.
- Провести аналіз причин вибуху та розробити заходи для недопущення подібних випадків у майбутньому.

Загальні заходи безпеки:

- Розробка та впровадження плану ліквідації аварійних ситуацій.
- Регулярне проведення тренувань персоналу щодо дій у разі витоку, пожежі чи вибуху.
- Забезпечення постійної готовності засобів пожежогасіння та аварійної вентиляції.
- Наявність аптечки та засобів першої допомоги у зоні експлуатації обладнання.

Таким чином, своєчасне реагування на аварійні ситуації та чітке дотримання інструкцій дозволяють мінімізувати ризики для персоналу та виробничого середовища.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10.5. Засоби індивідуального захисту та пожежна безпека

При роботі з холодильним обладнанням на пропані (R290) необхідно забезпечити персонал відповідними засобами індивідуального захисту (ЗІЗ) та дотримуватися вимог пожежної безпеки. Це дозволяє мінімізувати ризики травмування та запобігти виникненню аварійних ситуацій.

Засоби індивідуального захисту:

- Захисні окуляри або щитки для запобігання потраплянню холодоагенту чи уламків у очі.
- Захисні рукавиці, стійкі до дії вуглеводневих холодоагентів.
- Антистатичний спецодяг, що знижує ризик утворення іскри.
- Захисне взуття з нековзною підошвою та антистатичними властивостями.
- Переносні газоаналізатори для контролю концентрації пропану у робочій зоні.
- Засоби індивідуального захисту органів дихання (фільтруючі маски або ізолюючі апарати) для роботи у випадку витоку газу.

Пожежна безпека:

- У приміщеннях з обладнанням на R290 повинні бути встановлені вогнегасники порошкового або вуглекислотного типу, придатні для гасіння газових пожеж.
- Забороняється використання відкритого полум'я, куріння та застосування іскроутворюючих інструментів у зоні експлуатації обладнання.
- Електрообладнання повинно відповідати вимогам вибухозахисту (категорія Ex).
- Персонал повинен бути навчений правильному використанню засобів пожежогасіння та знати порядок евакуації у разі пожежі.
- У приміщеннях необхідно передбачити автоматичну систему пожежної сигналізації та аварійного відключення обладнання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Регулярно проводяться інструктажі та тренування персоналу щодо дій у разі пожежі.

Таким чином, застосування засобів індивідуального захисту та дотримання правил пожежної безпеки є обов'язковою умовою безпечної експлуатації холодильних систем на пропані (R290).

10.6. Вимоги до технічного обслуговування та контролю обладнання

Регулярне технічне обслуговування та контроль холодильних систем на пропані (R290) є ключовими факторами у забезпеченні їхньої безпечної та надійної роботи. Недотримання вимог може призвести до витоків холодоагенту, аварійних ситуацій та загрози для життя і здоров'я персоналу.

Технічне обслуговування:

- Планові огляди обладнання повинні проводитися не рідше одного разу на квартал із перевіркою герметичності з'єднань, стану компресорів, трубопроводів та арматури.
- Перед кожним запуском системи необхідно здійснювати контроль рівня холодоагенту та тиску у системі.
- Усі роботи з технічного обслуговування повинні виконуватися лише кваліфікованим персоналом, який має допуск до роботи з легкозаймистими холодоагентами.
- При проведенні ремонтних робіт необхідно використовувати інструменти, сертифіковані для роботи у вибухонебезпечних середовищах.
- Забороняється проводити обслуговування обладнання без попереднього відключення електроживлення та перекриття подачі холодоагенту.

Контроль обладнання:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Системи повинні бути оснащені датчиками витоку пропану з автоматичною сигналізацією та аварійним відключенням.
- Регулярно проводиться калібрування газоаналізаторів та перевірка їх працездатності.
- Необхідно здійснювати контроль температури та тиску у ключових вузлах системи для запобігання аварійним режимам роботи.
- Ведеться журнал технічного обслуговування, у якому фіксуються всі проведені роботи, результати перевірок та виявлені несправності.
- Обладнання повинно проходити періодичні випробування на герметичність та міцність відповідно до вимог стандартів EN 378, ISO 5149 та національних норм.

Таким чином, систематичне технічне обслуговування та постійний контроль стану обладнання забезпечують безпечну експлуатацію холодильних систем на R290 та мінімізують ризики виникнення аварійних ситуацій.

10.7. Організаційні заходи та нормативне забезпечення

Організаційні заходи та нормативне забезпечення відіграють ключову роль у створенні безпечних умов праці при експлуатації холодильних систем на пропані (R290). Вони визначають порядок роботи персоналу, регламентують технічні вимоги та забезпечують відповідність обладнання чинним стандартам.

