

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



## ПОЯСНОВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему "Проект холодильно-опалювальної установки автономного рефвагона"

Здобувача Любієвський О.С.

4 курсу ХМ-741а групи

Керівник доц. Яковлева О.Ю.  
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: проф. Хмельнюк М.Г.  
(посада, прізвище та ініціали)

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 28 травня 2026 р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК  
(назва кафедри) (підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса - 2026

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	<u>Навчально–науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім.В.С. Мартиновського</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступінь вищої освіти	<u>Бакалавр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітня програма	<u>"Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря "</u>

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ХУКП \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_ М. Хмельнюк  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2026 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Любієвський Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проект холодильно-опалювальної установки автономного рефвагона»

Затверджена наказом ОНТУ від “26” вересня 2025 року Наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи:

Довжина рефвагона 21 м.

При перевезенні низькотемпературних вантажів температура у вантажному приміщенні вагону  $t_g^l = -20$  °С.

При перевезенні плодоовочевої продукції з охолодженням температура у вантажному приміщенні вагону  $t_g^l = +4$  °С.

В якості холодильного агента передбачається R1234yf.

4. Перелік питань, які потрібно розробити.

Реферат. Вступ. 1. Техніко-економічне обґрунтування проекту. 2. Розрахунок площ огороження вантажного приміщення вагона. 3. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі огороження вантажного приміщення вагона. 4. Розрахунок теплоприток у вантажне приміщення вагона. 5. Тепловий розрахунок і підбір компресора. 6. Розрахунок повітряного конденсатора. 7. Розрахунок повітроохолоджувача. 8. Розрахунок і підбір допоміжного обладнання та трубопроводів. 9. Охорона праці. 10. Висновки. 11. Інформаційні джерела.

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

Схема. холодильно-опалювальної установки. Компресорно- конденсаторний агрегат. Повітряний конденсатор. Повітроохолоджувач . Презентація в PowerPoint.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Проф. Хмельнюк М.Г.	01.03.2026р.	30.05.26 р.

7. Дата видачі завдання 01.03.2026 р. \_\_\_\_\_

Керівник \_\_\_\_\_ Яковлева О.Ю.

Задання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Любієвський О.С.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту ( роботи )	Примітка
1	Вступ. Техніко-економічне обґрунтування проекту.	20.03.2026 р.	викон.
	Розрахунок площ огороження вантажного приміщення вагона. -		
	Розрахунок коефіцієнта теплопередачі огороження вантажного приміщення вагона.		
2	Розрахунок теплоприток у у вантажне приміщення вагона.	10.04.2026 р.	викон.
	Тепловий розрахунок і підбір компресора.		
3	Розрахунок повітряного конденсатора.	01.05.2026 р.	викон.
	Розрахунок повітроохолоджувача.		
4	Розрахунок і підбір допоміжного обладнання діаметрів трубопроводів.	20.05.2026 р.	викон.
	Охорона праці.		
	Висновки. Інформаційні джерела. Реферат		
5	Оформлення пояснювальної записки	31.05.2026 р.	викон.

Здобувач - дипломник \_\_\_\_\_ Любієвський О.С.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Яковлева О.Ю.

*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 кваліфікаційної роботи відсутні порушення норм академічної доброчесності.*

Здобувач - дипломник Любієвський О.С. \_\_\_\_\_

ПІБ

Підпис

## ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	5
ВСТУП.....	6
1. Техніко-економічне обґрунтування проекту .....	7
2. Розрахунок площ огороження вантажного приміщення вагона.....	24
3. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі огороження вантажного приміщення вагона .....	27
4. Розрахунок теплоприток у вантажне приміщення вагона.....	34
5. Тепловий розрахунок і підбір компресора.....	44
6. Розрахунок повітряного конденсатора.....	51
7. Розрахунок повітроохолоджувача .....	58
8. Розрахунок і підбір допоміжного обладнання та трубопроводів .....	65
9. Охорона праці.....	67
ВИСНОВКИ.....	76
ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА.....	77
ДОДАТКИ.....	78

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6.</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Любієвський О.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркуші</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Яковлева О.Ю.</i>			1		
<i>Н. Контр.</i>					<i>ОНТУ гр. ХМ-741а</i>		
<i>Затверд.</i>							

*Проект холодильно-опалювальної установки автономного рефвагона*

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 83 сторінок друкованого тексту, 14 рисунків, 5 таблиць, 10 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки холодильно-опалювальної установки для автономного рефрижераторного вагона.

Холодильна машина холодильно-опалювальної установки — парокompресійна, одноступінчастого стиснення, з безпосереднім охолодженням, повітряною системою охолодження вантажного приміщення, автоматизована, агрегатного виконання.

В якості холодильного агента було прийнято R1234yf. Для забезпечення стабільної роботи установки підбрано компресорно-конденсаторний агрегат із напівгерметичним компресором фірми GEA Bock і повітряним конденсатором та окремо повітроохолоджувач.

**Ключові слова:** рефрижераторний вагон – холодильно-опалювальна установка – компресорно-конденсаторний агрегат – R1234yf

## ABSTRACT

The qualification work consists of 83 pages of printed text, 14 figures, 5 tables, and 10 references. The work addresses the problem of designing a refrigeration and heating unit for an autonomous refrigerated railcar.

The refrigeration machine of the refrigeration and heating unit is a vapor-compression system with single-stage compression, direct cooling, an air-based cooling system for the cargo compartment, automated, and of packaged design.

The refrigerant used is R1234yf. To ensure stable operation of the unit, a compressor-condenser unit with a semi-hermetic compressor by GEA Bock and an air condenser was selected, along with a separate air cooler.

**Keywords:** refrigerated railcar – refrigeration and heating unit – compressor-condenser unit – R1234yf.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

## ВСТУП

Сучасний залізничний транспорт – це фактично основний вид магістрального транспорту, який забезпечує міжміські перевезення пасажирів та масових вантажів в Україні. Основні переваги залізниць обумовлені двома ключовими факторами, це техніко-економічні та пропускна спроможність. Жодний інший сухопутний транспорт не може змагатися у цьому із залізничним.

Залізничні рефрижераторні перевезення, що включають переважно продукти харчування, стають рік у рік дедалі більш активно зростаючим сегментом ринку. Зокрема, динаміка вантажообігу останні кілька років стабільно зростає, збільшуючись у середньому на 5-13% на рік.

При перевезенні вантажу у вигляді морожених продуктів при температурних коливаннях може статися перекристалізація замерзлої в товарі води, зрештою крижані кристали значно збільшуються в розмірах, чим і викликається структурна зміна тканин, відповідно змінюється якість продуктів. А з більш значними коливаннями може статися відтайка, що призводить до псування вантажу. Таким чином, основне завдання технічного обслуговування рефрижераторних вагонів – безперервне забезпечення однакової температури у вантажних відділеннях. Результати проведеного аналізу, що визначає можливості розвитку ринку залізничних рефрижераторних перевезень, відзначають низку великих проблем, що стоять перед галуззю та заважають її якнайшвидшому розвитку. Зношеність рефрижераторного контейнерного парку та залізничних платформ, слабка динаміка їхнього оновлення, обслуговування основної частини рефрижераторних вантажів з використанням найпростіших, найдешевших технологій – найгостріші проблеми даного сектора.

Тому проектування холодильно-опалювальної установки для автономного рефрижераторного вагона (АРВ) є актуальним завданням.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

## 1. Техніко-економічне обґрунтування проекту

Рефрижераторні вагони, відомі як рефрижератори, являють собою залізничний рухомий склад, призначений для перевезення вантажів, що швидко псуються при певних температурах. Це ізольовані криті вагони, у яких вантаж підтримується за регульованої температури.

В Україні ці перевезення забезпечує Державне підприємство Український державний центр залізничних рефрижераторних перевезень «Укррефтранс», підпорядкований «Укрзалізниці».

«Укррефтранс» має власний парк залізничного рухомого складу, зокрема рефрижераторні секції та рефконтейнери, вагони-термоси, фітингові платформи для перевезення великотоннажних контейнерів, криті вагони з утепленням кузовом для перевезення тарних та пакетованих вантажів, а також продовольчих швидкопсувних вантажів.

Рефрижераторні вагони можуть курсувати у складі спеціалізованих рефрижераторних поїздів, секціями або як одиничні автономні одиниці. Кожна форма організації руху має свої технічні особливості, призначення та сферу застосування.

Рефрижераторні поїзди формуються, як правило, з 21 або 23 вагонів. Така кількість одиниць у складі поїзда визначена техніко-економічними нормами залізничного транспорту та вимогами до забезпечення безперебійної роботи холодильної системи. У складі рефрижераторного поїзда передбачено наявність спеціального вагону-електростанції або технічного вагону, в якому розміщено основне енергетичне обладнання для забезпечення функціонування холодильних агрегатів усіх вагонів. Завдяки цьому холодопостачання здійснюється централізовано, що дозволяє контролювати температуру у кожному вагоні та підтримувати заданий мікроклімат протягом усього маршруту.

Централізована система живлення та регулювання температури має важливе значення, адже дозволяє рівномірно та стабільно підтримувати необхідні параметри охолодження незалежно від зовнішніх температурних умов.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

Це особливо актуально під час перевезення різних категорій швидкопсувних продуктів: м'ясних виробів, риби, молочних продуктів, плодовоовочевої продукції, напівфабрикатів та іншої харчової сировини. У таких умовах важливо забезпечити не лише охолодження, а й уникнення коливань температури, які можуть негативно вплинути на якість товару або спричинити його псування.

Суттєвою перевагою рефрижераторних поїздів є висока продуктивність та економічність при масових перевезеннях швидкопсувних вантажів на значні відстані. Завдяки великому об'єму вантажу, що перевозиться одночасно, оптимізуються витрати на паливо, персонал, технічне обслуговування та логістичне планування. Крім того, централізована система охолодження є ефективнішою з точки зору енергоспоживання, порівняно з автономними вагонами, де кожен вагон обладнаний власною холодильною установкою.

Ще однією перевагою рефрижераторних поїздів є можливість підтримувати постійний контроль за технічним станом та умовами перевезення вантажу. У технічному вагоні працює спеціальний персонал – машиністи холодильної установки та техніки, які здійснюють моніторинг роботи обладнання, контролюють температурний режим у вагонних секціях, проводять оперативне усунення можливих несправностей та забезпечують безперебійну роботу системи протягом усього маршруту. Це гарантує високу надійність доставки товару у належному стані.

Рефрижераторні поїзди широко застосовуються для транспортування продукції на далекі відстані як у межах держави, так і на міжнародних маршрутах. Особливо це актуально для міжрегіональних та транскордонних постачань сільськогосподарської продукції, морепродуктів та інших товарів, що потребують суворого контролю температури. Можливість забезпечення стабільного температурного режиму протягом тривалого часу та на великій відстані робить рефрижераторні поїзди незамінними у харчовій логістиці.

Сучасні рефрижераторні поїзди обладнані системами автоматичного контролю температури, вологості і вентиляції, а також можуть бути оснащені засобами моніторингу, які дозволяють відслідковувати параметри перевезення в

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

реальному часі. Завдяки впровадженню цифрових технологій, оператори та замовники перевезень можуть отримувати інформацію щодо умов транспортування, що значно підвищує рівень прозорості та надійності логістичних процесів.

Отже, рух рефрижераторних вагонів у складі поїздів є найбільш ефективним варіантом організації перевезень великого обсягу швидкопсувних вантажів на значні відстані. Централізована система охолодження, постійний контроль технічного стану, висока вантажопідйомність та можливість забезпечення стабільного температурного режиму роблять такі поїзди стратегічно важливим елементом транспортної інфраструктури та продуктового забезпечення регіонів і держав.

У випадках, коли потреба у великому обсязі холодильних потужностей відсутня або транспортне завдання не передбачає формування повного рефрижераторного поїзда, застосовується перевезення рефрижераторних вагонів секціями. Секція, як правило, складається з 5 або 12 вагонів, що дозволяє гнучко організовувати логістичні перевезення залежно від сезонності вантажів та обсягу продукції. Такий підхід є особливо ефективним у періоди нерівномірного надходження сільськогосподарської продукції, під час міжсезонних перевезень або при обслуговуванні регіонів з середнім обсягом вантажопотоку.

У кожній секції передбачено окрему холодильну систему, яка може обслуговувати одразу всі вагони групи. Її робота здійснюється з технічного вагону, де розміщується устаткування для живлення холодильних агрегатів та контролю за температурними параметрами. Завдяки цьому секції здатні забезпечити підтримання необхідного мікроклімату протягом усього маршруту навіть у разі зміни кліматичних зон — від холодних регіонів до районів із високою температурою навколишнього середовища.

Перевагою руху секціями є їх універсальність. Вони можуть курсувати як у складі загальних вантажних поїздів, так і самостійно. Така можливість значно розширює їх використання в системі транспортної логістики, забезпечуючи ефективне перевезення швидкопсувних вантажів при середньому обсязі подачі.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

Крім того, у разі необхідності секція може бути швидко приєднана до іншого поїзда, що підвищує оперативність і гнучкість організації перевезень.

Секційний спосіб транспортування є вигідним також із точки зору енергетичної ефективності та оптимізації витрат. Порівняно з повними поїздами, секції потребують менше людських ресурсів для обслуговування, а централізоване живлення декількох вагонів одночасно дозволяє економити на паливі та технічному обслуговуванні. Це особливо важливо для середніх підприємств агропромислового комплексу та підприємств харчової промисловості, які здійснюють регулярне, але не масове транспортування продукції.

Рефрижераторні секції широко використовуються для доставки фруктів, овочів, м'яса, риби, кондитерських продуктів, квітів, заморожених напівфабрикатів та інших швидкопсувних товарів. У процесі перевезення працівники технічного вагону постійно контролюють стан холодильних установок, температуру, рівень вологості та вентиляцію. Це забезпечує високий рівень збереження вантажу та гарантує доставку товару у відповідність до санітарно-гігієнічних норм.

Таким чином, рух рефрижераторних вагонів секціями є оптимальним рішенням у випадках середніх обсягів перевезень. Він поєднує в собі гнучкість, економічність та технологічну ефективність, забезпечуючи необхідні умови для збереження швидкопсувних вантажів на середніх і далеких відстанях. Секційна організація перевезень дозволяє ефективно обслуговувати логістичні потреби широкого кола підприємств, не вимагаючи формування повноцінного рефрижераторного поїзда.

На малюнку 1.1 наведена п'ятивагонна рефрижераторна секція спорудження заводу Дессау (Німеччина).

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10



Рис. 1.1. П'ятивагонна рефрижераторна секція

Кожен із чотирьох вантажних вагонів вантажопідйомністю від 42,5 до 50 т має два машинні відділення та дві холодильні машини з двоступінчастим циклом. Посередині секції розташований службовий вагон, у якому одна половина призначена для розміщення дизель-генераторних установок, а інша – для штурманського відділення та побутових салонів обслуговуючої бригади. Вантажні вагони секції універсальні, призначені для перевезення будь-яких продуктів, що швидко псуються і харчових, при температурі повітря всередині вантажного приміщення від мінус 21 до 16°C.

Як теплоізоляційний матеріал застосовано полістирол. Його товщина змінюється від 150 до 250 мм.

Повітропроводом служить так звана несправжня стеля, що забезпечує рівномірний розподіл холодного або підігрітого повітря.

Для перевезення живої товарної риби та рибопосадкового матеріалу використовують спеціалізовані рефрижераторні 3-вагонні живорибні секції та живорибні вагони зі службовим приміщенням (рис. 1.3). У рефрижераторний живорибний вагон при щільності посадки 1:1,5 завантажують близько 12 тон риби.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11



Рис. 1.2. Тривагонна рефрижераторна секція для перевезення живої риби

Одиничні автономні рефрижераторні вагони застосовуються у випадках, коли обсяг вантажу є відносно невеликим або маршрут перевезення не передбачає формування секцій чи повних рефрижераторних поїздів. Такі вагони оснащені власними автономними холодильними установками, що дозволяє їм працювати незалежно від зовнішніх джерел живлення та без потреби підключення до централізованої системи охолодження.

Основним елементом автономного рефрижераторного вагону (АРВ) є холодильний агрегат, який зазвичай працює на дизельному паливі або електроенергії, забезпечуючи стабільне підтримання заданого температурного режиму. Це робить автономні вагони універсальними та придатними для перевезення широкого спектру швидкопсувних вантажів навіть у віддалені райони, куди не курсують спеціалізовані рефрижераторні поїзди. Завдяки цій особливості такі вагони активно використовують підприємства харчової та фармацевтичної галузей, логістичні компанії та торговельні мережі.

АРВ виробляють як зі службовим приміщенням (рис. 1.3) так і без нього (рис. 1.4).

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12



Рис. 1.3. Автономний рефрижераторний вагон із службовим приміщенням (АРВ-Е)

АРВ-Е випускається заводом Дессау, забезпечений дизель-генераторним та двома машинними відділеннями, салоном для обслуговуючої бригади та вантажним приміщенням вантажопідйомністю 24 т. Вагон призначений для перевезення різних вантажів, що швидко псуються при температурі повітря всередині вантажного приміщення від 15 до мінус 20°C і зовнішнього повітря від мінус 55°C до 50°C.

АРВ без службового приміщення випускалися заводом Дессау. Вони мають два машинні відділення, у кожному встановлено дизель-генератор та один холодильно-опалювальний агрегат. Вантажопідйомність складає 40 т при довжині вагона 19 м (по осях автозчепів) та від 42 до 47 т при довжині 21 м.

Одиничні рефрижераторні вагони мають компакту систему керування та автоматичного контролю температури. Сучасні моделі оснащуються датчиками температури, вентиляції та вологості, що дозволяє підтримувати оптимальні умови для зберігання продукції. Автономні установки працюють у різноманітних

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

температурних режимах — від охолодження до заморожування, що дає змогу перевозити як охолоджену продукцію, так і глибоко заморожені товари.



Рис. 1.4. Автономний рефрижераторний вагон без службового приміщення

Однією з ключових переваг автономних рефрижераторних вагонів є їхня мобільність. Вони можуть бути включені у склад звичайних вантажних поїздів або використовуватися на маневрових маршрутах для доставки продукції на невеликі відстані — наприклад, від виробничого підприємства до складу, морського порту або логістичного терміналу. Це значно спрощує процес транспортування дрібних партій товарів та робить логістику більш економічною.

Автономні вагони також забезпечують гнучкість під час аварійних або термінових перевезень. Наприклад, у випадку, коли велика партія товару зіпсувалася без негайної доставки, автономний вагон може швидко бути поданий для транспортування, не очікуючи формування групи або поїзда. Це особливо важливо для медичних вантажів, вакцин, донорських біоматеріалів та інших чутливих продуктів, які потребують суворого контролю температури.

Основні недоліки автономних рефвагонів:

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

1. Висока вартість: Основною проблемою є висока вартість автономних рефрижераторних вагонів, що робить їх доступними не для всіх операторів на залізниці. Це, зокрема, обмежує їх масове впровадження в парку Укрзалізниці.

2. Інфраструктура: Для обслуговування автономних рефрижераторних вагонів необхідна відповідна інфраструктура, зокрема спеціалізовані термінали та станції для зарядки або дозаправки холодильних установок, а також кваліфікований персонал для їх обслуговування.

3. Обмежена кількість: На сьогоднішній день кількість автономних рефрижераторних вагонів в парку Укрзалізниці обмежена, хоча планується поступове збільшення їх числа.

Вагони охолоджуються або окремими холодильними агрегатами, розташованими в кожному вагоні (індивідуальне охолодження), або від центральної холодильної установки, розрахованої на кілька вагонів або поїзда (централізоване охолодження).

Хоча автономні рефрижераторні вагони мають нижчу вантажопідйомність та вимагають більше пального на одиницю продукції порівняно з централізованими системами, їхня оперативність, незалежність та універсальність роблять їх незамінними у системі сучасних транспортних перевезень. Вони дозволяють забезпечити швидку і якісну доставку продукції, особливо на коротких та середніх маршрутах, та у ситуаціях, коли важливим є індивідуальний підхід до перевезення вантажів.

