



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ  
ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

**І.Е. Мартинов, В.М. Іщенко, А.В. Труфанова**

## **ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ВАГОНІВ**

*Навчальний посібник*

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та  
спорту України як навчальний посібник для студентів  
вищих навчальних закладів*

**Харків 2013**

УДК 629.423.125  
ББК 39.24  
М 294

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів (№ 1/11-12369 від 26.12.11 р.).*

**Рецензенти:**

д-р техн. наук, професор М.Б. Кельріх (ДЕТУТ),  
д-р техн. наук, професор А.П. Фалендиш (УкрДАЗТ),  
канд. техн. наук А.В. Донченко (ДП УкрНДІВ)

**Авторський колектив:**

І.Е. Мартинов – вступ, розділи 3, 4, 5;  
В.М. Іщенко – розділи 1, 2;  
А.В. Труфанова – розділ 6.

Під загальною редакцією проф. І.Е. Мартинова

**М 294** **Мартинов І.Е., Іщенко В.М., Труфанова А.В.** Холодильне обладнання вагонів: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2013.– 154 с., табл. 21, рис. 59.  
ISBN 978-617-654-008-3

У навчальному посібнику викладено термодинамічні основи парових компресійних холодильних машин, методи розрахунку апаратів холодильних систем, системи автоматизації холодильних установок та прилади автоматики. Також розглянута конструкція випаровувачів і конденсаторів, що використовуються на різних типах рухомого складу, їх основні переваги та недоліки. Посібник призначений для студентів, що навчаються за спеціальністю 7.07010502 "Вагони та вагонне господарство". Викладений матеріал охоплює основні задачі для фахівців, які можуть зустрітися в практичній роботі. Посібник призначений для студентів усіх форм навчання для виконання дипломних та курсових проектів, контрольних робіт, підготовки до практичних занять.

УДК 629.423.125  
ББК 39.24

**ISBN 978-617-654-008-3**

© Українська державна академія залізничного транспорту, 2013.

Навчальний посібник

**Мартинов Ігор Ернстович,**  
**Іщенко Вадим Миколайович,**  
**Труфанова Альона Володимирівна**

**ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ВАГОНІВ**

*Навчальний посібник*

Відповідальний за випуск Труфанова А.В.

Редактор Ібрагімова Н.В.

---

Підписано до друку 13.06.2013 р.

Формат паперу 60x84 1/8. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 5,25. Тираж 300. Замовлення № .

Видавець Українська державна академія залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Виготовлювач ТОВ «Енергозберігаючі технології»

61050, Харків, Харківська набережна, 8.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1360 від 19.05.2003 р.

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

Кафедра “Вагони”

І. Е. Мартинов  
Вадим Михайлович Іщенко  
Альона Володимирівна Труфанова

**ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ВАГОНІВ**

**НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**

для студентів денної та заочної форми навчання і  
слухачів другої освіти

**Харків – 2013**

Мартинов, І.Е. Холодильне обладнання вагонів: Навч. посібник [текст] / І.Е. Мартинов, В.М. Іщенко, А.В. Труфанова. – Харків: УкрДАЗТ, 2013.– 154 с.

**ISBN**

У навчальному посібнику викладено термодинамічні основи парових компресійних холодильних машин, методи розрахунку апаратів холодильних систем, системи автоматизації холодильних установок та прилади автоматики. Також розглянута конструкція випаровувачів і конденсаторів, що використовуються на різних типах рухомого складу, їх основні переваги та недоліки. Посібник призначений для студентів, що навчаються за спеціальністю 7.07010502 "Вагони та вагонне господарство". Викладений матеріал охоплює основні задачі для фахівців, які можуть зустрітися в практичній роботі. Посібник призначений для студентів усіх форм навчання для виконання дипломних та курсових проектів, контрольних робіт, підготовки до практичних занять.

Іл. 59, табл. 21, бібліогр.: 17 назв.

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів (№\_\_\_ від №\_\_\_)

І. Е. Мартинов – вступ, розділи 3, 4, 5;

В. М. Іщенко – розділи 1, 2;

А. В. Труфанова – розділ 6.