Організаційні заходи:

- Розробка та затвердження інструкцій з охорони праці та техніки безпеки для персоналу, що працює з R290.
- Проведення регулярних інструктажів та навчання працівників щодо дій у разі аварійних ситуацій.
- Організація системи контролю за дотриманням правил безпеки, включаючи призначення відповідальних осіб.
- Забезпечення наявності планів евакуації та ліквідації аварійних ситуацій, а також проведення практичних тренувань.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Ведення журналів інструктажів, технічного обслуговування та перевірок обладнання.

Нормативне забезпечення:

- Дотримання вимог міжнародних стандартів:
 - **EN 378 «Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements»;**
 - **ISO 5149 «Refrigerating systems and heat pumps – Safety requirements».**
- Виконання положень національних нормативних документів:
 - **НПАОП 0.00-1.28-10 «Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском»;**
 - **ДСТУ EN 378-1:2016 «Системи холодопостачання та теплові насоси. Вимоги до безпеки та охорони довкілля»;**
 - інші чинні стандарти та правила пожежної безпеки.
- Впровадження внутрішніх регламентів підприємства, що деталізують порядок роботи з легкозаймистими холодоагентами.
- Забезпечення відповідності обладнання та приміщень вимогам вибухозахисту та пожежної безпеки.

Таким чином, організаційні заходи та нормативне забезпечення створюють комплексну систему управління безпекою, яка дозволяє мінімізувати ризики та забезпечити надійну експлуатацію холодильних систем на пропані (R290).

10.8. Висновки до розділу «Охорона праці»

Експлуатація холодильних систем на пропані (R290) потребує комплексного підходу до питань охорони праці та техніки безпеки. Враховуючи легкозаймисті властивості даного холодоагенту, основними завданнями є запобігання утворенню вибухонебезпечних сумішей, мінімізація ризику займання та забезпечення захисту персоналу.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

У розділі було визначено ключові напрями безпеки:

- вимоги до приміщень та обладнання, що гарантують належний рівень вибухозахисту та пожежної безпеки;
- підготовка та інструктаж персоналу, забезпечення його засобами індивідуального захисту;
- організація робіт з урахуванням специфіки легкозаймистих холодоагентів;
- порядок дій у разі аварійних ситуацій (витік, пожежа, вибух);
- систематичне технічне обслуговування та контроль обладнання;
- нормативне забезпечення та внутрішні регламенти підприємства.

Дотримання зазначених вимог дозволяє забезпечити безпечну експлуатацію холодильних систем на R290, знизити ризики для здоров'я працівників та запобігти негативним наслідкам для виробничого середовища. Таким чином, охорона праці при роботі з пропаном є невід'ємною складовою ефективного та безпечного функціонування сучасних холодильних установок.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи розроблено систему кондиціювання повітря для камер зберігання дріжджів продуктивністю 15 т/добу для умов експлуатації у місті Одеса. Під час проєктування враховано технологічні особливості зберігання пресованих дріжджів, кліматичні умови регіону, вимоги до підтримання стабільних параметрів мікроклімату та сучасні тенденції розвитку енергоефективних холодильних систем.

На підставі аналізу існуючих технічних рішень для забезпечення необхідних температурно-вологісних режимів було обґрунтовано застосування сучасної чилерної системи з інверторним регулюванням продуктивності компресорів та рекуперацією теплоти. Обрана схема дозволяє забезпечити високу точність підтримання температури у камерах зберігання, адаптацію холодопродуктивності до змінних теплових навантажень і суттєве зниження питомих витрат електроенергії.

Як холодоагент використано пропан (R290), який належить до природних холодоагентів та характеризується нульовим потенціалом руйнування озонового шару ($ODP = 0$) і надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління ($GWP \approx 3$). Використання R290 повністю відповідає сучасним міжнародним вимогам щодо екологічної безпеки холодильних систем та перспективам поступового переходу до природних холодоагентів.

Для забезпечення технологічних потреб зберігання дріжджів підібрано чилер **Euroklimat EKO.E 1402 S**, технічні характеристики якого забезпечують необхідну холодопродуктивність, надійну роботу обладнання та можливість ефективного регулювання режимів експлуатації. Застосування інверторного керування дозволяє мінімізувати кількість пусків компресорів, підвищити ресурс обладнання та знизити експлуатаційні витрати.

Для системи кондиціювання повітря виробничих і допоміжних приміщень підібрано чилер **Euroklimat EKO.E 1202 S**, що забезпечує створення комфортних умов праці персоналу та підтримання необхідних

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

параметрів повітряного середовища відповідно до санітарно-гігієнічних вимог.

У ході роботи виконано підбір основного та допоміжного обладнання гідравлічного контуру, зокрема циркуляційних насосів, трубопроводів, запірно-регулювальної арматури та елементів автоматики. Проведено визначення необхідного об'єму буферного бака чилерної системи, що забезпечує стабільність роботи холодильного обладнання, зменшення циклічності його вмикання та підвищення загальної надійності системи.