Розглянемо конструктивні особливості автономного рефрижераторного вагону (рис. 1.5). Вагон має вантажне приміщення і два розташовані по кінцях кузова машинні відділення, у кожному з яких знаходиться по дизель-генераторному агрегату та холодильній установці. Дизель-генератор та паливний бак змонтовані на загальній висувній рамі, що дозволяє демонтувати агрегат через бічні двері машинного відділення. На дизель-генераторі змонтовано розподільний щит із приладами контролю та автоматики. Холодильна установка розміщена під дахом вагона у перегородці, що відокремлює вантажне приміщення від машинного відділення.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

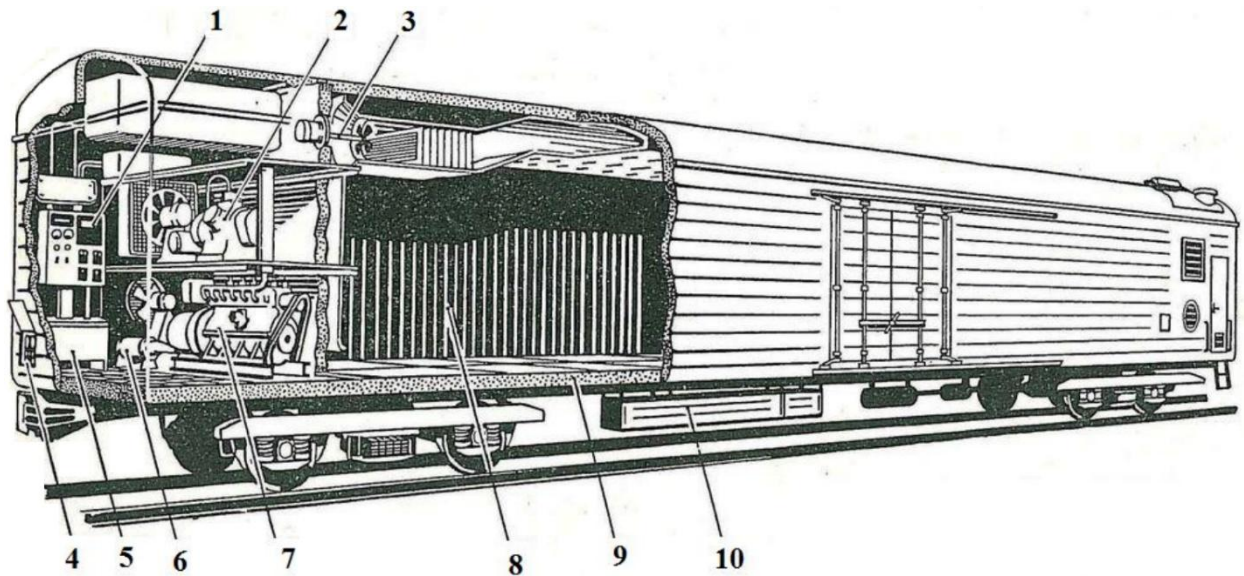


Рис. 1.5. Автономний рефрижераторний вагон: 1 – щит контролю температури; 2 – холодильне обладнання (компресор типу У/У2Н56/7,5-105/2); 3 – вентилятор циркуляції повітря; 4 – панель контролю; 5 – електричний випрямляч; 6 – опалювальний агрегат; 7 – дизель-генератор; 8 – вантажне приміщення; 9 – термоізоляція; 10 – акумуляторні батареї.

З боку вантажного приміщення розташований охолоджувач повітря з вентиляторами та електронагрівачем, а з боку машинного відділення — компресорно-конденсаторний агрегат з розподільним щитом. Кожне машинне відділення має по два входні двері та два монтажні двері з жалюзі для охолодження дизелів. У верхній частині торцевої стіни вагона є двостулкові двері для монтажу холодильної установки.

У даному проекті пропонується застосувати замість традиційного суцільнометалевого каркасного кузова, кузов типу сендвіч. Зовнішню обшивку вагона, виготовленого з панелей типу «сендвіч», виконаємо із сталевих холоднотянутого гофрованого профілю товщиною  $\delta_c=1,5$  мм хромонікельфосфористої з міддю сталі марки 10ХНДП з висотою гофру 20 мм та кроком гофр 125 мм. Внутрішню обшивку вантажного приміщення виконаємо з листів алюмінієвого сплаву марки АМ2-6 завтовшки  $\delta_c=2,0$  мм.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

Від правильного вибору ізоляційних та паронепроникних матеріалів багато в чому залежить підтримка необхідної температури та вологості повітря у вагоні та температури внутрішніх поверхонь огорож кузова.

Особливістю роботи ізоляції вагонів є необхідність збереження теплотехнічних властивостей в умовах безперервних коливань на ресорному підвішуванні, обумовлених високими швидкостями руху поїздів та зіткнення вагонів при маневрах, зміною температури та вологості повітря, сонячної радіації, конденсації водяної пари на поверхні та всередині ізоляційних шарів.

До ізоляційних матеріалів, які застосовують у рефрижераторних вагонах, пред'являються такі основні вимоги:

- невеликий коефіцієнт теплопровідності ( $0,035 \div 0,058 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ );
- мала об'ємна вага ( $15 \div 40 \text{ кг}/\text{м}^3$ );
- мала гігроскопічність та мале водопоглинання;
- незгоряння (мала горючість) та хімічна інертність;
- довговічність та незмінність теплотехнічних властивостей при коливаннях та зіткненнях;
- відсутність запаху та несприйнятливості до запахів;
- невелика вартість тощо.

В ізотермічних вагонах як традиційні матеріали застосовують пінопласт.

Пінопласти являють собою спінені пластичні маси з великою кількістю відкритих або закритих пор (осередків), заповнених повітрям або іншим газом, внаслідок чого вони мають малу об'ємну масу.

Міпора – штучний матеріал, що має вигляд твердої білої піни, що готується хімічним шляхом з формальдегіду (72,2%), сечовини (27,3%) та оцтовокислого натрію (0,5%).

Міпора має малу об'ємну масу, підвищену теплостійкість, не піддається псуванню бактеріями і гризунами, має невеликий коефіцієнт теплопровідності. Однак міпора має суттєві недоліки: має водопоглинання (до 50%), дуже низьку механічну міцність (сідає і руйнується від динамічних впливів), при зниженій вологості – усихає (утворюються щілини), а при підвищеній – швидко загниває.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

За високої температури мипора виділяє газ – формалін, шкідливий здоров'ю людини. Вологопоглинання міпор сприяє також прискоренню корозії металевих елементів кузова.

Пінополістирол – це щільний матеріал, дрібнопористої структури білого і сірого кольорів. Він має мале водопоглинання (до 20%) та низьку гігроскопічність.

Межа міцності при згинанні пінополістиролу  $150 \div 200$  кПа, він витримує навантаження до  $30$  кН/м<sup>2</sup>, при якій практично не деформується. Пінополістирол морозостійкий і витримує температури до  $-190$  °С без будь-яких змін 25 циклів почергового заморожування та розморожування у воді. При температурі  $+80$  °С та вище – він деформується. Пінополістирол має малу паропроникність та стійкість до дії кислот та лугів.

Як паро- і гідроізоляційний матеріал в рефрижераторних вагонах отримала застосування поліамідна плівка марки ПК-4, яка має значну міцність, але схильна до швидкого старіння.

Для заповнення ізоляцією відсіків панелей і монтажних порожнин кузова вагона як ізоляційний матеріал застосуємо жорсткий ППУ (пінополіуретан), що спінюється на місці методом напилання та заливки.

Пінополіуретан утворюється на основі гідроксилормічних полієфірів і являє собою дрібнокомірчастий матеріал із закритими порами білого, жовтуватого і темно-зеленого кольору. Він має гарну міцність водостійкість, морозостійкість та низьку теплопровідність. Властивості ППУ близькі до властивостей ПСБ.

У сучасних холодильних і кліматичних установках вибір холодоагенту є одним із ключових етапів проектування, оскільки він безпосередньо впливає на енергоефективність системи, її безпеку, екологічність та відповідність міжнародним нормам. У зв'язку з посиленням екологічних вимог та поступовою відмовою від традиційних гідрофторвуглецевих холодоагентів із високим потенціалом глобального потепління (GWP), все більшого поширення набувають

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

альтернативні холодоагенти нового покоління. Одним із таких є холодоагент R1234yf (2,3,3,3-тетрафторпропен).

Головною причиною вибору холодоагенту R1234yf є його надзвичайно низький потенціал глобального потепління. Значення GWP для R1234yf становить приблизно 4, що у сотні разів менше, ніж у широко застосовуваного раніше R134a (GWP  $\approx$  1430). Таким чином, використання R1234yf істотно зменшує негативний вплив холодильних і кліматичних систем на зміну клімату.

Крім того, R1234yf має нульовий озоноруйнівний потенціал (ODP = 0), що робить його повністю безпечним для озонового шару атмосфери. Це відповідає вимогам Монреальського протоколу та європейських екологічних директив, зокрема Регламенту ЄС щодо фторованих парникових газів (F-Gas Regulation).

З термодинамічної точки зору холодоагент R1234yf має властивості, близькі до R134a, що є значною перевагою. Робочі тиски, температури кипіння та конденсації, а також об'ємна холодопродуктивність дозволяють застосовувати R1234yf у системах, спроектованих або модернізованих під R134a з мінімальними конструктивними змінами.

Температура кипіння R1234yf при атмосферному тиску становить приблизно  $-29$  °C, що забезпечує його ефективну роботу в системах кондиціонування повітря та середньотемпературних холодильних установках. Коефіцієнт енергетичної ефективності (COP) для систем із R1234yf знаходиться на рівні або незначно нижче, ніж у R134a, що вважається прийнятним з огляду на суттєві екологічні переваги.

На практиці R1234yf уже широко застосовується в автомобільних системах кондиціонування, що свідчить про достатній рівень його безпеки та надійності. Виробники обладнання та компресорів надають відповідні технічні рекомендації, що дозволяє ефективно впроваджувати цей холодоагент у різних типах систем.

Вибір холодоагенту R1234yf є доцільним з огляду на його перспективність та відповідність сучасним і майбутнім нормативним вимогам. З урахуванням глобальної тенденції до декарбонізації та скорочення викидів парникових газів,

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

R1234yf розглядається як довгострокове рішення для холодильних і кліматичних технологій.

Його використання дозволяє забезпечити баланс між енергоефективністю, безпекою та екологічною відповідальністю, що є ключовими критеріями при виборі холодоагентів у сучасних умовах.

Система охолодження приймається повітряна як найбільш прийнятна для залізничного ізотермічного транспорту. При даній системі, розподіл температур у вантажному приміщенні більш рівномірний, ніж при інших системах, а також при застосуванні бічної роздачі повітря створюється додаткова теплова завіса, що оберігає разом з конструкцією вагона вантаж від впливу зовнішньої температури, а також найбільш повний контакт охолоджуючого вантаж повітря з поверхнею вантажу.

Вантажне приміщення вагона має проміжну стелю. Холодне повітря нагнітається вентиляторами в простір між дахом вагона і хибною стелею і через щілини потрапляє у вантажне приміщення. Він обтікає вантаж, під решітками підлоги проходить до вертикального каналу між щитами і торцевими стінами вагона, засмоктується витяжними вентиляторами і, пройшовши через охолоджувач повітря, знову нагнітається в простір під несправжньою стелею. Аналогічно циркулює повітря та при опаленні вагона, тільки в цьому випадку замість холодильних машин включаються електродіодні печі.

При необхідності підведення свіжого повітря у вантажне приміщення відкривається заслінка в повітряному каналі і свіже повітря засмоктується вентиляторами через отвори в стінах торця, попередньо охолоджуючись або нагріваючись. Для відведення повітря з вагона над проміжною стелею передбачено два дефлектори, повітряні канали яких закриваються або відкриваються заслінками за допомогою важелів з машинних відділень. Для видалення води та конденсату у підлозі вантажного приміщення передбачені зливні отвори.

При вдосконаленні холодильного обладнання рефрижераторних вагонів пропонується застосування блокових та агрегованих конструкцій холодильного

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

обладнання. У цьому проекті холодильна установка виконана у вигляді двох блоків (агрегатів). Всі елементи агрегатів зібрані на загальній рамі та випробувані у заводських умовах. Переваги блокових машин обумовлені їхньою компактністю та невеликим обсягом робіт на місці монтажу.

Повітрообробний агрегат, що включає батарею повітроохолоджувача, блок вентиляторів, електронагрівач розміщується у вантажному приміщенні вагона.

Компресорно-конденсаторний агрегат, що включає безсальниковий компресор, повітряний конденсатор, ресивер-теплообмінник, два паралельно-встановлені фільтри осушувача, запірну арматуру та електричний приладовий ящик, встановлений під стелею машинного відділення.

Компресорно-конденсаторний агрегат і повітроохолоджувач розділені між собою ізолюючою плитою з поліефірної смоли, заповненої пінополістиролом, яка закріплюється в зоні настановного отвору торцевої стіни вантажного приміщення. Раціональне розташування вузлів та деталей дозволяє за короткий час проводити технічне обслуговування, контроль та ремонт.

В одному з машинних відділень біля паливного бака на поздовжній стіні вагона розташований головний розподільний щит для керування роботою обладнання, а також встановлення температурного режиму у вантажному приміщенні вагона.

Удосконалення теплоізоляційних якостей кузовів рефрижераторних вагонів та систем циркуляції повітря у вантажних приміщеннях дозволяє не закладати великих резервів при розрахунку холодопродуктивності установок та знизити витрати потужності на привід вентиляторів для обдування випарників.

Компресор для холодильної машини обраний безсальникової, який у порівнянні з сальниковими має наступні переваги:

- висока герметичність і велика надійність,
- менші габарити та маса,
- менша вартість монтажу та обслуговування,
- найкращі віброакустичні характеристики.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

Охолодження конденсаторів вибрано повітряне з примусовим рухом повітря. Конденсатор трубчасто-ребристого типу виконаний з мідних труб діаметром 15 x 1,5 мм, на які насаджені алюмінієві ребра завтовшки 0,3 мм. Розташування труб шахове, крок труб по фронту та в глибину 40 мм, крок ребер 3,4 мм.

Для охолодження повітря в холодильній машині використовується сухий охолоджувач повітря безпосереднього охолодження. Виготовлений він з мідних труб діаметром 15 x 1мм з алюмінієвим пластинчастим ребра товщиною 0,4мм. Крок ребер 10мм. Розташування труб коридорне. Крок труб по фронту та по ходу руху повітря 60 мм. Труби об'єднані У-подібними калачами вертикальні зміювики, з яких складені секції. Секції зібрані в один охолоджувач повітря за допомогою вертикальних стійок, з'єднаних двома знімними листами. Випарник має розподільник рідини та газовий колектор, за допомогою яких він приєднується до холодильної машини. Використання мідних труб у теплообмінних апаратах холодильно-опалювальної установки замість застосовуваних раніше алюмінієвих труб хоч і збільшує вагу конструкції, але при цьому значно збільшує надійність агрегату в експлуатації.

У схемі холодильної машини передбачені ресивер та регенеративний теплообмінник, об'єднані в один апарат. Ресивер-теплообмінник є зварною посудиною, в якій розміщений зміювик з мідної труби діаметром 15 x 1мм. Регенеративний теплообмін між парами, проходять усередині зміювика та рідиною в міжтрубному просторі забезпечує переохолодження останньої, а також перегрів парів на всмоктуванні в компресор, чим гарантується нормальна робота машини.

У таблиці 1 наведено основні технічні характеристики автономного рефрижераторного вагону для якого проектується холодильно-опалювальна установка.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

Таблиця 1. Технічна характеристика АРВ із довжиною кузова 21 м.

№ п/п	Показник	
1.	Довжина кузова зовнішня, м	21
2.	Ширина кузова зовнішня, м	3,1
3.	Довжина вантажного приміщення, м повна	17,61
	навантажувальна	17,32
4.	Ширина вантажного приміщення, м повна	2,7
	навантажувальна	2,6
5.	Висота вантажного приміщення, м по бічній стіні	2,35
	посередині вагона	2,665
	навантажувальна	2,1
6.	Площа підлоги вантажного приміщення, м <sup>2</sup> полная	48,1
	погрузочная	45
7.	Об'єм вантажного приміщення, м <sup>3</sup> повний	113
	навантажувальний	100
8.	Тара вагона в екіпірованому стані, т	48
9.	Середня поверхня огорожі вантажного приміщення без урахування гофр, м <sup>2</sup>	218,3
10.	Дизель (тип)	4VD12,5/9SR L
11.	Потужність дизеля, кВт	20,2
12.	Генератор (тип)	DCBS30-4/4
	робоча напруга, В	380
	частота, Гц	50
	номінальна потужність, кВт	16,5

## 2. Розрахунок площ огороження вантажного приміщення вагона

Для залізничного рухомого складу колії 1520 мм (такий стандартний в Україні) використовується габарит вагону 1-ВМ. Для чотиривісного рефрижераторного вагона (ДСТУ 33211:2017): довжина ~21,00 м, база між поворотними візками ~15,80 м.

Приймаємо такі розміри кузова автономного рефрижераторного вагона:

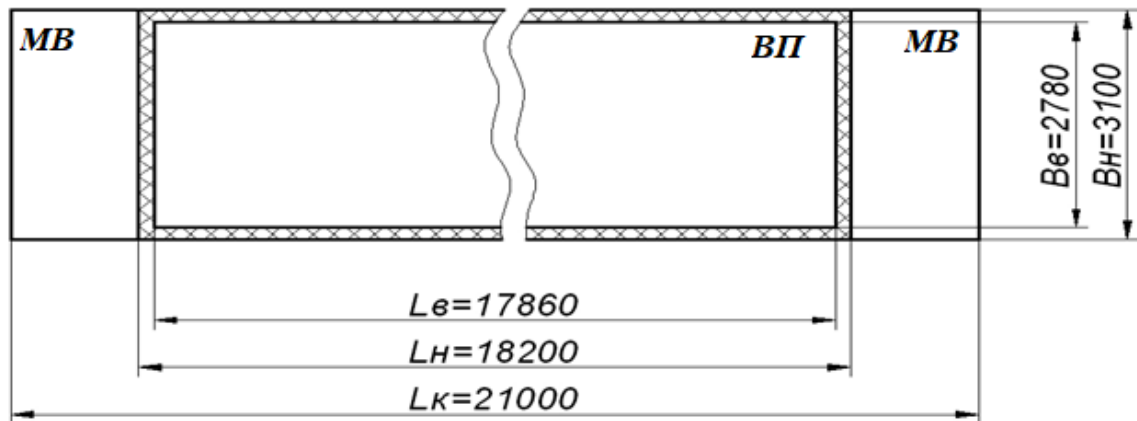


Рис. 2.1. План приміщень рефвагону: МВ - машинне відділення, ВП -вантажне приміщення

Визначимо зовнішні поверхні огорожі вантажного приміщення.

Підлога:

$$F_{\text{підл}}^H = L_n \cdot B_n = 18,2 \cdot 3,1 = 56,5 \text{ м}^2$$

Перегородка:

$$F_{\text{пер}}^H = F_{\text{adtk}} + F_{\text{abc}} + F_{\text{cdf}} + F_{\text{obc}} - F_{\text{ocf}} = 8,12 + 0,074 + 3,42 - 1,75 = 9,94 \text{ м}^2,$$

$$\text{де } F_{\text{abc}} = F_{\text{cdf}} = \frac{\pi \cdot (R_2^H)^2 \cdot \varphi_2}{360} = \frac{3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 53}{360} = 0,074 \text{ м}^2,$$

$$\sin \frac{\varphi_1}{2} = \frac{\frac{B_n}{2} - R_2^H}{R_1^H - R_0^H} = \frac{\frac{3,1}{2} - 0,4}{2,3 - 0,4} = 0,605,$$

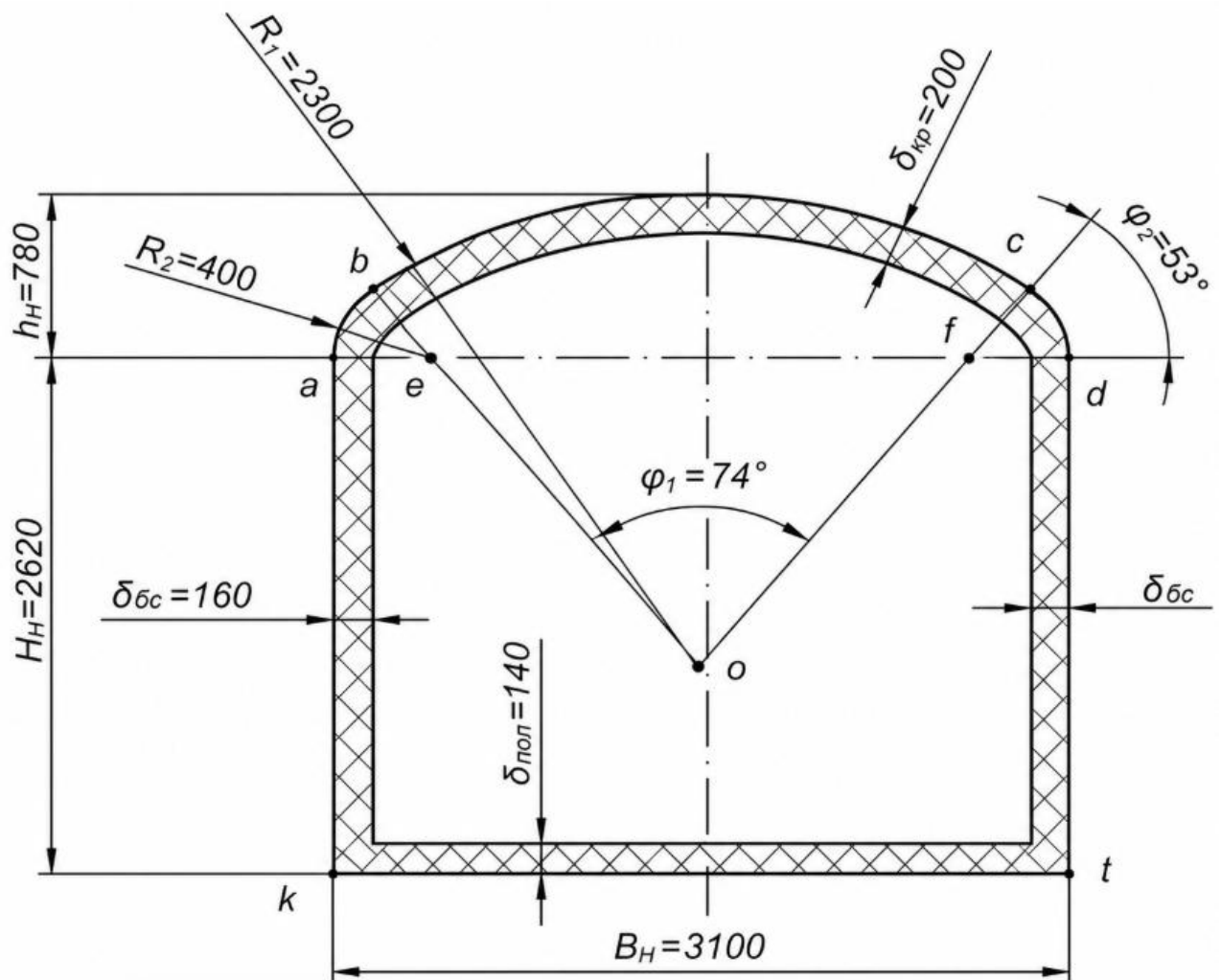


Рис.2. 2. Поперечний переріз вантажного приміщення.

$$\varphi_1 = 74^\circ,$$

$$\varphi_2 = 180 - \left(90 + \frac{\varphi_1}{2}\right) = 180 - \left(90 + \frac{74}{2}\right) = 53^\circ,$$

$$F_{obc} = \frac{\pi \cdot (R_1^H)^2 \cdot \varphi_1}{360} = \frac{3,14 \cdot 2,3^2 \cdot 74}{360} = 3,42 \text{ м}^2,$$

$$F_{ocf} = \frac{(B_H - 2 \cdot R_2^H) \cdot (R_1^H - h_H)}{2} = \frac{(3,1 - 2 \cdot 0,4) \cdot (2,3 - 0,78)}{2} = 1,75 \text{ м}^2.$$

Бічна стіна:

$$F_{\delta c}^H = L_H \cdot H_H = 18,2 \cdot 2,62 = 47,7 \text{ м}^2.$$

Дах:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$F_{\partial}^H = l_{\partial}^H \cdot L_H \cdot (l_{ab}^H + l_{bc}^H + l_{cd}^H) \cdot L_H = \pi \cdot L_H \cdot \left( \frac{R_1^H \cdot \phi_1}{180} + 2 \cdot \frac{R_2^H \cdot \phi_2}{180} \right) =$$

$$= 3,14 \cdot 18,2 \cdot \left( \frac{2,3 \cdot 74}{180} + 2 \cdot \frac{0,4 \cdot 53}{180} \right) = 67,5 \text{ м}^2 \quad ,$$

где  $l_{кр}^H$  – довжина дуги, що утворює дах.