Під загальною редакцією проф. І. Е. Мартинова

Рецензенти:

професор, д.т.н. М. Б. Кельріх (ДЕТУТ),

професор, д.т.н. А. П. Фалендиш (УкрДАЗТ),

к.т.н. А. В. Донченко (ДП УкрНДІВ)

## ЗМІСТ

1. Холодильна техніка та область її застосування на залізничному транспорті	5
1.1. Загальні положення	5
1.2. Енергохолодильні системи ізотермічних вагонів	6
1.3. Установки кондиціювання повітря пасажирських вагонів	7
2. Термодинамічні основи штучного охолодження	10
2.1. Способи отримання низьких температур	10
2.2. Схема та цикл парової компресійної холодильної машини	16
2.3. Робочий процес поршневого компресора	22
2.4. Холодопродуктивність холодильної машини	27
2.5. Потужність компресора	30
3. Теплообмінні та допоміжні апарати холодильних машин	35
3.1. Призначення теплообмінних апаратів холодильних установок	35
3.2. Класифікація та теплопередача в конденсаторах	37
3.3. Теоретичні основи теплового розрахунку конденсаторів	40
3.4. Конструкції конденсаторів рухомого складу	51
3.5. Теплопередача у випаровувачах та повітроохолоджувачах	54
3.6. Розрахунок випаровувачів	56
3.7. Конструкція випаровувачів рухомого складу	59
3.8. Допоміжні апарати холодильних машин	62
4. Двоступінчасті холодильні машини	75
4.1. Причини й умови переходу на двоступінчасте стиснення	75
4.2. Принципова схема двоступінчастої холодильної машини	76
4.3. Схема і цикл двоступінчастої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням	79
4.4. Схема і цикл двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням	80
5. Холодильні агенти	85

5.1. Загальні вимоги до холодильних агентів холодильних машин рухомого складу	85
5.2. Основні характеристики існуючих холодоагентів	88
5.3. Перспективні холодильні агенти	93
5.4. Особливості взаємодії холодильних агентів з мастилом	97
5.5. Вимоги безпеки при експлуатації холодоагентів	98
6. Автоматизація роботи холодильних установок	101
6.1. Принципи автоматизації холодильних установок	101
6.2. Основні поняття про автоматичне регулювання	105
6.3. Класифікація та основні елементи приладів автоматики	115
6.4. Регулятори заповнення випаровувача холодоагентом	118
6.5. Терморегулюючі вентилі	119
6.6. Прилади регулювання тиску	129
6.7. Прилади регулювання температури	139
6.8. Виконавчі механізми	142
Бібліографічний список	150
Додаток	152

# **1. Холодильна техніка та область її застосування на залізничному транспорті**

## **1.1. Загальні положення**

Холодильна техніка – це сукупність спеціальних технічних засобів, за допомогою яких отримують і використовують штучні і природні низькі температури. Природні низькі температури забезпечує зовнішнє середовище. Носіями природних низьких температур є атмосферне повітря, джерельна вода, водний лід, сніг, ґрунт. Штучні низькі температури створюють холодильні машини. Носієм штучних низьких температур є холодильний агент (хладон, аміак, астрон тощо).

Холодильна машина – комплекс технічних елементів, що забезпечують перенесення теплоти від тіла, що охолоджується, в зовнішнє середовище за рахунок витрати енергії.

В холодильній техніці розрізняють природне і штучне охолодження.

Природне охолодження досягається за рахунок використання природних низьких температур. Природне охолодження не потребує затрат енергії, проте не завжди є наявності природні низькі температури і тіло не можна охолодити нижче природної температури. Штучне охолодження досягається за рахунок отримання і використання штучних низьких температур. Штучне охолодження потребує наявності холодильної машини і витрат енергії, проте дозволяє охолоджувати тіло до необхідної температури.