Передбачене використання рекуперації теплоти дозволяє раціонально використовувати теплову енергію, яка відводиться під час роботи холодильного обладнання, що додатково підвищує енергоефективність об'єкта та сприяє скороченню експлуатаційних витрат.

Отримані результати підтверджують технічну та економічну доцільність впровадження запропонованого рішення. Розроблена система характеризується високою енергоефективністю, екологічністю, технологічною надійністю та відповідає сучасним вимогам до проектування холодильних установок харчової промисловості. Запропоновані технічні рішення можуть бути рекомендовані для реалізації на підприємствах із виробництва та зберігання дріжджів, а також на інших об'єктах харчової галузі, де необхідне точне підтримання температурних режимів і мінімізація енергоспоживання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ASHRAE, 2022. *ASHRAE Handbook — Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
2. Bolaji, B.O. & Huan, Z., 2013. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18, pp.49–54.
3. Calm, J.M., 2008. The next generation of refrigerants — Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), pp.1123–1133.
4. Dincer, I., 2003. *Refrigeration systems and applications*. Chichester: Wiley.
5. Granryd, E., Ekroth, I., Lundqvist, P., Melinder, Å., Palm, B. & Rohlin, P., 2011. *Refrigerating Engineering*. Stockholm: Royal Institute of Technology.
6. Pearson, A., 2005. Carbon dioxide — New uses for an old refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), pp.1140–1148.
7. Stoecker, W.F., 1998. *Industrial Refrigeration Handbook*. New York: McGraw-Hill.
8. Wang, S.K., 2001. *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill.
9. Wang, F., Ge, Y. & Zhao, Y., 2010. Performance of inverter compressor systems under variable operating conditions. *Applied Thermal Engineering*, 30(11–12), pp.1601–1607.
10. European Commission, 2020. *F-Gas Regulation and Refrigerants*. Brussels: European Union.
11. Hansen, K., 2012. Industrial ammonia refrigeration systems. *ASHRAE Journal*, 54(7), pp.34–42.
12. Lorentzen, G., 1994. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17(5), pp.292–301.
13. Tassou, S.A., Lewis, J.S., Ge, Y., Hadawey, A. & Chaer, I., 2011. A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, 31(1), pp.4–16.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

14. Trott, A.R. & Welch, T., 2000. *Refrigeration and Air Conditioning*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
15. Arora, C.P., 2009. *Refrigeration and Air Conditioning*. 3rd ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill.
16. Бараненко, А.В., 2015. *Холодильні машини та установки*. Київ: НУХТ.
17. Холодильні установки : підручник / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'яновський, В. П. Онищенко ; за ред. І. Г. Чумака. – 6-е вид. перероб. і допов. - Одеса : Пальміра, 2006. - 552 с.
18. ДСТУ EN 378:2017. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги безпеки та охорони довкілля. Київ: ДП «УкрНДНЦ».
19. Wan, H., Cao, T., Hwang, Y., & Oh, S. (2020). A review of recent advancements of variable refrigerant flow air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 169(114893), 114893. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114893>
20. Zhuman, Z., Khanzharov, N. & Abdizhapparova, B., 2024. Designing and testing a heat pump unit for drying, low-temperature processing, and storing of food products. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(8), pp.33–41. Available at: [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies](#)
21. Pavel, C.C., 2025. A Review of Heat and Energy Recovery Possibilities Within Refrigeration Systems Using CO₂. *Thermo*, 10(6), p.105. Available at: [MDPI Thermo Review 2025](#)
22. Bobbo, S. et al., 2024. A Technological Update on Heat Pumps for Industrial Waste Heat Recovery. *Energies*, 17(19), p.4942. Available at: [MDPI Energies 2024](#)
23. El Samad, T. et al., 2024. A Review of Compressors for High Temperature Heat Pumps. *Thermal and Responsible Engineering*, 2024. Available at: [City University London Review PDF](#)

24. Faraldo, F. et al., 2024. A Review of Energy-Efficient Technologies and Decarbonization Solutions in Refrigeration Systems. *Energies*, 17, p.3051. Available at: [HAL Energies Review 2024](#)
25. Industrial Heat Pump Market Study, 2023. Final Report. California Energy Commission. Available at: [Industrial Heat Pump Market Study 2023](#)
26. Heat Recovery and Heat Pump Applications Using CO₂ as Refrigerant, 2024. Danfoss Climate Solutions. Available at: [ResearchGate CO2 Heat Recovery 2024](#)
27. Research Progress and Applications of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Systems, 2023. *Clean Energy Science and Technology*. Available at: [CO2 Refrigeration Review 2023](#)

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.6	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		