Загальна зовнішня поверхня вантажного приміщення:

$$F_{зовн} = F_{\partial}^H + 2 \cdot F_{\partial c}^H + 2 \cdot F_{пер}^H + F_{нидл}^H = 67,5 + 2 \cdot 47,7 + 2 \cdot 9,94 + 56,5 = 239 \text{ м}^2$$

Визначимо внутрішні поверхні огорожі вантажного приміщення:

Підлога:

$$F_{нидл}^{6H} = L_{\partial} \cdot B_{\partial} = 17,84 \cdot 2,78 = 49,6 \text{ м}^2 .$$

Перегородка:

$$F_{пер}^{6H} = B_{\partial} \cdot H_{\partial} + 2 \cdot \frac{\pi \cdot (R_2^{6H})^2 \cdot \phi_2}{360} + \frac{\pi \cdot (R_1^{6H})^2 \cdot \phi_1}{360} - F_{оef} =$$

$$= 2,78 \cdot 2,48 + 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 53}{360} + \frac{3,14 \cdot 2,1^2 \cdot 74}{360} - 1,75 = 8,03 \text{ м}^2 .$$

Бічна стіна:

$$F_{\partial c}^{6H} = L_{\partial} \cdot H_{\partial} = 17,84 \cdot 2,48 = 44,2 \text{ м}^2 .$$

Дах:

$$F_{\partial}^{6H} = \pi \cdot L_{\partial} \cdot \left( \frac{R_1^{6H} \cdot \phi_1}{180} + 2 \cdot \frac{R_2^{6H} \cdot \phi_2}{180} \right) = 3,14 \cdot 17,84 \cdot \left( \frac{2,1 \cdot 74}{180} + 2 \cdot \frac{0,2 \cdot 53}{180} \right) = 55,0 \text{ м}^2 .$$

Загальна внутрішня поверхня вантажного приміщення :

$$F_{вн} = F_{\partial}^{6H} + 2 \cdot F_{\partial c}^{6H} + 2 \cdot F_{пер}^{6H} + F_{нидл}^{6H} = 55,0 + 2 \cdot 44,2 + 2 \cdot 8,03 + 49,6 = 209 \text{ м}^2$$

Визначимо середньгеометричні поверхні огорожі

Підлога:

$$F_{нидл} = \sqrt{F_{нидл}^H \cdot F_{нидл}^{6H}} = \sqrt{56,5 \cdot 49,6} = 52,9 \text{ м}^2 .$$

Перегородка:

$$F_{пер} = \sqrt{F_{пер}^H \cdot F_{пер}^{6H}} = \sqrt{9,94 \cdot 8,03} = 8,99 \text{ м}^2 .$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		26

Бічна стіна:

$$F_{bc} = \sqrt{F_{bc}^H \cdot F_{bc}^{6H}} = \sqrt{47,7 \cdot 44,2} = 45,9 \text{ м}^2.$$

Дах:

$$F_{\partial} = \sqrt{F_{\partial}^H \cdot F_{\partial}^{6H}} = \sqrt{67,5 \cdot 55,0} = 60,9 \text{ м}^2.$$

Загальна середньогометрична поверхня вантажного приміщення:

$$F = \sqrt{F_H \cdot F_{6H}} = \sqrt{239 \cdot 209} = 223 \text{ м}^2.$$

### 3. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі огороження вантажного приміщення вагона

Відповідно до технічних умов на проєктовані рефрижераторні вагони з кузовом типу «сендвіч» коефіцієнт теплопередачі огорож кузова, віднесений до середньогометричної поверхні (розрахунковий), не повинен перевищувати  $k_p \leq 0,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [1,8].

Основним показником теплотехнічних якостей кузова ізотермічного вагона є коефіцієнт теплопередачі його огорож.

Кузов ізотермічного вагона в теплотехнічному відношенні є досить складною просторовою системою, тому розрахунок коефіцієнта теплопередачі огорож кузова будемо виробляти методом зон, що дає найбільші наближення розрахункових і справжніх середніх теплотехнічних характеристик, а також як найпростішого, порівняно з методом кругових потоків. Приймаємо маршрутну швидкість автономного рефрижераторного вагона (АРВ)  $v=420 \text{ км}/\text{добу} = 4,86 \text{ м}/\text{с}$  – табл. 42 [3].

Визначення коефіцієнтів тепловіддачі від зовнішнього повітря до зовнішньої поверхні та від внутрішньої обшивки вагона до повітря усередині вантажного приміщення:

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		27

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до зовнішньої поверхні вагона визначимо за формулою:

$$\alpha_n = 4,9 + 15 \cdot \sqrt{v} = 4,9 + 15 \cdot \sqrt{4,86} = 38 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

де  $v = 4,86$  м / с - швидкість руху зовнішнього повітря або вагона.

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої обшивки вагона до повітря всередині вантажного приміщення, приймаємо згідно даних при непрацюючих вентиляторах (циркуляторах)  $\alpha = 9$  Вт/(м<sup>2</sup>·К.

Термічний опір конвекції:

$$R_\alpha = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_{вн}} = \frac{1}{38} + \frac{1}{9} = 0,137 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}.$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі підлоги.

Конструкція огорожі підлоги:

Гума тверда  $\lambda_1 = 0,16 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}; \quad \rho_1 = 1200 \frac{кг}{м^3}.$

Дошка  $\lambda_2 = 0,12 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}; \quad \rho_2 = 600 \frac{кг}{м^3}.$

Пенополіуретан  $\lambda_3 = 0,029 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}; \quad \rho_3 = 40 \frac{кг}{м^3}.$

Сталь  $\lambda_4 = 58 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}; \quad \rho_4 = 7850 \frac{кг}{м^3}.$

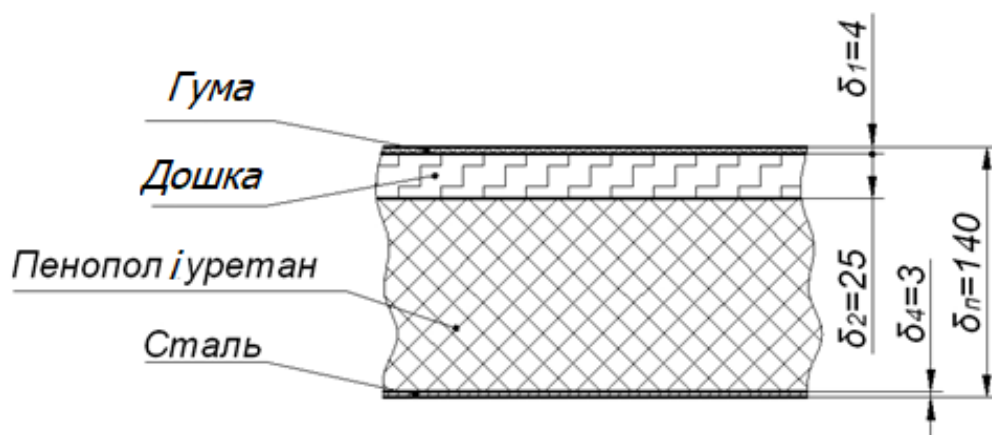


Рис. 3.1. Конструкція підлоги

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$\delta_3 = \delta_n - (\delta_1 + \delta_2 + \delta_4) = 140 - (4 + 25 + 3) = 108 \text{ мм} = 0,108 \text{ м}.$$

Коефіцієнт теплопередачі підлоги:

$$k_{\text{підл}} = \frac{1}{R_\alpha + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{R_\alpha + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4}} =$$

$$= \frac{1}{0,137 + \frac{0,004}{0,16} + \frac{0,025}{0,12} + \frac{0,108}{0,029} + \frac{0,003}{58}} = 0,244 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі бічної стінки.

Конструкція огорожі бічної стінки:

Сталь 10ХНДП  $\lambda_1 = 58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$   $\rho_1 = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$

Пенополіуретан  $\lambda_2 = 0,029 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$   $\rho_2 = 40 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$

Алюмінієвий сплав  $\lambda_3 = 95 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$   $\rho_3 = 2670 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$

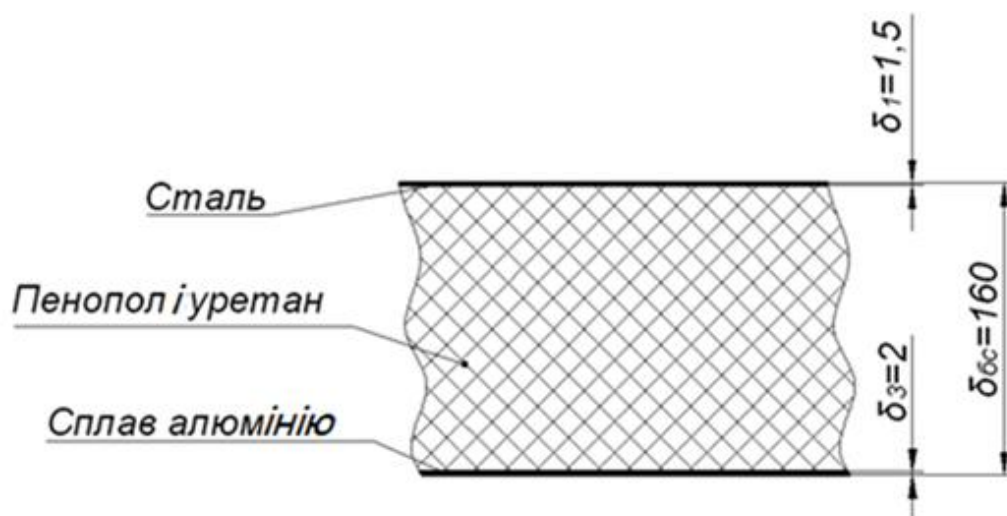


Рис. 3.2. Конструкція бічної стінки:

$$\delta_2 = \delta_{\delta c} - (\delta_1 + \delta_3) = 160 - (1,5 + 2) = 156,5 \text{ мм} = 0,1565 \text{ м}.$$

Коефіцієнт теплопередачі бічної стінки:

$$k_{\delta c} = \frac{1}{0,137 + \frac{0,0015}{58} + \frac{0,1565}{0,029} + \frac{0,002}{95}} = 0,181 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі перегородки.

Конструкція огорожі перегородки:

Сталь 10ХНДП  $\lambda_1 = 58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$   $\rho_1 = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$

$$\delta_1 = 0,0015 \text{ м}.$$

Пенополіуретан  $\lambda_2 = 0,029 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$   $\rho_2 = 40 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$

$$\delta_2 = 0,1665 \text{ м}.$$

Алюмінієвий сплав  $\lambda_3 = 95 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$   $\rho_3 = 2670 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$

$$\delta_3 = 0,002 \text{ м}.$$

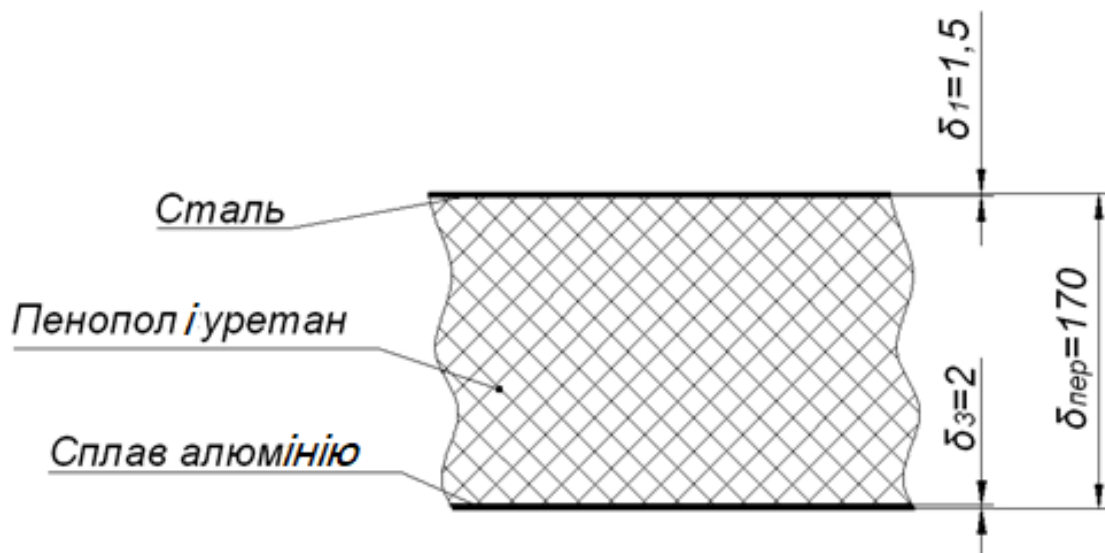


Рис. 3.3. Конструкція перегородки

Коефіцієнт теплопередачі перегородки:

$$k_{пер} = \frac{1}{0,137 + \frac{0,0015}{58} + \frac{0,1665}{0,029} + \frac{0,002}{95}} = 0,170 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі даху.

Конструкція огорожі даху:

Сталь 10ХНДП  $\lambda_1 = 58 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ;  $\rho_1 = 7850 \frac{кг}{м^3}$ ;

$$\delta_1 = 0,002 м.$$

Алюмінієвий сплав  $\lambda_2 = 95 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ;  $\rho_2 = 2670 \frac{кг}{м^3}$ ;

$$\delta_2 = 0,002 м.$$

Пенополіуретан  $\lambda_3 = 0,029 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ;  $\rho_3 = 40 \frac{кг}{м^3}$ ;

$$\delta_3 = 0,196 м.$$

Коефіцієнт теплопередачі даху:

$$k_0 = \frac{1}{0,137 + \frac{0,002}{58} + \frac{0,196}{0,029} + \frac{0,002}{95}} = 0,145 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

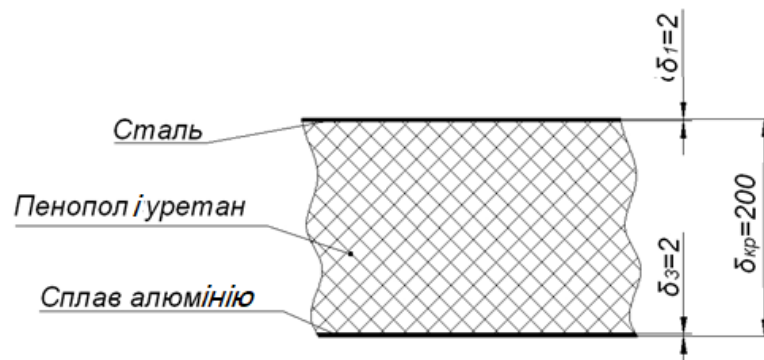


Рис. 3.4. Конструкція даху

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31

Визначимо коефіцієнт теплопередачі огорож вантажного приміщення, віднесений до середньгеометричної поверхні вантажного приміщення АРВ без урахування «теплових містків»:

$$k_g = \frac{k_{nidl} \cdot F_{nidl} + k_d \cdot F_d + 2 \cdot k_{oc} \cdot F_{oc} + 2 \cdot k_{nep} \cdot F_{nep}}{F} =$$

$$= \frac{0,244 \cdot 52,9 + 0,145 \cdot 60,9 + 2 \cdot 0,181 \cdot 45,9 + 2 \cdot 0,170 \cdot 8,93}{233} = 0,204 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Визначимо коефіцієнт теплопередачі огорож вантажного приміщення, віднесений до середньгеометричної поверхні вантажного приміщення АРВ з урахуванням «теплових містків»:

$$k_p = k_g \cdot \beta = 0,204 \cdot 1,2 = 0,245 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

де  $\beta = 1,2$  – коефіцієнт, що враховує конструкції огороження «теплові містки» для вагонів типу «сандвіч».

Визначимо коефіцієнт теплопередачі огорож вантажного приміщення АРВ з урахуванням погіршення якості ізоляції в процесі експлуатації:

$$k_d = k_p \cdot \gamma = 0,245 \cdot 1,7 = 0,417 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

де  $\gamma = 1,7$  - коефіцієнт, що враховує погіршення якості ізоляції при експлуатації [2].

Результати розрахунку зведемо до таблиці 2..

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		32

Таблиця 2. Коефіцієнти теплопередачі огороження вантажного приміщення вагона

Характеристика	Огороження вагона				
	Дах	Бічна стінка	Перегородка	Підлога	Вагон в цілому
Зовнішня теплопередаюча поверхня, $m^2$	67,5	95,4	19,9	56,5	239
Внутрішня теплопередаюча поверхня, $m^2$	55,0	88,4	16,06	49,6	209
Середньогогеометрична поверхня вагона, $m^2$	60,9	91,8	17,9	52,9	223
Коефіцієнт теплопередачі, отнесенный к среднегеометрической поверхности, $Вт/(m^2 \cdot K)$	0,145	0,181	0,170	0,244	0,204
Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням «теплових містків», $Вт/(m^2 \cdot K)$	0,174	0,217	0,204	0,388	0,245
Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням погіршення якості ізоляції, $Вт/(m^2 \cdot K)$	0,296	0,369	0,347	0,660	0,417

#### 4. Розрахунок теплопритоків у вантажне приміщення вагона

Кінцевою метою розрахунку теплопритоків у вантажне приміщення вагона є знаходження холодопродуктивності холодильного обладнання вагона, достатньої для відведення всього тепла, що надійшло, і для підтримки, тим самим, заданих температурних умов повітряного середовища всередині вантажного приміщення вагона.

Найважливішою особливістю теплоприток є мінливість їх у часі. Всі теплопритоки безперервно змінюються і, загалом, без достатньої закономірності. Теплопритоки, обумовлені впливом зовнішнього середовища, змінюються у зв'язку з сезонними та добовими коливаннями температури та вологості атмосферного повітря. Інша особливість теплоприток полягає в тому, що їх найбільші значення в часі, як правило, не збігаються і можуть спостерігатися в різний час доби.

Під час аналізу розташування районів виробництва та споживання швидкопсувних харчових продуктів визначають основні напрямки їх перевезення. Далі, використовуючи кліматологічні дані для цих районів і напрямів, встановлюють середньомісячні температури найтеплішого (літнього) та найхолоднішого (зимового) місяців, а також максимальні та мінімальні температури протягом року.

На основі отриманих даних за відповідною формулою розраховується температура зовнішнього повітря, прийнята для розрахунків.

Влітку:

$$t_{зовн}^л = 0,4 \cdot t_{ср}^л + 0,6 \cdot t_{эк}^л = 0,4 \cdot 31 + 0,6 \cdot 42 = 37,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{зовн}^л = 45\%,$$

де  $t_{ср}^л = +31 \text{ } ^\circ\text{C}$  середньомісячна температура найспекотнішого місяця;

$t_{max}^л = +42 \text{ } ^\circ\text{C}$  - максимальна літня температура в році.