При штучному охолодженні розрізняють помірне і глибоке охолодження. При помірному охолодженні тіло охолоджується до температури  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $153\text{ }^{\circ}\text{K}$ ) і охолодження забезпечує холодильна машина. При глибокому охолодженні тіло охолоджується від  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $153\text{ }^{\circ}\text{K}$ ) до  $-273\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $0\text{ }^{\circ}\text{K}$ ) і охолодження забезпечує кріогенна техніка.

В даний час холодильна техніка знаходить саме широке застосування в харчовій промисловості, сільському господарстві, будівельній індустрії, спортивних спорудах, в кондиціюванні повітря. Холодильна техніка все більше використовується на залізничному транспорті. Вона застосовується при перевезенні та зберіганні швидкопсувних вантажів, в системі кондиціювання

повітря, при створенні і ремонті рухомого складу, іншої залізничної техніки і обладнання.

Розрізняють транспортні та стаціонарні холодильні системи. Транспортні холодильні системи використовуються на рухомому складі в рефрижераторних вагонах, вагонах-ресторанах, в контейнерах для перевезення і зберігання швидкопсувних вантажів, в пасажирських вагонах, локомотивах, будівельно-дорожній, навантажувально-розвантажувальній та іншій техніці, в системах кондиціонування повітря для створення мікроклімату в пасажирських приміщеннях і кабінах керування.

Їх особливістю являється:

- забезпечення надійної роботи в умовах руху та в різних кліматичних зонах;
- мала маса і габарити;
- незначна вихідна ціна і малі експлуатаційні витрати;
- достатньо високий рівень автоматизації роботи.

Залізнична транспортна холодильна техніка складає окремий напрямок в сучасному машинобудуванні та значно відрізняється від подібних систем, що застосовуються в інших областях.

Стаціонарні холодильні системи використовуються в інфраструктурі залізничного транспорту, яка безпосередньо не пов'язана з рухомим складом. Вони входять до комплексів будівель і не мають, як правило, специфічних відмінних рис і умов експлуатації, характерних для транспортних систем.

Холодильна техніка складає основу системи життєзабезпечення і зберігання вантажів, застосовується в технічних і технологічних цілях для підтримання працездатності систем рухомого складу, визначає привабливість і конкурентну спроможність залізничних перевезень, внаслідок чого холодильна техніка знаходить все більше застосування в рухомому складі нового покоління.

## **1.2. Енергохолодильні системи ізотермічних вагонів**

Ізотермічний рухомий склад (ІРС) забезпечує доставку швидкопсувних вантажів (ШПВ). Швидкопсувними називаються вантажі, які потребують при транспортуванні захисту від дії



високих або низьких температур атмосферного повітря. До ШПВ відносяться в основному продукти харчування: м'ясо, риба, птиця, молоко, масло, сир, плоди, овочі, фрукти, ягоди, консерви, мін. води, напої і т. д. ШПВ перевозять з дотриманням встановленого температурного режиму, при необхідності з вентиляванням. Способи перевезення ШПВ: з охолодженням, з опаленням, вентиляванням і термос.

ІРС класифікують:

- по роду вантажу, що перевозиться: універсальний і спеціальний. Універсальний ІРС здійснює перевезення найбільш масових ШПВ, спеціальний – тільки окремі види ШПВ.

- по способу охолодження: з машинним охолодженням (рефрижераторний рухомий склад); охолодження готовими холодоагентами (вагон-льодник); без охолодження (вагони-термоси).

- по кількості вагонів рефрижераторного рухомого складу (РРС): одиничні; секції (до 20 вагонів); поїзди (більше 20 вагонів).

Одиничні рефрижераторні вагони називаються автономними рефрижераторними вагонами (АРВ). Рефрижераторні секції і поїзди утворюють груповий рефрижераторний склад (ГРРС).

Сучасний парк РРС в основному складається з 5-вагонних рефрижераторних секцій РС-4 побудови Брянського машинобудівельного заводу та ЦБ-5 побудови заводу Німеччини.