Приймаємо  $t_{зовн}^л = +38 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Взимку:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
						34
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_n^3 = 0,4 \cdot t_{cp}^3 + 0,6 \cdot t_{эк}^3 = 0,4 \cdot (-22) + 0,6 \cdot (-42) = -34 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

$$\varphi_{зовн}^3 = 80\% .,$$

де  $t_{cp}^3 = -22 \text{ } ^\circ\text{C}$  - середньомісячна температура найхолоднішого місяця;

$t_{min}^3 = -42 \text{ } ^\circ\text{C}$  - мінімальна температура взімку в році.

Приймаємо  $t_{зовн}^3 = -34 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Температура у вагоні задається технологічними вимогами до перевезення та зберігання швидкопсувних вантажів і визначається за таблицями. Розрахункові параметри повітря усередині вагона приймаємо залежно від режиму перевезення.

Розрахункові параметри повітря усередині вагона приймаємо залежно від режиму перевезення.

I режим – для низькотемпературних вантажів не вище  $-20 \text{ } ^\circ\text{C}$

приймаємо  $t_{г}^I = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

II режим – для плодоовочів з охолодженням від  $+22 \text{ } ^\circ\text{C}$  до  $+4 \text{ } ^\circ\text{C}$  протягом не більше 60 годин;

III режим – для охолоджених плодоовочів;  $t_{г}^{III} = +4 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

IV режим – для вантажів, що швидко псуються, взімку;  $t_{г}^{IV} = +14 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Вологість повітря при всіх режимах приймається  $\varphi_{г} = 90\%$  у вагоні.

Часовий повітрообмін через нещільність вагона приймається рівним 0,3 від повного обсягу вантажного приміщення:

$$V_{во} = 0,3 \cdot V_{ен} = 0,3 \cdot 143 = 42,9 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} = 0,0119 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} ,$$

де  $V_{ен} = F_{пер}^{ен} \cdot L_{г} = 8,03 \cdot 17,84 = 143 \text{ м}^3$  повний обсяг вантажного приміщення.

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі огорож вагона:

$$k_p = 0,25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Температура повітря в машинному відділенні (влітку):

$$t_{мг} = + 48 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

Літня сонячна радіація з періодом дії від 5 год. 00 хв. до 19 год. 30 хв. з максимумом інтенсивності прямої радіації для даху  $1080 \text{ Вт/м}^2$ , бічних стінок –  $700 \text{ Вт/м}^2$ , середньодобові значення –  $648 \text{ Вт/м}^2$  та  $420 \text{ Вт/м}^2$  відповідно і розсіяної радіації -  $160 \text{ Вт/м}^2$ .

Коефіцієнт поглинання сонячної радіації: 0,7.

Ефективний час роботи холодильної установки – не більше 22 годин на добу.

**Визначимо теплопритоки у вантажне приміщення**

**І режим роботи (перевезення низькотемпературних вантажів).**

Теплопритоки у вантажне приміщення становитимуть:

$$Q_I = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

де  $Q_1$  – теплоприток, що надходить у вантажне приміщення вагона через огорожу кузова;

$Q_2$  – теплоприток, що надходить у вантажне приміщення вагона із зовнішнім повітрям, внаслідок інфільтрації його через нещільність кузова;

$Q_3$  – теплоприток від дії сонячної радіації;

$Q_4$  – теплоприток, еквівалентний роботі електродвигунів вентиляторів;

$Q_5$  – теплоприток, що утворюється при відтаванні снігової шуби охолоджувача повітря.

$$Q_1 = \sum k_i \cdot F_i \cdot (t_{\text{зовн}}^n - t_e^l) + 2 \cdot k_{\text{пер}} \cdot F_{\text{пер}} \cdot (t_{\text{мв}} - t_e^l),$$

де  $k_i$  та  $F_i$  – відповідно коефіцієнт теплопередачі та теплопередаюча поверхня частин огорожі кузова.

$$\begin{aligned} Q_1 &= (k_{\text{д}} \cdot F_{\text{д}} + k_{\text{нідл}} \cdot F_{\text{нідл}} + 2 \cdot k_{\text{бс}} \cdot F_{\text{бс}}) \cdot (t_{\text{зовн}}^n - t_e^l) + 2 \cdot k_{\text{пер}} \cdot F_{\text{пер}} \cdot (t_{\text{мв}} - t_e^l) = \\ &= (0,174 \cdot 60,9 + 0,388 \cdot 52,9 + 2 \cdot 0,217 \cdot 45,9) \cdot (38 + 20) + \\ &+ 2 \cdot 0,170 \cdot 8,93 \cdot (48 + 20) = 3062,5 + 206,5 = 3269 \text{ Вт} \end{aligned}$$

$$Q_2 = V_{\text{но}} \cdot \rho \cdot (h_{\text{зовн}} - h_e)$$

де  $V_{\text{но}} = 0,0119 \text{ м}^3/\text{с}$  – повітрообмін через нещільність кузова;

$\rho = 1,12 \text{ кг/м}^3$  – щільність вологого повітря при  $38^\circ\text{C}$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		36

$h_{зовн} = 87,0$  кДж/кг;  $h_e = -18,5$  кДж/кг – ентальпія зовнішнього повітря та повітря в приміщенні вагона

$$Q_2 = 0,0119 \cdot 1,12 \cdot (87 + 18,5) \cdot 10^3 = 1406 \text{ Вт}$$

$$Q_3 = \frac{k_{кр} \cdot F_{кр} \cdot A \cdot I_{кр}}{\alpha_n} + \frac{k_{бс} \cdot F_{бс} \cdot A \cdot I_{бс}}{\alpha_n} + \frac{k_{бс} \cdot F_{бс} \cdot A \cdot I_{бс}^p}{\alpha_n} + \frac{k_{пол} \cdot F_{пол} \cdot A \cdot I_{пол}^p}{\alpha_n}$$

где  $k_d$ ,  $k_{бс}$ ,  $k_{нидл}$  – коефіцієнти теплопередачі даху, бічної стіни та підлоги відповідно, (Вт/м<sup>2</sup>К);

$F_d$ ,  $F_{бс}$ ,  $F_{нидл}$  – середньгеометрична поверхня даху, бічної стіни та підлоги відповідно, м<sup>2</sup>;

$A=0,7$  - коефіцієнт поглинання сонячних променів матеріалом відповідної поверхні;

$I_d$ ,  $I_{бс}$  – середньодобова інтенсивність сонячної радіації, відповідно даху та бічної стіни, Вт/м<sup>2</sup>;

$I_{нидл}^p$ ,  $I_{бс}^p$  – середньодобова інтенсивність розсіяної сонячної радіації, відповідно другої стіни та підлоги, (Вт/м<sup>2</sup>);

$\alpha_{зовн} = 23$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до поверхні вагона на стоянці.

$$Q_3 = \frac{0,174 \cdot 60,9 \cdot 0,7 \cdot 648}{23} + \frac{0,217 \cdot 45,9 \cdot 0,7 \cdot 420}{23} + \frac{0,217 \cdot 45,9 \cdot 0,7 \cdot 160}{23} + \frac{0,388 \cdot 52,9 \cdot 0,7 \cdot 120}{23} = 460 \text{ Вт}$$

$$Q_4 = \sum N_{дв} \cdot \eta \cdot \frac{z}{24} \cdot 10^3 = N_{дв} \cdot n \cdot \eta \cdot \frac{z}{24} \cdot 10^3,$$

де  $N_{дв} = 0,45$  кВт – потужність, вживана двигуном вентилятора;

$n=4$  – кількість вентиляторів;

$\eta=1$  – коефіцієнт, що показує, яка частка електроенергії, що споживається електродвигунами, перетворюється на тепло, що підводиться до повітря вантажного приміщення;

$z=24$  год - кількість годин роботи вентиляторів-циркуляторів в добу.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$Q_4 = 0,45 \cdot 4 \cdot 1 \cdot \frac{24}{24} \cdot 10^3 = 1800 \text{ Вт}$$

Під час роботи холодильного агрегату ненасичене вологе повітря, що проходить через холодні поверхні повітроохолоджувача, охолоджується, і водяна пара, яка в ньому міститься, досягає стану насичення. Подальше зниження температури спричиняє конденсацію та поступове замерзання пари, утворюючи іній на поверхні охолоджувача повітря.

У випадку перевезення заморожених вантажів, коли температура всередині камери  $t_b < 0$  °С, іній на охолоджувачі повітря потрібно періодично видаляти.

Для транспортування плодів та овочів, що охолоджуються менш інтенсивно, розморожування інею проводять лише під час первинного охолодження вантажу, тобто до досягнення заданого температурного режиму.

Тепло, що виділяється під час відтавання «снігового шару» на охолоджувачі внаслідок впливу гарячих парів холодоагенту, приймається рівним приблизно 200 Вт на один охолоджувач повітря. Тоді

$$Q_5 = 400 \text{ Вт.}$$

Загальний (сумарний) теплоприплив у вантажне приміщення вагона на 1 режимі роботи становитиме:

$$Q_I = 3269 + 1406 + 460 + 1800 + 400 = 7335 \text{ Вт.}$$

## II режим роботи

Вихідні дані:

Температура повітря у вагоні:  $t_6^{II} = +4$  °С.

Початкова температура плодоовочів:  $t_1 = +22$  °С.

Кінцева температура плодоовочів після охолодження:  $t_2 = +4$  °С =  $t_6^{II}$

Питома маса вантажу  $g_6 = 280 \text{ кг/м}^3$ .

Питома кількість тепла «дихання» плодоовочів:  $q_6 = 97 \text{ Вт/м}^3$ .

Питома теплоємність вантажу  $c_b = 3,56 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

Питома теплоємність тари:  $c_t = 2,72 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

Час охолодження вантажу:  $\tau = 60$  год.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

Маса тари складає 15% від маси вантажу.

Теплопритоки у вантажне приміщення визначимо за формулою:

$$Q_{II} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7$$

де  $Q_1$  – теплоприток, через огорожу кузова;

$Q_2$  – теплоприток, внаслідок інфільтрації його через нещільність кузова;

$Q_3$  – теплоприток від дії сонячної радіації;

$Q_4$  – теплоприток, еквівалентний роботі електродвигунів вентиляторів;

$Q_5$  – теплоприток при відтаванні інею з повітроохолоджувача;

$Q_6$  – теплоприток від охолодження вантажу;

$Q_7$  – теплоприток від «дихання» плодоовочів.

$$\begin{aligned} Q_1 &= (k_{\partial} \cdot F_{\partial} + k_{\text{нідл}} \cdot F_{\text{пол}} + 2 \cdot k_{\text{бс}} \cdot F_{\text{бс}}) \cdot (t_{\text{зовн}}^I - t_{\text{в}}^{II}) + 2 \cdot k_{\text{пер}} \cdot F_{\text{пер}} \cdot (t_{\text{мв}} - t_{\text{в}}^{II}) = \\ &= (0,174 \cdot 60,9 + 0,388 \cdot 52,9 + 2 \cdot 0,217 \cdot 45,9) \cdot (38 - 4) + \\ &+ 2 \cdot 0,170 \cdot 8,93 \cdot (48 - 4) = 1735,4 + 133,6 = 1869 \text{ Вт} \end{aligned}$$

$$Q_2 = V_{\text{во}} \cdot \rho \cdot (h_{\text{зовн}} - h_{\text{в}}),$$

де  $V_{\text{во}} = 0,0119 \text{ м}^3/\text{с}$  – повітрообмін через нещільність кузова;

$\rho = 1,12 \text{ кг}/\text{м}^3$  – щільність вологого повітря при  $38^{\circ}\text{C}$

$h_{\text{зовн}} = 87,0 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;  $h_{\text{вн}} = 15,5 \text{ кДж}/\text{кг}$  – ентальпія зовнішнього повітря та повітря в приміщенні вагона відповідно.

$$Q_2 = 0,0119 \cdot 1,12 \cdot (87 - 15,5) \cdot 10^3 = 953 \text{ Вт}.$$

$Q_3 = 460 \text{ Вт}$ ,  $Q_4 = 1800 \text{ Вт}$  и  $Q_5 = 400 \text{ Вт}$  – приймаються з розрахунку при I режимі роботи установки, оскільки вони не зміняться.

Визначимо теплоприток від охолодження вантажа за формулою:

$$Q_6 = \frac{(G_{\text{но}} \cdot c_{\text{но}} + G_{\text{т}} \cdot c_{\text{т}}) \cdot (t_1 - t_{\text{в}}^{II})}{3,6 \cdot \tau},$$

де  $G_{\text{но}}$  и  $G_{\text{т}}$  – маса плодоовочів та тари відповідно, кг;

$c_{\text{но}}$  и  $c_{\text{т}}$  – питома теплоємність плодоовочів та тари відповідно,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ;

$\tau = 60 \text{ ч}$  – час охолодження плодоовочів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		39

Маса вантажу у вагоні

$$G_g = g_g \cdot V_{нав} = g_g \cdot F_{нав}^{нидл} \cdot h_{нав},$$

где  $h_{нав}=2,2$  м – висота навантаження;

$$F_{нав}^{нидл} = L_{нав} \cdot B_{нав} = 17,2 \cdot 2,7 = 46,4 \text{ м}^2 \text{ – вантажна площа підлоги вантажного}$$

приміщення вагона;

$g_g = 280$  кг/м<sup>3</sup> – питома об'ємна маса вантажу.

$$G_g = 280 \cdot 46,4 \cdot 2,2 = 28600 \text{ кг}$$

Маса плодоовочів

$$G_{но} = 0,85 \cdot G_g = 0,85 \cdot 28600 = 24310 \text{ кг}.$$

Маса тари

$$G_m = 0,17 \cdot G_g = 0,15 \cdot 28600 = 4290 \text{ кг}.$$

$$Q_6 = \frac{(24310 \cdot 3,56 + 4290 \cdot 2,72) \cdot (22 - 4)}{3,6 \cdot 60} = 8184 \text{ Вт}.$$

Теплоприток від «дихання» плодоовочів

$$Q_7 = \frac{G_{но} \cdot g}{1000} = \frac{24310 \cdot 97}{1000} = 2358 \text{ Вт},$$

де  $g=97$  Вт/т – питомий теплоприток від «дихання» плодоовочів.

Загальний теплоприплив у вантажне приміщення вагона на II режимі роботи становитиме:

$$Q_{II} = 1869 + 963 + 460 + 1800 + 400 + 8184 + 2358 = 16018 \text{ Вт}.$$

### III режим роботи

Температура повітря у вагоні при перевезенні охолоджених плодоовочів складає  $t_g^{III} = +4$  °С.

Теплопритоки у вантажне приміщення визначаються за формулою:

$$Q_{III} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_7$$

Всі дані беремо з розрахунку II режиму.

Загальний теплоприплив у вантажне приміщення вагона на III режимі роботи становитиме:

$$Q_{II} = 1869 + 963 + 460 + 1800 + 400 + 8184 + 2358 = 7834 \text{ Вт}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		40

#### IV режим роботи

Температура повітря у вагоні при перевезенні вантажів у зимовий час з опаленням  $t_e^{IV} = +14 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Вологість повітря у вагоні  $\varphi_6 = 90\%$ .

Температура зовнішнього повітря  $t_{зовн}^{IV} = -34 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Вологість зовнішнього повітря  $\varphi_{зовн} = 80\%$ .

Об'єм повітря, що змінюється при вентиляванні вантажного приміщення – 10 обсягів вантажного приміщення на добу..

Тепловтрати вагона визначаються за рівнянням:

$$Q_{IV} = Q_1 + Q_2 - Q_3 + Q_8,$$

де  $Q_1$  – тепловтрати через огорожу кузова вагона;

$Q_2$  – тепловтрати через нещільність кузова вагона;

$Q_3$  – теплоприплив від електродвигунів вентиляторів;

$Q_8$  – тепловтрати під час вентилявання вантажного приміщення вагона.

$$Q_1 = k_e \cdot F \cdot (t_{вн}^{IV} - t_{зовн}^3) = 0,245 \cdot 223 \cdot (14 + 34) = 2622 \text{ Вт}.$$

$$Q_2 = V_{но} \cdot \rho_{зовн} \cdot (h_{вн} - h_{зовн}) \cdot 10^3,$$

де  $\rho_{зовн} = 1,478 \text{ кг/м}^3$  – щільність зовнішнього повітря при  $t_3^{IV} = -34 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$h_6 = 36,5 \text{ кДж/кг}$  и  $h_{зовн} = -34,2 \text{ кДж/кг}$  – ентальпія повітря в приміщенні вагона та зовнішнього повітря відповідно.

$$Q_2 = 0,0119 \cdot 1,478 \cdot (36,5 + 34,2) \cdot 10^3 = 1244 \text{ Вт}.$$

$$Q_3 = 1800 \text{ Вт}.$$

$$Q_8 = \frac{n \cdot V_{вн}}{24 \cdot 3,6} \cdot \rho_{зовн} \cdot (h_{вн} - h_{зовн}),$$

де  $n = 10$  – кратність вентилявання вантажного приміщення вагона на добу;

$V_{вн} = 143 \text{ м}^3$  – об'єм вантажного приміщення вагона.

$$Q_8 = \frac{10 \cdot 143}{24 \cdot 3,6} \cdot 1,478 \cdot (36,5 + 34,2) = 1730 \text{ Вт}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		41

Загальний теплоприток у вантажне приміщення вагона на IV режимі роботи становитиме:

$$Q_{IV} = 2622 + 1244 - 1800 + 1730 = 3796 \text{ Вт}$$

**Визначимо холодопродуктивність установки до кожного режиму та потужність електронагрівачів.**

Автономні рефрижераторні вагони перевозять швидкопсувні вантажі (м'ясо, рибу, молочні продукти тощо). Для надійності, резервування, гнучкого регулювання холодопродуктивності та економії енергії у вагонах встановлюють дві холодильні машини. Холодопродуктивність кожної машини пропорційно розподіляється відповідно до фактичного теплового навантаження — при малому навантаженні працює одна, при великому — обидві.

Машини можуть працювати поперемінно (чергування), щоб продовжити їхній термін служби та було рівномірне зношування агрегатів. Приймаємо, що холодопродуктивність кожної машини складає 55 % від максимального теплового навантаження на холодильне обладнання.

Розрахункова холодопродуктивність компресора у I режимі визначимо за формулою:

$$Q_0^I = 0,55 \cdot \frac{k \cdot Q_I}{b} = 0,55 \cdot \frac{1,065 \cdot 7335}{0,8} = 5371 \text{ Вт} \approx 5,4 \text{ кВт},$$

де  $k = 1,065$  – коефіцієнт, що враховує втрати у трубопроводах та апаратах холодної установки, залежить від температури кипіння холодоагенту;

$b = 0,8$  – коефіцієнт робочого часу.

Розрахункова холодопродуктивність компресора у II режимі:

$$Q_0^{II} = 0,55 \cdot \frac{k \cdot Q_{II}}{b} = 0,55 \cdot \frac{1,045 \cdot 16018}{0,8} = 11508 \text{ Вт} \approx 11,5 \text{ кВт},$$

де  $k = 1,045$

Розрахункова холодопродуктивність компресора у III режимі:

$$Q_0^{III} = 0,55 \cdot \frac{k \cdot Q_{III}}{b} = 0,55 \cdot \frac{1,045 \cdot 7834}{0,8} = 5628 \text{ Вт} \approx 5,6 \text{ кВт}$$

Теплопродуктивність однієї установки у IV режимі:

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$Q_{\text{эл}}^{IV} = \frac{Q_{IV}}{n \cdot k_{\tau}} = \frac{3796}{2 \cdot 0,85} = 2233 \text{ Вт}$$

де  $n = 2$  – кількість установок;

$k_{\tau} = 0,85$  - коефіцієнт, що враховує втрати при теплообміні.

Потужність електронагрівача однієї холодильної установки

$$N_{\text{ел}} = \frac{Q_{\text{эл}}^{IV}}{1000} / \eta_{\text{ео}} = \frac{2233}{1000} / 0,8 = 2,8 \text{ кВт} ,$$

$\eta_{\text{ео}} = 0,8$  – ККД електрообігріву.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		43

## 5. Тепловий розрахунок і підбір компресора

### I режим роботи (перевезення низькотемпературних вантажів)

#### Вихідні дані:

Компресор напівгерметичний

Холодильний агент – R1234yf.

Температура у вантажнім приміщенні вагону  $t'_в = -20$  °C.

Температура зовнішнього повітря  $t'_{зовн} = +38$  °C.

Розрахункова холодопродуктивність компресора  $Q_0 = 5,4$  кВт.