### **1.3. Установки кондиціонування повітря пасажирських вагонів**

Під кондиціонуванням повітря розуміють термодинамічну обробку повітря з метою надання йому заданих значень параметрів. При кондиціонуванні повітря надають задане значення температури, вологості, швидкості руху, фізичної чистоти. Розрізняють комфортне і технологічне кондиціонування.

При комфортному кондиціонуванні повітря в приміщенні надають такі параметри, які сприяють гарному самопочуттю людини (комфортний стан).

При технологічному кондиціонуванні повітря в приміщенні, де встановлено технологічне обладнання, надають такі

параметри, які сприяють успішному виконанню технологічного процесу виробництва (машинні зали з ЕОМ, автоматизоване виробництво).

Використання комфортного кондиціонування в пасажирських вагонах викликано:

- низькою теплостійкістю огорожі кузова вагона;
- малим об'ємом пасажирського приміщення, що приходится на одного пасажиря;
- швидким пересуванням вагонів, в результаті чого за короткий проміжок часу вагон перетинає різні кліматичні зони з різними погодними умовами.

Комфортне кондиціонування пасажирських вагонів забезпечують установки кондиціонування повітря.

Установка кондиціонування повітря – це складний технічний виріб, що являє собою сукупність засобів, які забезпечують термодинамічну обробку і переміщення повітря в приміщеннях пасажирського вагона.

Установка кондиціонування повітря складається з 5 систем: 3 робочі і 2 допоміжні. Робочі системи – вентиляція, опалення, охолодження. Допоміжні системи – автоматичного регулювання, електропостачання.

Робочі системи забезпечують термодинамічну обробку повітря і його переміщення, допоміжні – функціонування робочих систем.

Система вентиляції забезпечує повітрообмін в пасажирському приміщенні вагона і створює необхідний рух повітря в зонах постійного перебування пасажирів.

Система опалення в зимовий і перехідні (весна – осінь) пори року здійснює нагрів повітря в вагоні.

Система охолодження понижує температуру повітря в приміщенні вагона шляхом охолодження повітря, що подається системою вентиляції.

Система автоматичного регулювання керує роботою робочих систем шляхом їх включення, перемикавання і вимикання, підтримуючи комфортні умови в вагоні.

Система електропостачання забезпечує електроенергією споживачі робочих систем і елементи керування.

Розрізняють установки повного і неповного кондиціювання. Установка повного кондиціювання повітря має всі п'ять систем і забезпечує кондиціювання протягом всього року. Такими установками обладнані жорстко-купейні, м'які; спальні вагони; вагони – ресторани. Установка неповного кондиціювання в своєму складі не містить одну із робочих систем, як правило систему охолодження. Такими установками обладнані в основному жорстко-відкриті вагони.

По конструкції установки кондиціювання повітря пасажирських вагонів бувають моноблочні і агрегатної конструкції. Моноблочні установки кондиціювання повітря зібрані на загальній рамі і розміщені в під даховому просторі робочого тамбуру (дахові кондиціонери). Агрегатна конструкція установки кондиціювання повітря передбачає розміщення обладнання під вагоном і в середині вагона (кондиціонер МАБ-II).

### **Питання для самоконтролю**

1. Де застосовується холодильна техніка на залізничному транспорті?
2. Які існують холодильні системи і яка різниця між ними?
3. Що називається холодильною технікою?
4. Як здійснюється природне охолодження?
5. Як здійснюється штучне охолодження?
6. Призначення ізотермічного рухомого складу.
7. Різниця між універсальними і спеціальними ізотермічними вагонами.
8. Яка різниця між рефрижераторним вагоном і вагоном термосом?
9. Що розуміють під кондиціюванням повітря?
10. Що забезпечує комфортне кондиціювання?
11. Що забезпечує технологічне кондиціювання?
12. З яких систем складається установка кондиціювання повітря пасажирського вагона?

## 2. Термодинамічні основи штучного охолодження

### 2.1. Способи отримання низьких температур

Охолодити тіло, тобто відвести від нього теплоту, може інше тіло, температура якого нижча за температуру тіла, що охолоджується.

Кількість теплоти, яку відводить охолоджуюче тіло від тіла або середовища, що охолоджується, характеризує його холодильний ефект. Середовищем, що охолоджується, може бути повітря приміщення, вода або розсіл охолоджуючої системи. Охолоджуюче тіло є носієм низької температури і називається робочим тілом. Робоче тіло в холодильній техніці називається холодильним агентом або холодоагентом.

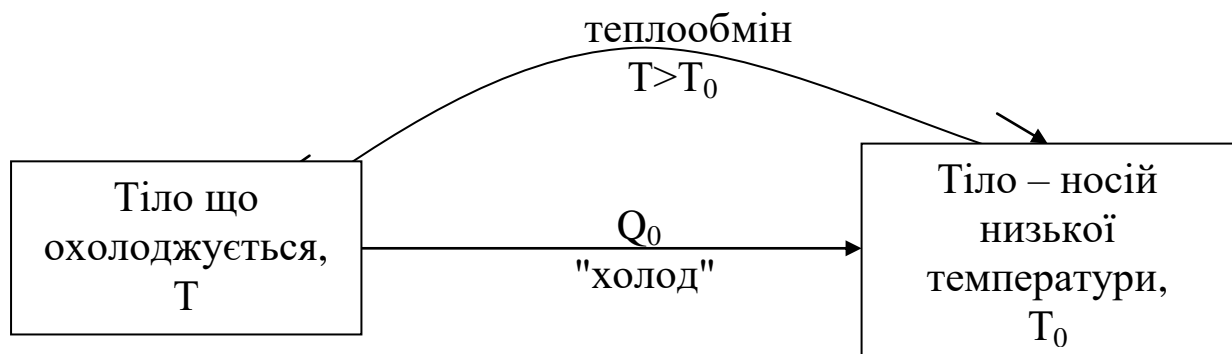


Рис. 2.1. Схема процесу охолодження тіл

Теплота, відведена від тіла, що охолоджується, умовно називається "холодом". Кількість теплоти, яка відведена від тіла або середовища, що охолоджується, в одиницю часу називається холодопродуктивністю холодоагенту.

В холодильній техніці в якості холодоагентів використовують тіла, за допомогою яких здійснюються фізичні процеси, що протікають при низьких температурах із значним поглинанням теплоти.

Для досягнення низьких температур застосовують:

- процеси зміни агрегатного стану тіла;
- процеси розширення із здійсненням зовнішньої корисної роботи;
- процес дроселювання (ефект Джоуля-Томсона);

- вихровий ефект (ефект Ранка-Хильша);
- термоелектричні процеси (ефект Пельте).

Зміна агрегатного стану тіла протікає без зміни його температури, оскільки теплота, що поглинається (що виділяється) тілом, витрачається на подолання (збільшення) сил зчеплення між молекулами. Для охолодження використовують процеси зміни агрегатного стану тіл, що протікають з поглинанням теплоти:

- плавлення – перехід твердих тіл в рідкий стан;
- сублімація – перехід твердих тіл безпосередньо в пароподібний стан;
- кипіння – перехід рідких тіл в пароподібний стан.

Тіла з можливо низькими температурами плавлення, сублімації, кипіння і з великою теплотою плавлення, сублімації і кипіння використовують в холодильній техніці в якості охолоджуючих.

Найбільш доступним охолоджуючим тілом є водний лід, температура плавлення якого  $0^{\circ}\text{C}$ . Холодопродуктивність 1 кг льоду відповідає теплоті плавлення  $r = 335$  кДж/кг. Нижчу температуру плавлення має евтектичний лід, що представляє собою заморожений розчин води з сіллю, а також суміші роздробленого льоду або снігу з сіллю. Зниження температури плавлення цих тіл нижче  $0^{\circ}\text{C}$  пояснюється тим, що в них, окрім плавлення, протікає ще процес розчинення солі у воді, що супроводжується пониженням температури плавлення суміші. Разом з цим зменшується і теплота плавлення, тобто холодопродуктивність льодосоляної суміші, оскільки частина холоду витрачається на охолодження самої суміші.