#### Розрахунок

Температура кипіння холодоагенту в випарнику:

$$t_0 = t'_в - 5 = -20 - 5 = -25 \text{ °C.}$$

Температура конденсації у повітряному конденсаторі на 5-12 градусів більше температури зовнішнього повітря [5]. Визначимо температуру конденсації:

$$t_k = t'_{зовн} + 7 = 38 + 7 = 45 \text{ °C.}$$

Приймаємо переохолодження в конденсаторі 5 град, тоді

$$t_3 = t_k - 5 = 45 - 5 = 40 \text{ °C.}$$

Для побудови циклу у діаграмі  $h - \lg p$  задаємося:

-перегріванням парів холодоагенту у випарнику 5 °C;

$$t_6 = t_0 + 5 = -25 + 5 = -20 \text{ °C}$$

-недорекуперацією на теплому кінці РТО 20 град, тоді

$$t_7 = t_3 - 20 = 40 - 20 = 20 \text{ °C}$$

-перегрівом парів холодоагенту у електродвигуну компресора 5 °C;

$$t_1 = t_7 + 5 = 20 + 5 = 25 \text{ °C.}$$

Параметри т. 4 визначимо із рівняння теплового балансу РТО

$$h_4 = h_3 - (h_7 - h_6) = 256 - (385,5 - 351) = 221,5 \text{ кДж/кг.}$$

Визначимо параметри вузлових точок циклу за та результати зведемо в таблицю 6.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		44

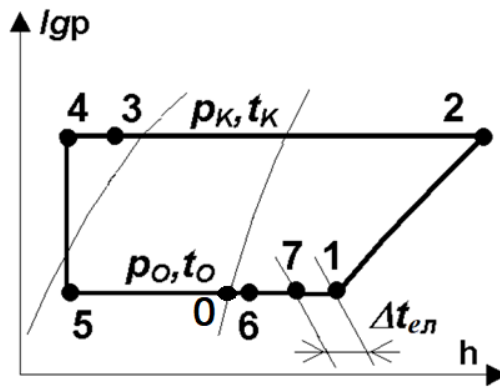


Рис. 5.1. Цикл холодильної машини з РТО і напівгерметичним компресором

Таблиця 3. Параметри вузлових точок циклу

Параметри	0	6	7	1	2	3	4	5
p, МПа	0,123	0,123	0,123	0,123	1,154	1,154	1,154	0,154
t, °С	-25	-20	20	25	89	40	16	-25
h, кДж/кг	347	351,0	385,5	390,5	440	256	221,5	221,5
v, м <sup>3</sup> /кг				0,176				

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 = 351 - 221,5 = 129,5 \text{ кДж/кг.}$$

2. Питома адиабатна робота компресора

$$l_a = h_2 - h_1 = 440 - 390,5 = 49,5 \text{ кДж/кг.}$$

3. Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = q_0 / v_1 = 129,5 / 0,176 = 736 \text{ кДж/м}^3.$$

4. Теоретичний COP<sub>т</sub>

$$COP_t = q_0 / l_a = 129,5 / 49,5 = 2,62.$$

5. Масова витрата холодоагенту

$$M_a = Q_0 / q_0 = 5,37 / 129,5 = 0,0417 \text{ кг/с.}$$

6. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0,874 \cdot 0,776 = 0,678,$$

де  $\lambda_c$  – об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[ \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \cdot \left[ \left( \frac{1,154}{0,123} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,874,$$

де  $c = 0,015$  – відносна величина мертвого простору,

$m = 1$  – показник політропи розширення залишкового газу з мертвого простору;

$\lambda_w$  – фіктивний коефіцієнт підігріву:

$$\lambda_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \cdot T_k + b \cdot \theta} = \frac{248 + 50}{1,12 \cdot 318 + 0,5 \cdot 50} = 0,776,$$

де  $\alpha = 1,12$ ;

$b = 0,5$ ;

$\theta = t_1 - t_0 = 25 + 25 = 50$  °C – сумарний перегрів на всмоктуванні;

$T_0 = t_0 + 273 = -25 + 273 = 248$  К;

$T_k = t_k + 273 = 45 + 273 = 318$  К.

7. Дійсний об'єм парів, всмоктуваних компресором

$$V_d = M_a \cdot v_l = 0,0417 \cdot 0,176 = 0,00734 \text{ м}^3/\text{с}.$$

8. Об'єм, описаний поршнями компресора в одиницю часу

$$V_h = V_d / \lambda = 0,00734 / 0,678 = 0,0108 \text{ м}^3/\text{с}$$

9. Адіабатна потужність компресора

$$N_a = M_a \cdot l_a = 0,0417 \cdot 49,5 = 2,064 \text{ кВт}.$$

10. Індикаторний ККД компресора

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0 = 0,776 + 0,0025 \cdot (-25) = 0,714,$$

де  $b = 0,0025$  для R1234yf.

11. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,064 / 0,714 = 2,89 \text{ кВт}.$$

12. Потужність тертя

$$N_{тер} = V_h \cdot p_{cp} = 0,0108 \cdot 40 = 0,432 \text{ кВт},$$

де середній тиск тертя  $p_{cp} = 40$  кПа для R1234yf.

13. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{тер} = 2,89 + 0,432 = 3,32 \text{ кВт}.$$

14. Електрична потужність компресора

$$N_{el} = N_e / \eta_{ел.дв} = 3,32 / 0,85 = 3,91 \text{ кВт},$$

де  $\eta_{ел.дв} = 0,85$  – ККД електродвигуна.

15. Ефективний  $COP_e$

$$COP_e = Q_0 / N_e = 5,4 / 3,32 = 1,63.$$

16. Електричний  $COP_{ел}$

$$COP_{ел} = Q_0 / N_{ел} = 5,4 / 3,91 = 1,38.$$

Перевірка прийнятого значення перепаду ентальпій R1234yf

$$\Delta h_{эл} = \frac{N_{эл} - N_e}{M_a} \cdot \psi = \frac{3,91 - 3,32}{0,0417} \cdot 0,35 = 4,95 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де  $\psi = 0,3 \dots 0,6$  (приймаємо  $\psi = 0,35$ ).

Похибка розрахунку :

$$\Delta = \frac{\Delta h_{эл} - \Delta h_{эл}^p}{\Delta h_{эл}^p} \cdot 100\% = \frac{5 - 4,95}{4,95} \cdot 100\% = 1,01\%$$

Похибка розрахунку менше ніж 5%, що допустимо. в електродвигуні

Теплове навантаження на конденсатор

$$Q_k = Q_0 + N_i = 5,4 + 2,89 = 8,3 \text{ кВт}.$$

**II режим роботи (перевезення плодоовочевої продукції з охолодженням).**

**Вихідні дані:**

Температура у вантажнм приміщенні вагону  $t'_e = +4 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Температура зовнішнього повітря  $t'_{зовн} = +38 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Розрахункова холодопродуктивність компресора  $Q_0 = 11,5 \text{ кВт}$ .

**Роззрахунок**

Температура кипіння холодоагенту в випарнику:

$$t_o = t_b - 6 = 4 - 6 = -2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації у повітряному конденсаторі

$$t_k = t_{зовн} + 7 = 38 + 7 = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Приймаємо переохолодження в конденсаторі 5 град, тоді

$$t_3 = t_k - 5 = 45 - 5 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		47

Для побудови циклу у діаграмі  $h - \lg p$  задаємося:

-перегріванням парів холодоагенту у випарнику  $5\text{ }^\circ\text{C}$ ;

$$t_6 = t_0 + 5 = -2 + 5 = 3\text{ }^\circ\text{C}$$

-недорекуперацією на теплому кінці РТО  $20$  град, тоді

$$t_7 = t_3 - 20 = 40 - 20 = 20\text{ }^\circ\text{C}$$

-перегрівом парів холодоагенту у електродвигуну компресора  $5\text{ }^\circ\text{C}$ ;

$$t_1 = t_7 + 5 = 20 + 5 = 25\text{ }^\circ\text{C}.$$

Параметри т. 4 определим из уравнения теплового баланса РТО

$$h_4 = h_3 - (h_7 - h_6) = 256 - (382 - 366) = 240\text{ кДж/кг.}$$

Визначимо параметри вузлових точок циклу за та результати зведемо в таблицю 4.

Таблиця 4. Параметри вузлових точок циклу

	0	6	7	1	2	3	4	5
p, МПа	0,295	0,295	0,295	0,295	1,154	1,154	1,154	0,295
t, $^\circ\text{C}$	-2	3	20	25	66	40	30	-2
h, кДж/кг	362	366,0	382	386	414	256	240	240
v, $\text{м}^3/\text{кг}$				0,069				

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 = 366 - 240 = 126\text{ кДж/кг.}$$

2. Питома адіабатна робота компресора

$$l_a = h_2 - h_1 = 414 - 386 = 28\text{ кДж/кг.}$$

3. Питома об'ємна холодопродуктивність компресора

$$q_v = q_0 / v_1 = 126 / 0,069 = 1826\text{ кДж/м}^3.$$

4. Теоретичний  $\text{COP}_T$

$$\text{COP}_T = q_0 / l_a = 126 / 28 = 4,5.$$

5. Масова витрата холодоагенту

$$M_a = Q_0 / q_0 = 11,5 / 126 = 0,0913\text{ кг/с.}$$

6. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0,956 \cdot 0,806 = 0,771,$$

де  $\lambda_c$  – об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[ \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \cdot \left[ \left( \frac{1,154}{0,295} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,956,$$

де  $c = 0,015$  – відносна величина мертвого простору,

$m = 1$  – показник політропи розширення залишкового газу з мертвого простору;

$\lambda_w$  – фіктивний коефіцієнт підігріву:

$$\lambda_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \cdot T_k + b \cdot \theta} = \frac{271 + 27}{1,12 \cdot 318 + 0,5 \cdot 27} = 0,806,$$

де  $\alpha = 1,12$ ;

$b = 0,5$ ;

$\theta = t_1 - t_0 = 25 + 2 = 27$  °C – сумарний перегрів на всмоктуванні;

$T_0 = t_0 + 273 = -2 + 273 = 271$  К;

$T_k = t_k + 273 = 45 + 273 = 318$  К.

7. Дійсний об'єм парів, всмоктуваних компресором

$$V_d = M_a \cdot v_1 = 0,0913 \cdot 0,069 = 0,0063 \text{ м}^3/\text{с}.$$

8. Об'єм, описаний поршнями компресора в одиницю часу

$$V_h = V_d / \lambda = 0,0063 / 0,771 = 0,00817 \text{ м}^3/\text{с}$$

9. Адіабатна потужність компресора

$$N_a = M_a \cdot l_a = 0,0913 \cdot 28 = 2,556 \text{ кВт}.$$

10. Індикаторний ККД компресора

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0 = 0,806 + 0,0025 \cdot (-2) = 0,801,$$

де  $b = 0,0025$  для R1234yf.

11. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,556 / 0,801 = 3,191 \text{ кВт}.$$

12. Потужність тертя

$$N_{тер} = V_h \cdot p_{cp} = 0,00817 \cdot 40 = 0,326 \text{ кВт},$$

де середній тиск тертя  $p_{cp} = 40$  кПа для R1234yf.

13. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{тер} = 3,191 + 0,326 = 3,52 \text{ кВт}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

14. Електрична потужність компресора

$$N_{el} = N_e / \eta_{ел.дв} = 3,52 / 0,85 = 4,14 \text{ кВт},$$

де  $\eta_{ел.дв} = 0,85$  – ККД електродвигуна.

15. Ефективний  $COP_e$

$$COP_e = Q_0 / N_e = 11,5 / 3,52 = 3,27.$$

16. Електричний  $COP_{ел}$

$$COP_{ел} = Q_0 / N_{el} = 11,5 / 4,14 = 2,78.$$

Перевірка прийнятого значення перепаду ентальпій R1234yf

$$\Delta h_{эл} = \frac{N_{эл} - N_e}{M_a} \cdot \psi = \frac{4,14 - 3,52}{0,0717} \cdot 0,45 = 3,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де  $\psi = 0,3 \dots 0,6$  (приймаємо  $\psi = 0,35$ ).

Похибка розрахунку :

$$\Delta = \frac{\Delta h_{эл} - \Delta h_{эл}^p}{\Delta h_{эл}^p} \cdot 100\% = \frac{4 - 3,89}{3,89} \cdot 100\% = 2,83\%$$

Похибка розрахунку менше ніж 5%, що допустимо. в електродвигуні

Теплове навантаження на конденсатор

$$Q_k = Q_0 + N_i = 11,5 + 3,19 = 14,7 \text{ кВт}.$$

За каталогом вибирається одноступінчатий напівгерметичний поршневий компресор Vock HGX44e/475- 4 фірми **GEA Vock**, Німеччина:

Кількість циліндрів – 4.

Частота обертання валу – 1450 хв<sup>-1</sup>.

Діаметр циліндра 55 мм.

Хід поршня 50 мм.

Теоретична об'ємна продуктивність 0,01147 м<sup>3</sup>/с.

Приєднання лінії всмоктування 35 мм.

Приєднання лінії нагнітання 28 мм.

Споживана потужність 6610 Вт

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		50

## 6. Розрахунок повітряного конденсатора

Найбільше навантаження на конденсатор має місце при II режимі роботи, тому розрахунок поверхні конденсатора провадиться для цього режиму роботи:

$$Q_k = 14,7 \text{ кВт}; t_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Повітряний конденсатор виконаний з 10 вертикальних рядів мідних труб по ходу повітря діаметром 15x1,5 мм з алюмінієвими ребрами, закріплених на алюмінієвій рамі. Ребра є пластинами з виштампованими в них комірцями, що визначають крок ребер.. З лицьового боку конденсатора труби кожного вертикального ряду секцій послідовно з'єднані в змійовики калачами. Вхідний газовий колектор є розподільним для верхнього горизонтального ряду труб. Пари холодоагенту подаються від компресора до газового колектора. Нижній колектор рідини об'єднує нижній ряд труб конденсатора і має патрубок для відведення рідкого холодоагенту в ресивер.

Характеристика теплообмінної поверхні:

Товщина ребра -  $\delta_p = 0,3 \text{ мм}$ .

Крок ребер  $t_p = 4 \text{ мм}$ .

Крок труб по фронту та по ходу повітря однаковий  $S_1 = S_2 = 40 \text{ мм}$ .

Розташування труб – шахове.

Температура повітря на вході в конденсатор  $t_{ex} = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Приймається нагрівання повітря у конденсаторі 5 град.

Температура повітря на виході з конденсатора .

$$t_{vix} = t_{ex} + 5 = 38 + 5 = 43 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середньологарифмічний температурний напір

$$\theta_m = \frac{t_{vix} - t_{ex}}{\ln \frac{t_k - t_{ex}}{t_k - t_{vix}}} = \frac{43 - 38}{\ln \frac{45 - 38}{45 - 43}} = 4,0 \text{ град.}$$

Геометричні характеристики оребріння трубки.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		51

Площа внутрішньої теплопередавальної поверхні труби довжиною 1 м

$$F_{вн_1} = \pi \cdot d_{вн} = 3,14 \cdot 0,012 = 3,768 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Площа зовнішньої теплопередавальної поверхні труби довжиною 1 м

$$F_{0_1} = \pi \cdot d_0 = 3,14 \cdot 0,015 = 4,71 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Повна зовнішня поверхня ребер та міжреберних ділянок

$$F_{зовн_1} = F_{P_1} + F_{M.P_1} = \frac{1}{S_p} \cdot \left[ 2 \cdot \left( S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right) + (S_p - \delta_p) \cdot \pi \cdot d_0 \right].$$

$$F_{зовн_1} = F_{P_1} + F_{MP_1} = \frac{1}{0,004} \cdot \left[ 2 \cdot \left( 0,04 \cdot 0,04 - 3,14 \cdot \frac{0,015^2}{4} \right) + (0,004 - 0,0003) \cdot 3,14 \cdot 0,015 \right] = 0,7117 + 0,0436 = 0,7553 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт реберіння

$$\beta = \frac{F_{зовн_1}}{F_{вн_1}} = \frac{0,7553}{3,768 \cdot 10^{-2}} = 20,0.$$

Ступінь зовнішнього реберіння

$$\varphi_n = \frac{F_{зовн_1}}{F_{0_1}} = \frac{0,7553}{4,71 \cdot 10^{-2}} = 16,0.$$

Визначимо живий переріз конденсатора

Задаємося довжиною труби  $l_1 = 0,72$  м.

Число труб у поперечному перерізі  $n_1 = 18$ .

Висота конденсатора

$$H = S_1 \cdot n_1 = 0,04 \cdot 18 = 0,72 \text{ м}.$$

Площа повного перерізу конденсатора

$$F_n = l_1 \cdot H = 0,72 \cdot 0,72 = 0,5184 \text{ м}^2.$$

Площа, зайнята трубами

$$F_{mp} = d_n \cdot l' \cdot n_1 = 0,015 \cdot 0,666 \cdot 18 = 0,1798 \text{ м}^2,$$

де  $l'$  – вільна від ребер довжина труби.

$$l' = l_1 - \frac{l_1}{S_p} \cdot \delta = 0,72 - \frac{0,72}{0,004} \cdot 0,0003 = 0,666 \text{ м}.$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		52

Площа, зайнята ребрами

$$F_{реб} = H \cdot \delta \cdot n_p = 0,72 \cdot 0,0003 \cdot 180 = 0,0389 \text{ м}^2,$$

де  $n_p$  – число ребер на одній труби.

$$n_p = \frac{l_1}{S_p} = \frac{0,72}{0,004} = 180.$$

Площа живого перерізу конденсатора

$$F_{жс} = F_n - F_{тр} - F_p = 0,5184 - 0,1798 - 0,0389 = 0,2997 \text{ м}^2.$$

Визначимо витрату повітря

Середня температура повітря

$$t_{ср} = \frac{t_{ex} + t_{вих}}{2} = \frac{38 + 43}{2} = 40,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Кількість тепла, що сприймається 1 кг повітря,

$$q_n = c_p \cdot \Delta t = 1,006 \cdot 5 = 5,03 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де  $c_p = 1,006 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – теплоємність повітря при  $t_{ср} = 40,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$$\Delta t = t_{вих} - t_{ex} = 5 \text{град}.$$

Масова витрата повітря

$$G_6 = \frac{Q_k}{q_6} = \frac{14700}{5,03 \cdot 10^3} = 2,92 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Об'ємна витрата повітря

$$V_n = \frac{G_6}{\rho_6} = \frac{2,92}{1,128} = 2,59 \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

де  $\rho_6 = 1,128 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  – щільність повітря при  $t_{ср} = 40,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні  $\alpha_{п}$  визначається з рівнянн:

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

де  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot (S_1 - d_0) \cdot (S_p - \delta)}{(S_1 - d_0) + (S_p - \delta)} = \frac{2 \cdot (40 - 15) \cdot (4 - 0,3)}{(40 - 15) + (4 - 0,3)} = 6,45 \text{ мм};$$

де  $L = S_1 = 40 \text{ мм}$ .

При середній температурі повітря в апараті

$$t_e = t_k - \theta_m = 45 - 4 = 41 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Визначимо параметри повітря:

$$\lambda_{\text{п}} = 0,02767 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \quad \nu_{\text{п}} = 17,06 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Швидкість повітря

$$\omega = \frac{V_e}{F_{\text{жс}}} = \frac{2,59}{0,2997} = 8,64 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\nu} = \frac{8,64 \cdot 6,45 \cdot 10^{-3}}{17,06 \cdot 10^{-6}} = 3299.$$

$$\alpha_e = 0,178 \cdot \frac{\lambda_e}{d_{\text{екв}}} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \left( \frac{L}{d_{\text{екв}}} \right)^{-0,14}$$

$$\alpha_e = 0,178 \cdot \frac{0,02767}{0,00645} \cdot 3299^{0,6} \cdot \left( \frac{40}{6,45} \right)^{-0,14} = 76,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{th(m \cdot h')}{m \cdot h'} = \frac{th(49,2 \cdot 0,0216)}{49,2 \cdot 0,0216} = \frac{th(1,063)}{1,063} = \frac{0,786}{1,063} = 0,739,$$

$$\text{де } h' = \frac{d_0}{2} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg \rho)$$

$$h' = \frac{0,015}{2} \cdot (3,07 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg 3,07) = 0,0216 \text{ м};$$

$$\rho = 1,15 \cdot \frac{S_1}{d_0} = 1,15 \cdot \frac{40}{15} = 3,07;$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_e}{\lambda_p \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 76,4}{210 \cdot 0,0003}} = 49,2;$$

$$\lambda_p = 210 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \text{ – коефіцієнт теплопровідності алюмінію}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

Коефіцієнт тепловіддачі, наведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{np\ вн} = \alpha_{\epsilon} \cdot \left( \frac{F_{p1}}{F_{\epsilon n1}} \cdot E + \frac{F_{мп1}}{F_{\epsilon n1}} \right) = 76,4 \cdot \left( \frac{0,7553}{0,03768} \cdot 0,739 + \frac{0,0436}{0,03768} \right) = 1221 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Рівняння для щільності теплового потоку від зовнішньої поверхні стінки труби до повітря:

$$q_{\epsilon} = \alpha_{np\ вн} \cdot \theta_{\epsilon} = 1221 \cdot \theta_{\epsilon},$$

де  $\theta_n = t_{cm} - t_n$  – температурний напор между стенкой трубы и воздухом.

Рівняння для щільності теплового потоку холодоагенту до внутрішньої поверхні стінки труби:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a^{0,75}$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі R1234yf, що конденсується в горизонтальній трубі, застосуємо формулу:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu \cdot \theta_a \cdot d_{\epsilon n}}} = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 127,4 \cdot 1013^2 \cdot 0,0744^3 \cdot 10^3}{2,09 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot \theta_a}} = 2743 \cdot \theta_a^{-1/4},$$

де  $g = 9,81 \frac{м}{с}$ ;

$r = 127,4 \frac{кДж}{кг}$  – прихована теплота пароутворення R1234yf при  $t_k = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

$\rho = 1013 \frac{кг}{м^3}$  – щільність рідкого R1234yf при  $t_k = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

$\lambda = 0,0744 \frac{Вт}{м \cdot К}$ ;  $\mu = 2,09 \cdot 10^{-4} \frac{Па \cdot с}{м}$ .

$$q_a = 2743 \cdot \theta_a^{0,75}$$

Задаючись різними значеннями  $\theta_a$ , визначимо питомі щільності теплових потоків та результати зведемо до таблиці 5.