Температура і теплота плавлення суміші залежать від виду солі і змісту її в суміші. Найбільше застосування знаходять наступні суміші: хлористий натрій з льодом (температура плавлення до  $-21,2^{\circ}\text{C}$ ) і хлористий кальцій з льодом (температура плавлення до  $-55^{\circ}\text{C}$ ).

Тілом, що має низьку температуру і велику теплоту сублімації, є тверда вуглекислота (двоокис вуглецю  $\text{CO}_2$ ), яку називають сухим льодом. За атмосферних умов цей лід переходить з твердого стану безпосередньо в газоподібне

(минувши рідку фазу) при температурі –  $-78,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При цьому 1 кг сухого льоду поглинає близько 575 кДж теплоти.

Лід і льодосоляні суміші, розміщені в заданому середовищі, охолоджують її, поглинаючи теплоту при плавленні або сублімації.

В окремих випадках для штучного охолодження застосовують рідини, що мають дуже низьку температуру кипіння. До них відносять рідке повітря (температура кипіння  $-192\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), рідкий кисень ( $-183\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) і рідкий азот ( $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Способи охолодження, які засновані на використанні процесів змін агрегатного стану (плавлення льоду, кипіння рідкого азоту, сублімація твердої вуглекислоти), мають ряд недоліків. Зокрема, тіла, що охолоджують, сприймаючи теплоту від середовища, що охолоджується, і змінюючи свій агрегатний стан, втрачають здатність охолоджувати. Тому безперервне охолодження можливе тільки при нескінченно великому запасі тіла, що охолоджує. Так, для безперервного охолодження камери схову продуктів можна застосувати лід, але у міру танення його необхідно замінювати на новий.

Проте безперервне охолодження можна забезпечити при використанні однієї і тієї ж кількості охолоджуючої речовини, якщо після отримання холодильного ефекту його повернути в первинний стан. Це здійснюється за допомогою холодильних машин. Для підтримки постійної низької температури робочого тіла в машині найчастіше використовують принцип кипіння рідких тіл. Враховуючи, що температура кипіння рідини залежить від тиску, можна досягти необхідної температури кипіння, підтримуючи в закритому апараті певний тиск, який відповідає фізичним властивостям киплячої рідини. При зниженні тиску температура кипіння знижується. Наприклад, вода при атмосферному тиску кипить при  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Якщо воду помістити в закриту судину і знизити тиск  $0,0009\text{ Па}$  ( $0,009\text{ кгс/см}^2$ ), то вода закипить при  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Аміак (R717) при тиску  $0,1\text{ МПа}$  ( $1,0197\text{ кгс/см}^2$ ) кипить при  $-33,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при пониженні тиску до  $0,05\text{ МПа}$  ( $0,5098\text{ кгс/см}^2$ ) температура кипіння знизиться до  $-46,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Якщо закритий апарат з насиченою рідиною помістити в середовище, що охолоджується, температура якого декілька вище

за температуру кипіння рідини при тиску, створеному в апараті, то рідина закипить, а теплота, необхідна для паротворення, відніматиметься від середовища, що охолоджується. Для підтримки постійного тиску в апараті і постійної низької температури кипіння рідини утворені пари слід безперервно відводити.

При розширенні стислого газу (повітря) і здійсненні ним зовнішньої роботи за рахунок внутрішньої енергії температура газу знижується. Таке розширення стислого газу здійснюється в поршневих розширювачах або турборозширювачах (детандерах). Зовнішню роботу, що отримується при переміщенні поршня або робочого колеса детандера, можна використовувати.

Найбільшого пониження температури охолодження повітря можна досягти при адіабатичному розширенні, яке протікає без теплообміну з навколишнім середовищем при постійній ентропії. У цьому процесі робота розширення здійснюється тільки за рахунок внутрішньої енергії повітря. Якщо повітря, стиснуте до 9 МПа при температурі навколишнього середовища, адіабатно розширити до 0,1 МПа, то температура його знизиться до  $-190^{\circ}\text{C}$ .

Дроселюванням називають зниження тиску рідини або газу без зміни ентальпії. Практично воно здійснюється при проході рідини або газу через звужений переріз (вентиль, кран, діафрагма і т. п.) з порожнини високого в порожнину низького тиску. Цей процес є і своєрідним процесом розширення тіла, в якому зменшується його внутрішня енергія. Проте в процесі дроселювання корисна робота не створюється. Внутрішня енергія витрачається на подолання тертя при проході рідини або газу через звужений перетин.

Дроселювання рідини, а в певних умовах і реальних газів супроводжується пониженням температури (ефект Джоуля-Томсона). При дроселюванні реальних газів температура незначно знижується трохи у порівнянні з адіабатичним розширенням в заданому інтервалі тиску. Кінцева температура рідин при дроселюванні може бути такою ж, як при адіабатичному розширенні. Температура рідини значно знижується в результаті часткового паротворення. Слід підкреслити, що при дроселюванні рідини спостерігається більше пароутворення, чим при адіабатичному розширенні. Це

викликано тим, що робота сил тертя перетворюється на теплоту і передається рідині, що дроселюється, оскільки процес протікає швидко і теплообмін з навколишнім середовищем практично відсутній.

Охолодження за рахунок вихрового ефекту відбувається в результаті перетворення енергії стислого повітря в трубі спеціальної конструкції, так званої вихрової (рис. 2.2).

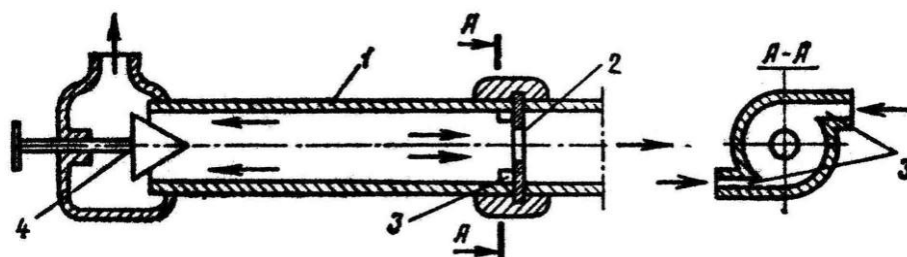


Рис.2.2. Схема вихрової труби

Повітря, стиснуте і охолоджене до температури навколишнього середовища, вводиться в трубу 1 через сопло 3. У трубі повітря здійснює обертальний вихровий рух по відношенню до осі труби і переміщується від сопла 3 до кінця труби, де розташований вентиль 4. Спочатку кутова швидкість обертання повітря у внутрішніх шарах потоку значно більше, чим в периферійних. У міру руху до вентиля 4 швидкість обертання у внутрішніх шарах зменшується, а їх кінетична енергія передається периферійним (зовнішнім) шарам. При цьому зовнішні шари повітря виявляються більш нагрітими за рахунок кінетичної енергії, переданої внутрішніми шарами вихрового потоку. В результаті зовнішні, тепліші шари повітря виходять з труби 1 через вентиль 4 з температурою вищою, ніж температура повітря, що поступає в трубу, а внутрішні – протитечією проходять по центральній частині труби і виходять через діафрагму 2 холодними. Повітря з низькою температурою використовують для охолодження, а з високою – для нагрівання. Вихровий ефект відбувається без здійснення зовнішньої роботи.

Охолодження з використанням термоелектричних пристроїв полягає в тому, що під дією електричного струму, що проходить по ланцюгу з двох різних провідників або напівпровідників, на спаях з'являються різні температури. Якщо температура



холодного спаю опиниться нижче навколишнього середовища, то його можна використовувати як охолоджувач. Значна різниця між температурами на спаях досягається при використанні пар, складених з різнорідних напівпровідників. При цьому одна гілка пари повинна володіти електронною провідністю (-), інша – дірковою (+). Для виготовлення напівпровідникових пар використовують з'єднання вісмуту, сурми, селену з додаванням невеликої кількості присадок. Найбільш поширені сплави  $\text{Bi}_2\text{Te}_3+\text{Bi}_2\text{Se}_3$  (з електронною провідністю) і  $\text{Bi}_2\text{Te}_3+\text{Sb}_2\text{Te}_3$  (з дірковою провідністю).