Таблиця 5.

$\theta$			0,5	1	1,5	2	4
$q_n = 1221 \cdot \theta_n$			-	1221	1874	2498	4884
$q_a = 2743 \cdot \theta_a^{0,75}$			1625	2743	3718	4613	6729

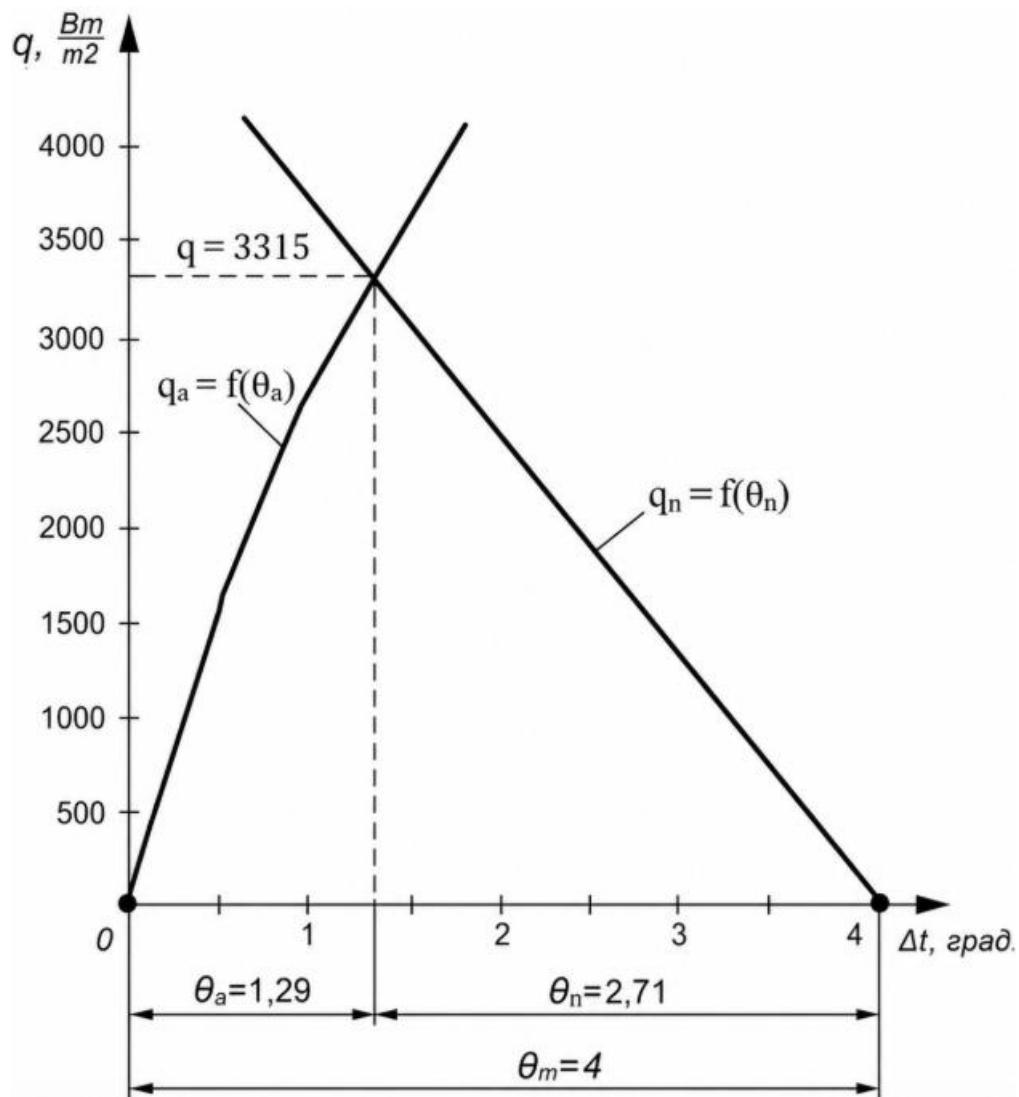


Рис. 6.1. Визначення щільності теплового потоку для повітряного фреонового конденсатора

З графіків визначимо  $q_{вн}=3315$  Вт/м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт тепловіддачі R1234yf :

$$\alpha_a = \frac{q_{вн}}{\theta_a} = \frac{3315}{1,29} = 2570 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, наведений до внутрішньої поверхні труби

$$k_{вн} = \frac{q_{вн}}{\theta_m} = \frac{3315}{4,0} = 829 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, наведений до зовнішньої поверхні труби

$$k_{зовн} = \frac{k_{вн}}{\beta} = \frac{829}{20} = 41,4 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Площа зовнішньої поверхні конденсатора

$$F_n = \frac{Q_k}{q_{\text{вн}}} \cdot \beta = \frac{14700}{3315} \cdot 20 = 88,7 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина труб в конденсаторе

$$L = \frac{F_n}{F_{n1}} = \frac{88,7}{0,7553} = 117,4 \text{ м}.$$

Довжина труб в одному ряді

$$l = l_1 \cdot n_1 = 0,72 \cdot 18 = 12,96 \text{ м}.$$

Число рядів по руху повітря

$$n_2 = \frac{L}{l} = \frac{117,4}{12,96} = 9,06.$$

З урахуванням запасу теплообмінної поверхні приймаємо  $n_2=10$ .

Тоді

$$L_o = l \cdot n_2 = 12,96 \cdot 10 = 129,6 \text{ м}$$

$$F_{\text{зовн}} = L \cdot F_{\text{зовн1}} = 129,6 \cdot 0,7553 = 97,9 \text{ м}^2.$$

Аеродинамічний опір шахового пучка труб із пластинчастим ребранням:

$$\Delta p = 0,233 \cdot z \cdot (\omega \cdot \rho)^{1,8} \cdot \left( \frac{S}{S_p - \delta} \right)^{0,42}.$$

$$\Delta p = 0,233 \cdot 10 \cdot (8,64 \cdot 1,128)^{1,8} \cdot \left( \frac{40}{4 - 0,3} \right)^{0,42} = 380 \text{ Па}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

## 7. Розрахунок повітроохолоджувача

Повітроохолоджувач (ПО) - ребристий, безпосереднього випаровування, призначений для охолодження повітря у вантажному приміщенні вагона. У охолоджувачі повітря холодоагент кипить за рахунок теплоти, що підводиться повітрям вантажного приміщення. ПО являє собою теплообмінний апарат, тому його розрахунок зводиться до визначення площі теплопередаючої поверхні.

Повітроохолоджувач АРВ складається з чотирьох горизонтальних секцій, закріплених у загальному каркасі. У кожній секції вміщено два ряди ореброваних мідних труб по 10 шт. у ряду, з'єднаних по торцях калачами. Парорідінна хладонова суміш від терморегулюючого вентиля надходить у змійовики кожного ряду випарника через розподільник («павук»). Отримані при випаровуванні пари холодоагенту направляють у газовий колектор 1, Найгірші умови його роботи характерні для І режиму, коли температурний напір – мінімальний [4].

Вихідні дані.

Холодопродуктивність:

$$Q'_{0no} = \frac{k \cdot Q_l}{n \cdot b} = \frac{1,065 \cdot 7,465}{2 \cdot 0,9} = 4418 \text{ Вт} \approx 4,42 \text{ кВт}$$

Масова витрата холодоагенту у ПО

$$G_{ano} = Q_{0no} / q_0 = 4,418 / 129,5 = 0,0341 \text{ кг/с.}$$

Температура повітря на вході в повітроохолоджувач  $t_{vx} = -19 \text{ оС.}$

Вологість повітря на вході в повітроохолоджувач  $\phi_{vx} = 0,85.$

Температура кипіння холодоагенту  $t_0 = -25 \text{ оС.}$

Приймається температура повітря на виході з повітроохолоджувача  $t_{vx} = -19 \text{ оС.}$

Середня температура повітря

$$t_{cp} = \frac{t_{ex} - t_{вих}}{2} = \frac{-19 - 21}{2} = -20 \text{ оС}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		58

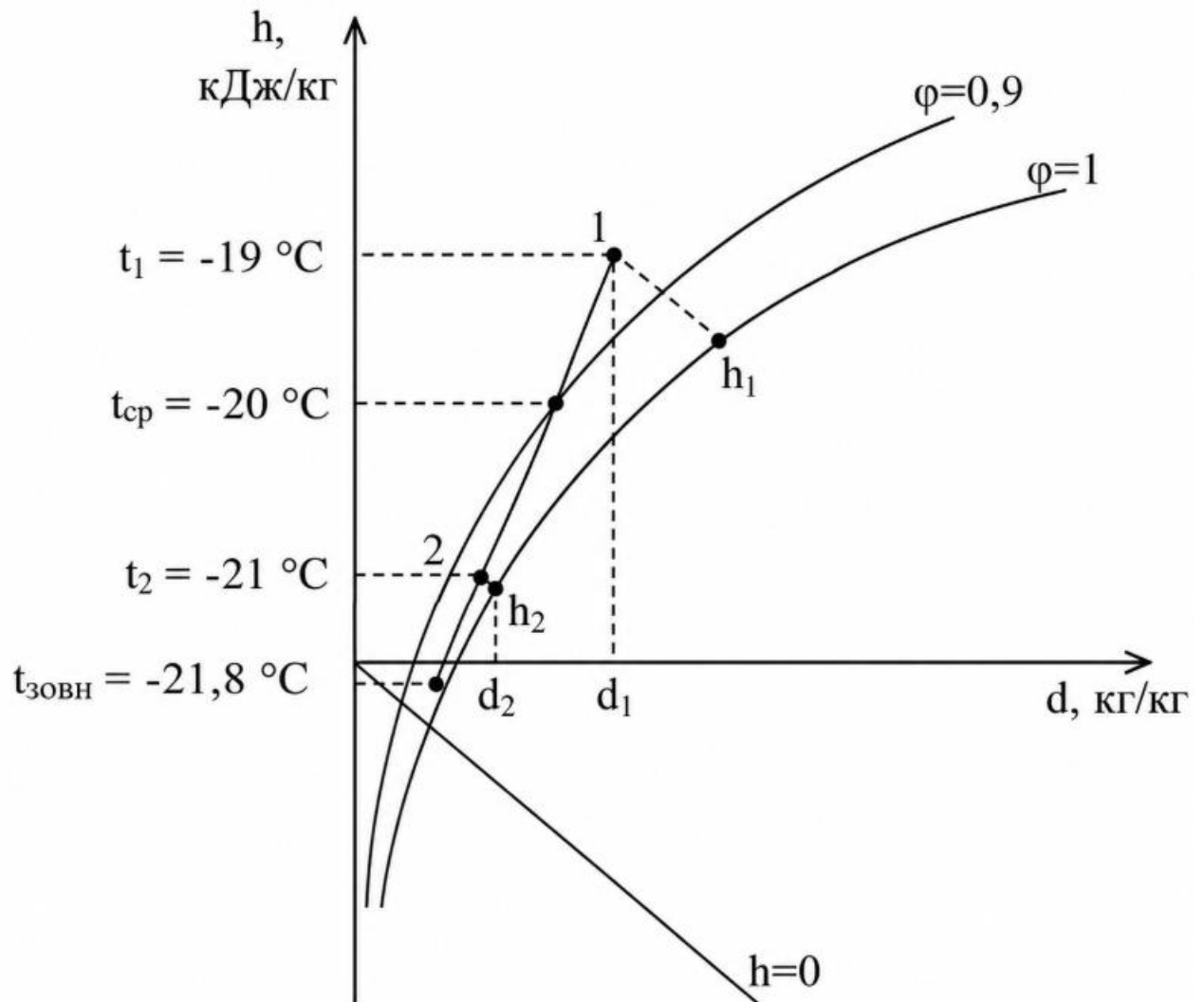


Рис. 7.1. Процес охолодження повітря у повітроохолоджувачі

Задається середня різниця температур повітря та поверхні  
 середня різниця температур воздуха и поверхности  $\Delta t_{cp} = 1,8 \text{ град.}$

Характеристика теплообмінної поверхні:

$d_{зовн} = 0,015 \text{ м}$  – зовнішній діаметр трубок.

$d_{вн} = 0,013 \text{ м}$  – внутрішній діаметр трубок.

$S_p = 0,01 \text{ м}$  – крок ребер.

$\delta_p = 0,001 \text{ м}$  – товщина ребра.

$S_1 = 0,06 \text{ м}$  – крок трубок по фронту.

$S_2 = 0,06 \text{ м}$  – крок трубок у глибину.

Розташування трубок – коридорне.

Температура поверхні теплообмінної секції

$$t_{\text{зовн}} = t_0 + (0,5 \div 4)^\circ\text{C} = -25 + 3,2 = -21,8^\circ\text{C}$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі від повітря.

Параметри повітря при  $t_n = -20^\circ\text{C}$ :

$$v_n = 11,81 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad \rho_n = 1,395 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \lambda_n = 0,023 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Масова витрата повітря

$$G_n = \frac{Q_0}{h_1 + h_2} = \frac{4418}{(-19,05 + 21,11) \cdot 10^3} = 2,145 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де  $h_1 = -19,05 \text{ кДж/кг}$ ;  $h_2 = 21,11 \text{ кДж/кг}$  – ентальпія повітря на вході та виході, відповідно, з охолоджувача повітря.

Об'ємна витрата повітря

$$V_n = \frac{G_n}{\rho_n} = \frac{2,145}{1,395} = 1,538 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Поверхня ребер 1 м трубки

$$F_p = 2 \cdot \left( \frac{b_n \cdot H}{n_1} - 0,785 \cdot d_n^2 \right) \cdot \frac{1}{S_p} = 2 \cdot \left( \frac{0,6 \cdot 0,12}{20} - 0,785 \cdot 0,015^2 \right) \cdot \frac{1}{0,01} = 0,685 \text{ м}$$

Зовнішня, вільна від ребер поверхня

$$F_{mp} = \pi \cdot d_n \cdot \left( 1 - \frac{\rho_p}{S_p} \right) = 3,14 \cdot 0,015 \cdot \left( 1 - \frac{0,001}{0,01} \right) = 0,0924 \text{ м}^2$$

Повна поверхня 1 м ребреної трубки

$$F_{op} = F_p + F_{mp} = 0,685 + 0,0424 = 0,727 \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня 1 м трубки

$$F_o = \pi \cdot d_n = 3,14 \cdot 0,015 = 0,0471 \text{ м}^2$$

Внутрення поверхність 1 м трубки

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,013 = 0,0408 \text{ м}^2$$

Коэффициент оребрения

$$\beta = \frac{F_{\text{оп}}}{F_{\text{вн}}} = \frac{0,727}{0,0408} = 17,8$$

Приймається число трубок по фронту повітря  $n_1 = 8$ , тоді висота ПО:

$$H = n_1 \cdot S_1 = 8 \cdot 0,06 = 0,48 \text{ м}^2$$

Живий переріз повітроохолоджувача

$$F_{\text{жс}} = f \cdot \frac{(S_1 - d_n) \cdot (S_p - \delta_p)}{S_1 \cdot S_p} = 1,03 \cdot 0,48 \cdot \frac{(0,06 - 0,015) \cdot (0,01 - 0,001)}{0,06 \cdot 0,01} = 0,334 \text{ м}^2$$

де  $l = 1,03 \text{ м}$  – довжина трубки повітроохолоджувача.

Швидкість повітря у живому переріз повітроохолоджувача

$$\omega = \frac{V_n}{F_{\text{жс}}} = \frac{1,538}{0,334} = 4,6 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні повітроохолоджувача

$$\alpha_n = 0,178 \cdot \frac{\lambda_n}{d_{\text{екв}}} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \left( \frac{L}{d_{\text{екв}}} \right)^{-0,14}$$

де  $d_{\text{екв}} = 0,015 \text{ м}$  – еквівалентний діаметр

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot (S_1 - d_n) \cdot (u_p - \delta_p)}{(S_1 - d_n) + (u_p - \delta_p)} = \frac{2 \cdot (60 - 15) \cdot (10 - 1)}{(60 - 15) + (10 - 1)} = 15 \text{ мм}$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\nu} = \frac{4,6 \cdot 15}{11,81 \cdot 10^{-6}} = 5843$$

$$\alpha_n = 0,178 \cdot \frac{0,023}{0,015} \cdot 5843^{0,6} \cdot \left( \frac{60}{15} \right)^{-0,14} = 40,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт вологовипадання

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$\xi = 1 + \frac{d_n - d''_{\text{зовн}}}{t_n - t_{\text{зовн}}} \cdot \frac{r - h_{\text{зовн}}}{c'_p} = 1 + \frac{(0,609 - 0,4930) \cdot 10^{-3}}{-20 - (-21,8)} \cdot \frac{2835 + 46}{1,007} = 1,123$$

де  $h_{\text{зовн}} = 2,09 \cdot t_{\text{зовн}} = 2,09 \cdot (-21,8) = -44,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  ;

$$c'_p = 1,006 + 1,87 \cdot d_n = 1,006 + 1,87 \cdot 0,609 \cdot 10^{-3} = 1,007 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$
 ;

$$d_g = d''_g \cdot \varphi_g = 0,6408 \cdot 0,95 = 0,609 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$$
 ;

$$d''_n = 0,6408 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$$
 – вологовміст насиченого повітря при  $t_n = -20$  оС;

$$d''_{\text{зовн}} = 0,4930 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$$
 – вологовміст насиченого повітря при  $t_{\text{зовн}} = -21,8$

оС.

Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням вологовипадання

$$\alpha'_g = \alpha_g \cdot \xi = 40,4 \cdot 1,123 = 45,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{th \cdot m \cdot h'}{m \cdot h'} = \frac{th (20,4 \cdot 0,0414)}{20,4 \cdot 0,0414} = 0,82$$

де  $m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha'_g}{\lambda_p \cdot \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 45,4}{218 \cdot 0,001}} = 20,4 \frac{1}{\text{м}}$  ;

$$h' = 0,5 \cdot d_n \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho) = 0,5 \cdot 0,15 \cdot (4,6 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 4,6) = 0,0414 \text{ м}$$

;

$$\delta = 1,15 \cdot \frac{\beta}{d_n} = 1,15 \cdot \frac{0,06}{0,015} = 4,6$$
 ;

$$m \cdot h' = 0,0414 \cdot 20,4 = 0,844$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до всієї зовнішньої поверхні

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

$$\alpha_{np\ op} = \alpha'_e \cdot \left( \frac{F_p}{F_H} \cdot E + \frac{F_{mp}}{F_H} \right) = 45,4 \cdot \left( \frac{0,685}{0,727} \cdot 0,82 + \frac{0,0424}{0,727} \right) = 37,7 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку киплячого R1234yf

$$\alpha_0 = A \cdot q_{F_{ен}}^{0,6} \cdot (\omega \cdot \rho)^{0,2} \cdot d_{ен}^{-0,2} \cdot 10^3$$

Приймається кількість поперечних рядів  $n_2 = 10$ . Вважаючи, що холодоагент подається паралельно до кожного поперечного ряду, визначимо його масову швидкість

$$(\omega \cdot \rho) = \frac{G_{ано} \cdot 4}{\pi \cdot d_{ен}^2} = \frac{0,0341 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,013^2} = 257 \frac{кг}{с \cdot м^2};$$

де  $G_{ано} = 0,0341$  кг/с – масова витрата холодоагента R1234yf;

$A = 0,0598$  [15];

питоме теплове навантаження з боку R1234yf:

$$q_{F_{ен}} = \alpha'_n \cdot (t_n - t_{зовн}) \cdot \beta = 45,4 \cdot (-20 + 21,8) \cdot 17,8 = 1459 \frac{Bm}{m^2};$$

$$\alpha_0 = 1,005 \cdot 1459^{0,6} \cdot 257^{0,2} \cdot 0,013^{-0,2} = 575 \frac{Bm}{m^2 \cdot K},$$

де  $A = 1,005$  для  $t_0 = -25^\circ C$ .

Коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача без урахування термічного опору інею та стінки труби

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{np\ op}} + \frac{\beta}{\alpha_0}} = \frac{1}{\frac{1}{37,7} + \frac{17,8}{575}} = 17,4 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$$

Щільність теплового потоку, яка віднесена до зовнішньої поверхні

$$q_{F_n} = k \cdot (t_n - t_0) = 17,4 \cdot 5 = 87 \frac{Bm}{m^2}$$

Прийнята різниця температур між повітрям та поверхнею ПО

$$\Delta t_1 = t_e - t_n = -20 + 21,8 = 1,8 \text{ град.}$$

Розрахункова різниця температур між повітрям та поверхнею ПО

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$\Delta t_2 = \frac{q_{F_n}}{\alpha'_6} = \frac{87}{45,4} = 1,916 \text{ град.}$$

Відносна похибка

$$\Delta = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\Delta t_2} \cdot 100\% = \frac{1,916 - 1,8}{1,916} \cdot 100 = 6\%$$

що в межах допустимих норм, умова  $\Delta < 10\%$  виконується.

Площа зовнішньої поверхні повітроохолоджувача:

$$F_n = \frac{Q_0}{q_{F_n}} = \frac{4418}{87} = 50,8 \text{ м}^2$$

Довжина труб повітроохолоджувача

$$L = \frac{F_n}{F_{op}} = \frac{50,8}{0,727} = 69,9 \text{ м}$$

Кількість труб по ходу повітря

$$n_2 = \frac{L}{n_1 \cdot l} = \frac{69,9}{8 \cdot 1,03} = 8,48$$

З урахуванням 18% запасу теплообмінної поверхні приймається  $n_2 = 10$ .

Тоді довжина труб повітроохолоджувача буде:

$$L = n_1 \cdot n_2 \cdot l = 8 \cdot 10 \cdot 1,03 = 82,4 \text{ м}$$

## 8. Розрахунок і підбір допоміжного обладнання та трубопроводів

Розрахунок та підбір ресивера

Місткість ресивера визначається з наступних умов:

- лінійний ресивер повинен вмщати  $2/3 \div 1/2$  ємності заправленого в установку холодильного агента;

ресивер заповнюється на 70%.

Загальна ємність системи складається з робочої ємності охолоджувача повітря, конденсатора і трубопроводів.

Робоча ємність повітроохолоджувача за умови його заповнення на 100% з розрахунку на одну установку

$$V_{no} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot l_{mp}^{no} = \frac{3,14 \cdot 0,013^2}{4} \cdot 82,4 = 0,0109 \text{ м}^3$$

де  $d_{вн} = 0,013\text{м}$  – внутрішній діаметр трубок повітроохолоджувача;

$l_{mp}^{no} = 82,4\text{ м}$  – загальна довжина трубок повітроохолоджувача.

Робоча ємність конденсатора за умови заповнення на 25%

$$V_K = 0,25 \cdot 0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot l_{mp}^{общ} = 0,25 \cdot 0,785 \cdot 0,012^2 \cdot 142,6 = 0,00403 \text{ м}^3$$

де  $d_{вн} = 0,012\text{м}$  – внутрішній діаметр трубок конденсатора;

$l_{mp}^{no} = 142,6\text{ м}$  – загальна довжина трубок конденсатора.

Ємність рідинних трубопроводів за їх загальної довжини  $l_{общ} = 7\text{ м}$

$$V_{mp} = 0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot l_{общ} = 0,785 \cdot 0,012^2 \cdot 7 = 0,0008 \text{ м}^3$$

Ємність ресивера

$$V_{rec} = \frac{2}{3} \cdot \frac{V_{eo} + V_K + V_{mp}}{0,7} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,0109 + 0,00403 + 0,0008}{0,7} = 0,015 \text{ м}^3 = 15 \text{ л}$$

Приймаємо ресивер ємністю 20 літрів.

Габаритні розміри: труба: труба 180x5x888 мм.

Розрахунок трубопроводів

Розрахунок проводиться для II режиму.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		65

Внутрішній діаметр круглої труби визначається за формулою.

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

де  $M = 0,0913$  кг/с – масова витрата холодагенту;

$\rho$  – щільність холодагенту ( $\rho = 1/v$ , де  $v$  – питомий об'єм);

$\omega$  – розрахункове значення швидкості:

$\omega = 8\text{--}12$  м/с – на всмоктуванні у компресор для R1234yf;

$\omega = 10\text{--}18$  м/с – на нагнітанні з компресора для R1234yf;

$\omega = 1\text{--}1,25$  м/с – на рідинній лінії.

Визначимо діаметр всмоктуючого трубопроводу

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0913}{3,14 \cdot 14,5 \cdot 8}} = 0,0317 \text{ м}.$$

де приймаємо  $\omega = 8$  м/с;

$\rho = 14,5$  кг/м<sup>3</sup> – щільність пари R1234yf при тиску  $p = 0,295$  МПа та температурі  $t = 25$  °С.

Приймаємо трубу  $\varnothing 38 \times 2,5$  мм.

Визначимо діаметр нагнітального трубопроводу

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0913 \cdot 10}{3,14 \cdot 57,14 \cdot 10}} = 0,0143 \text{ м}.$$

де приймаємо  $\omega = 10$  м/с;

$\rho = 57,14$  кг/м<sup>3</sup> – щільність пари R1234yf при тиску  $p = 1,154$  МПа та температурі  $t = 66$  °С.

Приймаємо трубу  $\varnothing 25 \times 2$  мм.

Визначимо діаметр трубопроводу для рідкого холодагенту

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0913}{3,14 \cdot 1 \cdot 1013}} = 0,0107 \text{ м}.$$

де приймаємо  $\omega = 1$  м/с;

$\rho = 1013$  кг/м<sup>3</sup> – щільність рідкого R1234yf при тиску  $p = 1,154$  МПа та температурі  $t = 30$  °С.

Приймаємо трубку  $\varnothing 15 \times 1,5$  мм.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

## 9. Охорона праці

Завдання охорони праці – звести до мінімуму ймовірність ураження чи захворювання людей з одночасним забезпеченням комфорту за максимальної продуктивності праці.

Всі холодильні хладонові установки поділяють на дві групи в залежності від об'єму, що описується поршнями компресорів у одиницю часу  $V_h$ . За наявності в приміщенні декількох однакових за холодопродуктивністю компресорів хладоу, група визначається по одному компресора. Так як у нашому випадку  $V_h = 0,01147$ , то віднесемо установки до групи В.

Трубопроводи холодильних установок забарвлюються в колір, що відповідає їх назві:

- всмоктуючий трубопровід – синій;
- нагнітальний – червоний;
- хладонові рідинні – сріблястий.

Трубопроводи холодильних установок повинні мати можливість вільного температурного подовження, що досягається встановленням спеціальних кріплень та компенсаторів.

За пожежною, вибухопожежною та вибуховою небезпекою приміщення холодильних станцій відносяться до категорії Д. За ПУЕ дані приміщення відносяться до категорії П-III – з підвищеною небезпекою щодо ураження електричним струмом.

У встановленій установці використовується хладон R1234yf.

R234yf – новий холодоагент для холодильних систем, який замінює R134a. Такі характеристики, як тиск, вага, температура кипіння нового ХА практично однакові зі 134-м; відмінність - у холодопродуктивності, приблизно на 10% у гірший бік.

R234yf - прозорий, безбарвний, скраплений під тиском газ. Нетоксичний. Класифікується як самозаймистий при 400 °С, проте випробування показали, що

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		67

цей газ не займається в звичайних умовах, погано підтримує горіння порівняно з R134a.

Коефіцієнт впливу на глобальне потепління (GWP – Global Warm Potential) R234yf значно нижчий, чім у R134a. що було головною причиною переходу: R134a – 1300 GWP; R234yf – 4 GWP.

R234yf задовольняє найсуворішим вимогам стандартів з охорони навколишнього середовища. Розпадається на нешкідливі компоненти і зникає з атмосфери протягом 11 днів, на відміну від холодоагенту R134a, який залишається в навколишньому середовищі близько 13 років.

Технічні характеристики R234yf:

Молярна маса – 114 г/міль.

Щільність при 25 °C – 1,1 г/см<sup>3</sup> .

Температура кипіння при тиску 0,1013 МПа– 29 °C.

Температура самозаймання, °C – 405.

Критична температура – 95 °C.

Критичний тиск - 3,4 МПа.

Озоноруйнуючий потенціал(ODP) – 0.

Потенціал глобального потепління(GWP) – 4.

Клас небезпеки за стандартом ASHRAE - A2L.

**Вимоги до контрольно-вимірювальних приладів.**

На судинах, які працюють під тиском, встановлюють манометри з класом точності не нижче 2,5. Покази манометрів повинні бути чітко видно, шкала манометра повинна бути у вертикальному положенні. Перевірка манометрів з тавруванням проводиться не рідше 1 разу на рік. Перевірка показань робочих манометрів по контрольному із записом результатів у журналі проводиться не рідше 1 разу на місяць. Не можна користуватися манометром, якщо відсутня пломба або тавро, прострочено термін перевірки, розбито скло, пошкоджено корпус.

**Контроль витоків холодоагенту.**

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

Для визначення місць витоків в установках хладону застосовують такі способи: обмилювання, галоїдні лампи, галоїдні течешукачі. Найбільш простий, але трудомісткий спосіб - обмилювання місць, що перевіряються мильним розчином з гліцерином. Метод перевірки за допомогою пропанових галоїдних ламп заснований на зміні кольору полум'я палива, що згоряє за відсутності у повітрі парів фреону, полум'я відрегульованої лампи має світло-блакитний колір. При концентрації хладону повітря 0,1% за обсягом колір полум'я стає темно-зеленим, при концентрації 1% – зелено-синим. Вищі концентрації викликають яскраво-блакитний колір полум'я.

Більш точним способом є визначення місць витоків за допомогою електронних галоїдних течешукачів принцип дії яких заснований на властивості зміни повної емісії розжареної пластини при зміні вмісту галоїдів повітря приміщення.

### **Електробезпека**

Згідно з Правилами улаштування електроустановок (ПУЕ) приміщення холодильної станції відноситься до категорії II-III і вимагає захисту від ураження електричним струмом за допомогою заземлення. За допомогою заземлення створюється надійний електричний контакт між металевими нетоконесучими частинами електроустановок та землею. Загальний опір у будь-якій точці заземлення не повинен перевищувати 4 Ом.

Для розрахунку системи захисного заземлення в приміщенні, що розглядається, в якості ґрунту обраний чорнозем. Для штучних заземлень використовуються сталеві труби з відповідним діаметром  $d=0,023$  м, довжиною  $l=2,2$  м та відстанню між трубами  $l'=6,6$  м. Ширина смуги – 0,04 м.

Визначення розрахункового значення питомого опору ґрунту:

$$\rho_{\text{розр}} = \rho_{\text{факт}} \cdot \psi,$$

де  $\rho_{\text{факт}}$  – питомий опір ґрунту,  $\rho_{\text{факт}} = 30$  Ом·м,

$\psi$  – кліматичний коефіцієнт ґрунту,  $\psi = 1,1$ ,

$$\rho_{\text{розр}} = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ Ом м.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

В якості системи розподілу заземлювача обрана система заземлення до ряду.

Визначення опору одного вертикального заземлювача:

$$R_o = [\rho_{розр} / (2 \cdot \pi \cdot l)] \cdot [\ln(2 \cdot l / d) + 0,5 \cdot \ln(4 \cdot t + 1) / (4 \cdot t - 1)], =$$
$$[33 / (2 \cdot 3,14 \cdot 2,2)] \cdot [\ln(2 \cdot 2,2 / 0,023) + 0,5 \cdot \ln((4 \cdot 1 + 2,2) / (4 \cdot 1 - 2,2))] =$$
$$13,12 \text{ Ом/}$$

Визначення числа вертикальних заземлювачів:

$$n = R_o / R_{ТР} = 13,12 / 4 = 3,28 \text{ шт.},$$

де  $R_{ТР} = 4 \text{ Ом}$ .

Число заземлювачів округляється до найближчого більшого табличного, тобто приймаємо  $n'=4$  шт.

Визначення опору системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{св} = R_o / (n \cdot \eta_v) = 13,12 / 4 \cdot 0,85 = 3,8 \text{ Ом},$$

де  $\eta_v = 0,85$  - коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів.

Визначення опору сполучної смуги:

$$R_{см} = \rho_p / (2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta_r) \cdot \ln(L_2 / d \cdot t_0),$$

де  $L$  - довжина смуги:

$$L = (n' - 1) \cdot l' = (4 - 1) \cdot 6,6 = 19,8 \text{ м};$$

$\eta_r$  – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів,  $\eta_r = 0,85$ ;

$t_0 = 0,05 \text{ м}$  – глибина, на яку закопаний заземлювач,

$$R_{см} = 33 / (2 \cdot 3,14 \cdot 19,8 \cdot 0,85) \cdot \ln(19,82 / 0,023 \cdot 0,05) = 2 \text{ Ом}.$$

Визначимо опір системи заземлювача:

$$R_{сис.} = R_{см} \cdot R_{св} / (R_{см} + R_{св}) = (2 \cdot 3,8) / (2 + 3,8) = 1,5 \text{ Ом}.$$

$$R_{сис} < R_{ТР}.$$

Висновок: прийнято систему захисного заземлення з 4 заземлювачами, розташованими в ряд. Загальний опір системи заземлення менший за нормативний, що задовольняє задану умову.

### Пожежна профілактика

За пожежною небезпекою приміщення хладонових установок належать до категорії Д. Вона визначає вимоги до будівлі, її конструкції та планування,

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

організації протипожежної охорони та її технічну оснащеність, вимоги до режиму роботи та експлуатації.

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості підрозділяються на 8 ступеней (ДБН В.1.1-7:2016).

Вогнестійкість конструкції характеризується межею вогнестійкості. Межа вогнестійкості для хладонових машинних станцій та залів дорівнює 2 годин.

По вогнестійкості будівельні конструкції поділяються на 5 категорій. Машинні зали холодильних станцій належать до другої категорії.

Як конструктивні заходи, що обмежують поширення пожежі, застосовуються протипожежні перешкоди, брандмауери, протипожежні зони, протипожежні зони, протипожежні перекриття та двері, водяні завіси.

Недоторканий запас води для гасіння пожежі визначається за формулою:

$$V = \frac{k \cdot g \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600 \text{ м}^3,$$

де  $k = 1,1 \dots 1,2$  - коефіцієнт запасу, приймається  $k = 1,2$ ;

$g = 10$  л/с - питома витрата води на 1 пожежу;

$n=1$  – кількість пожеж;

$\tau=2$  год – тривалість гасіння пожежи.

$$V = \frac{1,2 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 2}{1000} \cdot 3600 = 86,4 \text{ м}^3$$

### **Освітлення**

Виробничі приміщення повинні мати природне та штучне освітлення. Природне світло повинне проникати через бічні світлові прорізи та забезпечувати коефіцієнт природного освітлення (КПО) не нижче 1,5 %. Вікна приміщень повинні мати регульовальні пристрої для відкриття, а також жалюзі, зовнішні козирки.

Робочі місця зі штучним освітленням приміщення мають бути обладнані системою загального рівномірного освітлення. У виробничих та адміністративно-суспільних приміщеннях, де переважають роботи з документами, допускається використовувати систему комбінованого освітлення

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

(додатково до загального освітлення встановлюються світильники місцевого освітлення).

Виходячи з норм освітленості, згідно з вимогами ДсанПін3.3.2.007-98, були прийняті такі вихідні дані:

- напруга в мережі 220 В,
- коефіцієнт відбиття стелі  $p_{ст} = 50\%$ ,
- коефіцієнт відбиття стін  $p_c = 30\%$ ,
- висота робочої поверхні  $h_p = 0,8$  м;
- вибираємо світильник ЛПБ.

Визначення відстані між центрами світильників:

Відстань  $L$  між центрами світильників типу ЛПБ визначається відношенням:

$$L/H_p = 1.4, H_p = H_n - h_p,$$

де  $h_p$  - висота робочої поверхні.

$$L = (3 - 0,8) \cdot 1.4 = 3,08 \text{ м.}$$

Розрахунок наближеної кількості світильників.

Наближена кількість світильників визначається залежністю:

$$N = A \cdot B / L^2 = 2,3 \cdot 4,7 / 3,08^2 = 1,75 \text{ шт.}$$

Приймаючи  $N = 2$  світильники, визначаємо індекс приміщення  $i$ :

$$i = (A \cdot B) / H_p / (A + B) = 2,3 \cdot 4,7 / (3 - 0,8) / 7 = 0,7.$$

Коефіцієнт використання світлового потоку:

$$\eta = 0,52.$$

Визначення світлового потоку:

Світловий потік  $\Phi_{п}$  світильника з лампами розжарювання або люмінесцентними лампами дорівнює:

$$\Phi_{п} = 100 \cdot E_n \cdot S \cdot z \cdot k / (N \cdot \eta),$$

де  $E_n = 300$  Лк - нормована мінімальна освітленість,

$S$  – площа приміщення, що освітлюється, м<sup>2</sup>;

$Z = 1,1$  – коефіцієнт мінімального освітлення, що дорівнює для люмінесцентних ламп;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

$k = 1,4$  – коефіцієнт запасу;

$N=2$  – кількість світильників у приміщенні (2);

$\eta$  – коефіцієнт використання світлового потоку ламп.

$$\Phi_{\text{л}} = (300 \cdot 10,8 \cdot 1,1 \cdot 1,4 \cdot 100) / (2 \cdot 52) = 4797,692 \text{ лм.}$$

Вибираємо по 2 лампи ЛД40 у кожному світильнику, світловим потоком  $\Phi_{\text{г}} = 2340$  лм.

$P_i = 40$  Вт – потужність вибраної лампи = 40 Вт,

$n = 2$  шт – кількість ламп в одному світильнику,

$N = 2$  шт – кількість світильників.

Визначення потужності освітлювальної системи:

$$P = N \cdot n \cdot P_i = 2 \cdot 2 \cdot 40 = 160 \text{ Вт.}$$

Визначаємо відхилення світлового потоку:

$$\Delta = (\Phi_{\text{г}} - \Phi_{\text{л}}) \cdot 100\% / \Phi_{\text{г}} = (4797,692 - 2340 \cdot 2) \cdot 100\% / 4797,692 = 2,45\%.$$

Допускаються відхилення світлового потоку від – 10 % до +20 %.

Висновок: для освітлення даного приміщення вибрано систему світильників типу ЛСПО1, розміщених у ряд. Кожен світильник комплектується двома лампами.

### **Розрахунок вентиляції**

Вентиляція досягається видаленням забрудненого та теплого повітря з приміщення та подачею до нього свіжого. За способом переміщення повітря вентиляція буває природною, механічною та змішаною. Залежно від призначення – припливний, витяжний, припливно-витяжний.

Вентиляцію можна розрахувати за кратністю циркуляції повітря. Кратність циркуляції показує, скільки разів необхідно замінити повітря у приміщенні:

$$L = V \cdot K, \text{ м}^3 / \text{год},$$

де  $K$  - кратність витяжної вентиляції ( $K = 4$ );

$V$  – обсяг приміщення.

Площа приміщення:

$$A \cdot B = 54 \cdot 4 \text{ м}, H = 3,5 \text{ м.}$$

Робочий персонал у приміщенні:  $k = 2$  чол.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

Визначаємо площу приміщення:

$$S = A \cdot B = 54 \cdot 4 = 216 \text{ м}^2.$$

Визначаємо об'єм приміщення:

$$V = S \cdot H = 216 \cdot 3,5 = 756 \text{ м}^3.$$

$$L = 756 \cdot 4 = 3024 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Отвір витяжного повітроводу на рівні 1 м від підлоги станції.

Потужність на валу електродвигуна вентилятора:

$$N = \frac{k \cdot \Delta H \cdot L \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{вен}}}, \text{ Вт}$$

де  $k = 1,1 \dots 1,5$  - коефіцієнт запасу;

$\eta_{\text{пр}} = 0,9$  – при плоскочасній передачі дорівнює;

при клинопасової –  $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ ;

$\Delta H = 200 \div 400$  Па – напір вентилятора;

$\eta_{\text{вен}} = 0,6 \div 0,8$  – ККД вентилятора.

$$N = \frac{1,5 \cdot 250 \cdot 3024 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 0,47 \text{ Вт}$$

### **Захист від шуму та вібрацій.**

Виробничий шум є поєднанням безладних, неприємних для сприйняття звуків різної інтенсивності та частоти. Рівні звуку (звукового тиску) на робочих місцях вимірюють не рідше 1 разу на 6 місяців. Для постійних робочих місць та зон у виробничих приміщеннях та на території підприємств допустимий рівень звуку дорівнює 85дБА.

Тривале вплив шуму знижує гостроту слуху та зору, викликає зміни в рухових центрах, може призвести до виникнення професійного захворювання (глухоти).

Вібрація. Механічні коливання обладнання та його вузлів, комунікацій та споруд при дозвукових та частково звукових частотах називають вібрацією. Розрізняють локальну (місцеву) вібрацію, що передається через руки, та загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

Методи захисту від виробничого шуму та вібрації поділяють на архітектурно-планувальні та організаційно-технічні. Архітектурно-планувальні методи захисту включають: раціональне акустичне планування будівель та генеральних планів об'єктів, зон і режиму руху транспортних засобів і потоків, раціональне розміщення.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають: застосування малошумних технологічних процесів та машин, оснащення галасливих машин засобами дистанційного керування та автоматичного контролю, удосконалення технології ремонту та обслуговування машин.

**Долікарська допомога.** При ураженні електричним струмом необхідно звільнити потерпілого від дії струму, відключивши обладнання або відтягнути потерпілого від струмовідної частини та надати йому медичну допомогу. До прибуття швидкої допомоги необхідно постраждалого зручно укласти на м'яку підстилку, звільнити від одягу, що стискує подих, забезпечити приплив свіжого повітря. Слід дати нюхати нашатирний спирт, оббризкати обличчя холодною водою, зігріти тіло, якщо знаходиться в холодному середовищі і навпаки. Якщо постраждалий дихає рідко, судомно необхідно робити штучне дихання. За відсутності ознак життя треба робити штучне дихання та зовнішній масаж серця. Штучне дихання повинне проводитися методами, відомими під назвою "з рота в рот" та "з рота в ніс".

При задусі, викликаній нестачею кисню в приміщенні, заповненим газоподібним холодоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується пиття (міцний солодкий чай, лимонад), вдихання кисню протягом 30-45 хв. У разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря. При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води при кімнатній температурі, під невеликим тиском, і закапуванням в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно негайно звернутися до лікаря.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75

## ВИСНОВКИ

1. У роботі обґрунтовано доцільність використання автономних рефрижераторних вагонів, які забезпечують мобільність і гнучкість перевезень при невеликих обсягах вантажу.

2. Розроблено холодинно-опалювальну установку, яка працює на екологічному холодоагенту R1234yf, має блочне виконання та повітряну систему охолодження

3. За результатами калоричного розрахунку виконано тепловий розрахунок і підбір компресора, теплові та конструктивні розрахунки, повітряного конденсатора та повітроохолоджувача.

4. У результаті проєктування підтверджено, що запропонована холодинно-опалювальна установка забезпечує підтримання заданих температурних режимів у широкому діапазоні зовнішніх умов експлуатації та підвищує ефективність перевезення швидкопсувних вантажів.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

## ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА

1. Холодильні установки рефрижераторного рухомого складу. Навч. посібник / І.Е. Мартинов., В.М. Іщенко, Н.С. Брайковська та ін. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. 134 с.
2. ДСТУ ГОСТ 9246:2014Вагони вантажні. Загальні технічні умови.
3. Чумак І.Г., Лагутин А.Ю., Чепуренко В.П., Проектування холодильних установок., 3-тє вид., перероблене та доповнене, Одеса., “Друк”., 2007. – 480 с.
4. Hydrofluoroolefins (HFO): properties and applications // *Processes*. – 2020. – Режим доступу: ["Thermodynamic performance analysis of HFO refrigerants"](#)
5. Hydrofluoroolefins (HFO): properties and applications // *Processes*. – 2020. – Режим доступу: ["Thermodynamic performance analysis of HFO refrigerants"](#)
6. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Холодильні установки спеціального призначення., Херсон., “Грін”., 2013. - 488 с.
7. Свердлов Г.З., Явнель Б.К., Курсове та дипломне проектування холодильних установок і систем кондиціонування повітря., - 2-ге видання., перероблене та доповнене. -1978. – 263 с.
8. Охорона праці та цивільний захист : підручник для студ. техн. спец. вищ. навч. закл. / [К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін.] ; за ред. К. Н. Ткачука. – Київ : Основа, 2017. – 448 с.
9. Методичні вказівки до виконання та оформлення кваліфікаційної роботи для здобувачів СВО «Бакалавр» галузі знань 14 «Електрична інженерія», спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» денної та заочної форм навчання. Уклад. Хмельнюк М.Г., Морозюк Л.І., Яковлева О.Ю., Грандафілов В.В., Грудка Б.Г. – Одеса ОНАХТ, 2021. –20 стор.
10. **BOCK GmbH**. Semi-hermetic compressors catalogue. – 2024. – Режим доступу:[https://vap.bock.de/mobileapplication/Data/DocumentationFiles/Danfoss\\_BOCK\\_Semi-hermetic\\_Compressors\\_Catalogue.pdf](https://vap.bock.de/mobileapplication/Data/DocumentationFiles/Danfoss_BOCK_Semi-hermetic_Compressors_Catalogue.pdf)

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77

## ДОДАТКИ

### Принципова схема холодильно-опалювальної установки

Компресор КМ всмоктує пару холодоагенту з випарника ВИП та стискає пару до тиску конденсації. Зворотний клапан ЗК пропускає пару холодоагенту в одному напрямку з компресора в повітряний конденсатор КД.

Конденсатор забезпечує охолодження та конденсацію пари холодоагенту за рахунок відведення теплоти у навколишнє середовище. Вентилятор конденсатора забезпечує циркуляцію зовнішнього повітря через конденсатор.

Ресивер Р збирає рідкий холодоагент з конденсатора і безперервно подає його на дроселювання.

Фільтр-осушник ФО поглинає воду з рідкого холодоагенту. Соленоїдний вентиль рідинної лінії подає або зупиняє подачу рідкого холодоагенту на дроселювання залежно від режиму роботи холодильної машини.

Регенеративний теплообмінник РТО забезпечує перегрів пари холодоагенту на всмоктуванні в компресор за рахунок переохолодження рідкого холодоагенту перед дроселюванням.

Терморегулюючий вентиль ТРВ забезпечує дроселювання рідкого холодоагенту у випарник і регулює подачу рідкого холодоагенту у випарник залежно від температури перегріву пари холодоагенту на виході з випарника. Розподільник рідини (паук) РР забезпечує подачу рідкого холодоагенту в змішувач випарника.

У випарнику здійснюється процес кипіння рідкого холодоагенту при низькій температурі та низькому тиску кипіння за рахунок теплоти, відведеної від охолоджуваного середовища.

Після випарника після пари холодоагенту перегріваються в РТО і через газовий фільтр ФГ і автоматичний дросель тиску АДТ надходять на всмоктування в компресор

Фільтр газовий очищує пару холодоагенту від механічних домішок. Автоматичний дросель тиску регулює тиск всмоктування пари холодоагенту в компресор.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		78

Реле контролю масти РКМ контролює перепад тиску мастила в системі змащування компресора. Реле низького тиску РНТ захищає компресор від низького тиску всмоктування. Реле високого тиску РВТ захищає компресор від підвищеного тиску нагнітання. Соленоїдний вентиль СВ лінії відтавання подає гарячу пару холодоагенту з лінії нагнітання компресора у випаровувач у режимі відтавання “снігової шуби” з випаровувача холодильної машини. Вентилятори-циркулятори забезпечують циркуляцію повітря з вантажного приміщення вагона через випаровувач холодильної машини. Електронагрівальні прилади ЕН забезпечують обігрів приміщення вантажного ва

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.6</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		79

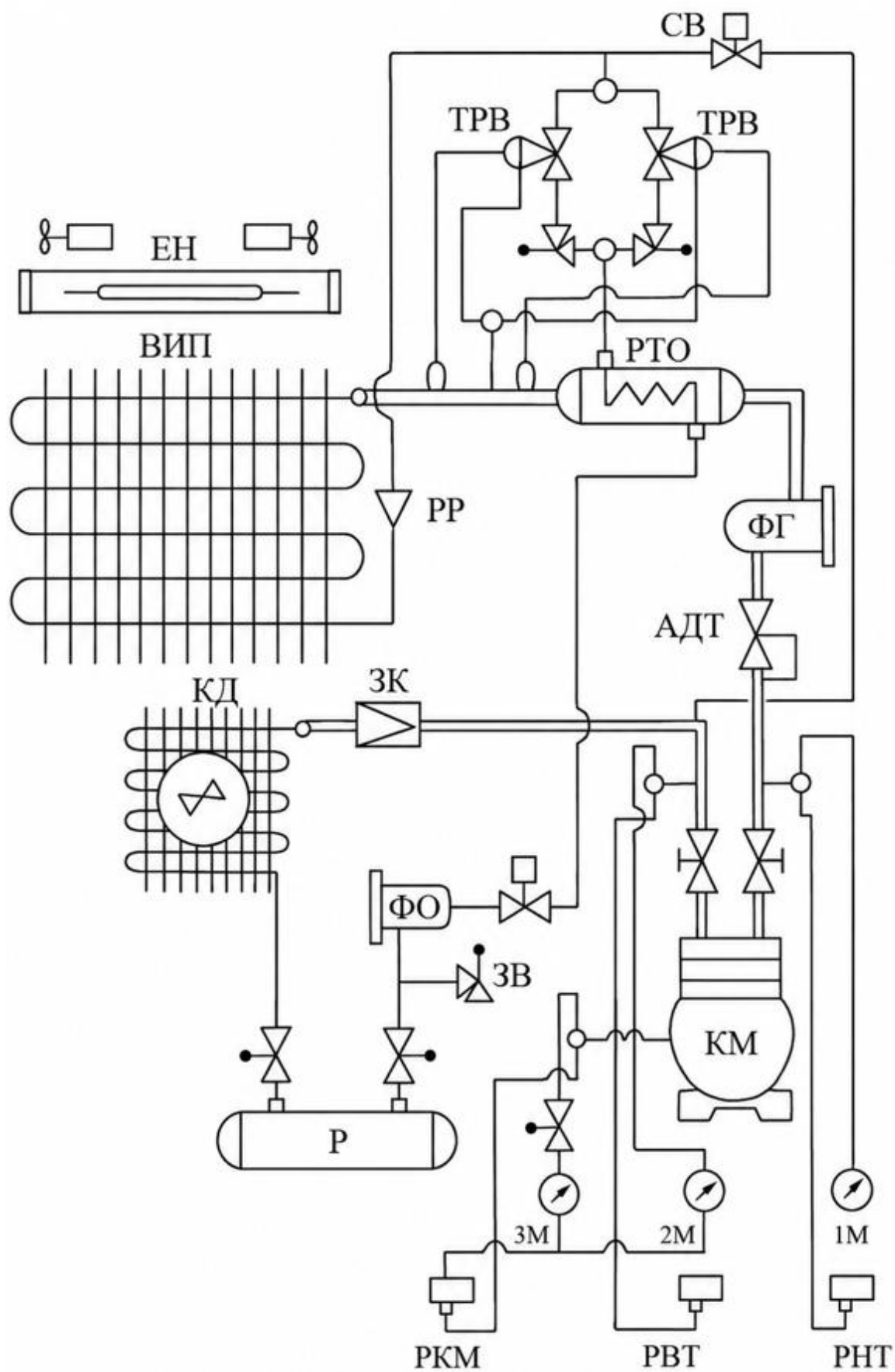


Рис. А1. Принципова схема холодильно-опалювальної установки

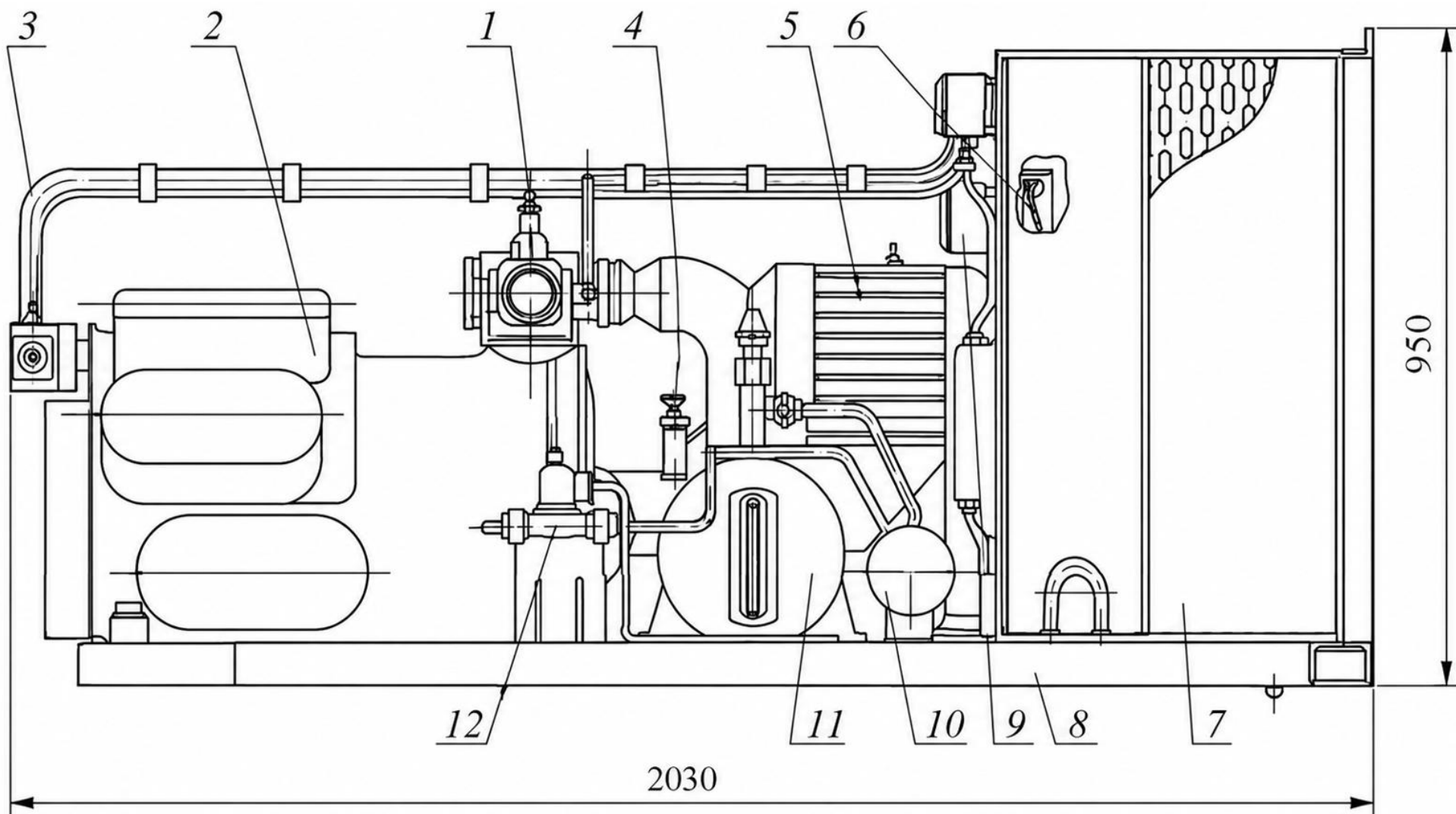


Рис. А2. Компресорно- конденсаторний агрегат: 1 – запірний вентиль на всмоктуванні; 2 – компресор; 3 – запірний вентиль на нагнітанні; 4 – колектор; 5 – електродвигун вентилятора; 6 - вентилятор; 7 – конденсатор; 8 – рама; 9 – реле контролю мастила; 10 – фільтр-осушник; 11 – ресивер; 12 – соленоїдний вентиль

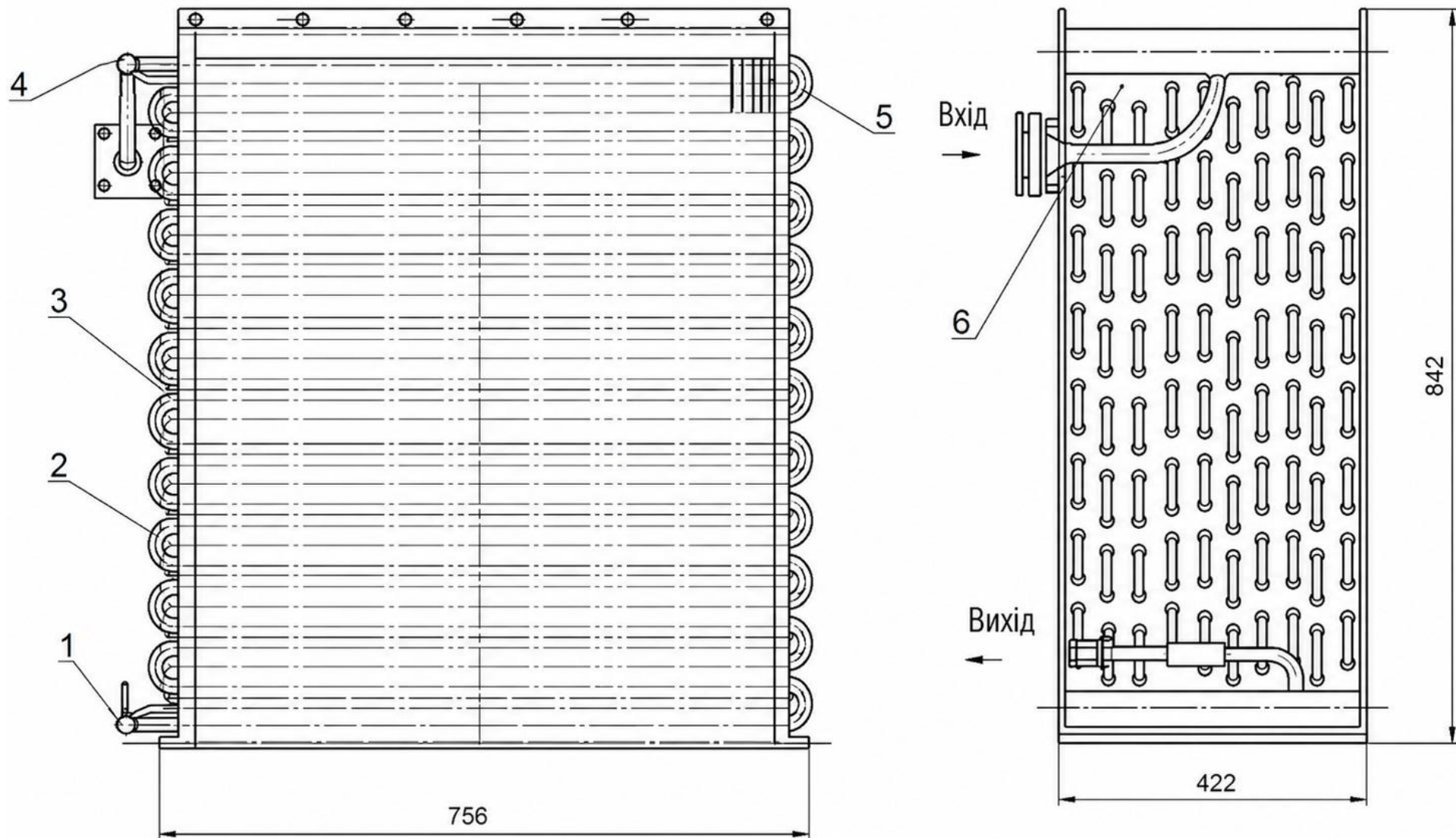


Рис. А3. Повітряний конденсатор: 1- рідинний колектор, 2 - стійка, 3 - мідні трубки, 4 - газовий колектор, 5 - ребра,  
6 -секція конденсатора

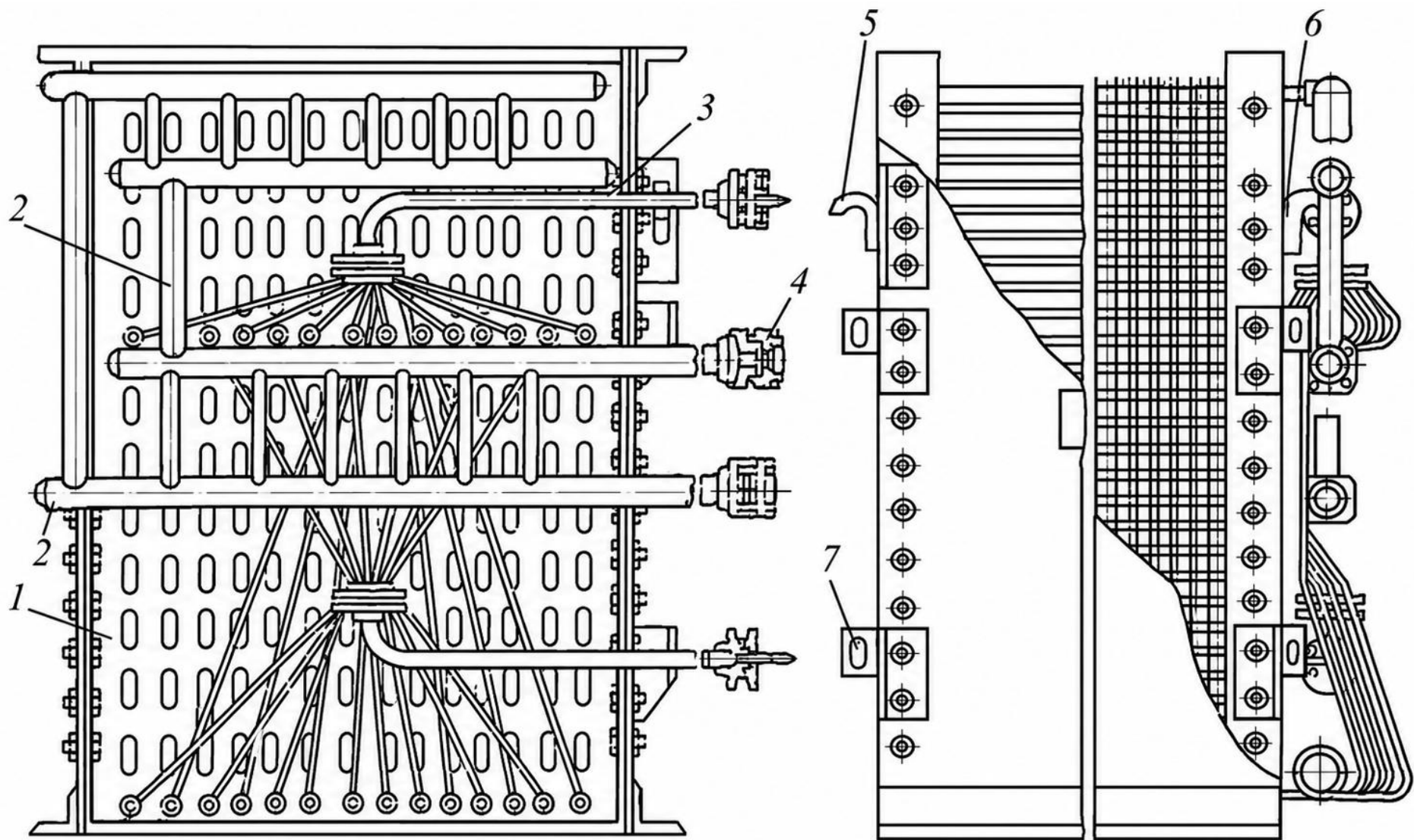


Рис. А4. Повітроохолоджувач: 1 – стійка; 2 – газовий колектор; 3 - розподільвач рідини; 4 - фланец; 5 – гак; 6, 7 - кронштейн