Пара напівпровідників, сполучених послідовно, утворює термоелемент рис. 2.3. Прямокутні бруски 1 і 2 (звані гілками) з напівпровідників з електронною і дірковою провідністю з'єднуються послідовно металевими пластинами 3 і 4, які утворюють спаї термоелементів. У свою чергу термоелементи об'єднують послідовно в батарею.

Якщо по термоелементу (батарей) пропускати постійний електричний струм, то в місцях спаїв (на мідних пластинах) виникають різні температури. На одному із спаїв температура знижується до  $T_x$ , і холодний спай поглинає теплоту  $Q_0$  від охолоджуваного середовища. На іншому гарячому спаї тепло  $Q_r$  виділятиметься і переходить в навколишнє середовище.

У термоелементах, що використовуються, різниця між температурами теплового і холодного спаїв реально досягає  $60^\circ\text{C}$ , що обумовлює широке застосування їх в різних областях техніки. Промисловість випускає термоелектричні пристрої для холодильних шаф, охолоджуваних барів і т. п.

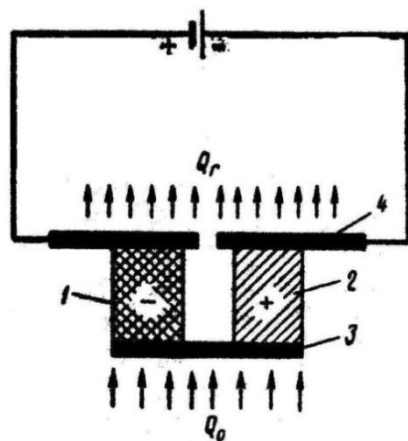


Рис.2.3. Термоелемент

Позитивними особливостями пристроїв з термоелементами є їх портативність, відсутність рухомих частин, безшумність, надійність і простота обслуговування. Крім того, в них відсутнє робоче тіло, роль якого виконує постійний електричний струм. Проте застосування такого способу охолодження обмежене високою вартістю і великою витратою енергії. Холодопродуктивність використовуваних пристроїв з термоелементами не перевищує 50...100 Вт.

## **2.2. Схема та цикл парової компресійної холодильної машини**

Парова компресійна холодильна машина (ПКХМ) представляє собою герметичну замкнену систему, в якій циркулює холодильний агент. Холодоагентом в ПКХМ є рідина, що легко кипить, тобто рідина, яка має від'ємну температуру кипіння при атмосферному тиску. При здійсненні холодильного циклу холодоагент змінює свій агрегатний стан, переходячи з рідини в пару, і із пари знову в рідину. Температура кипіння холодоагенту залежить від тиску, що підтримується над рідиною, що кипить. Теплота, необхідна для кипіння, відводиться від тіла або середовища, що охолоджується, створюючи ефект охолодження. Температура конденсації і тиск конденсації залежить від температури і витрати середовища, що сприймає теплоту конденсації.

Схема ПКХМ з розширювальним циліндром приведена на рис. 2.4.

Випаровувач – це теплообмінний апарат, в якому кипить рідкий холодоагент при низькому тиску  $P_0$  і низькій температурі кипіння  $t_0$  за рахунок теплоти  $q_0$  відведеної від охолоджуваного тіла.

Компресор відсмоктує пару холодоагенту з випарника при тиску кипіння  $P_0$  і стисненні його до тиску конденсації  $P_k$ , на що витрачається робота стиснення  $l_{ст}$ .

Конденсатор являє собою теплообмінний апарат, в якому конденсується пара холодоагенту при тиску конденсації  $P_k$  і температурі конденсації  $t_k$  за рахунок відведення теплоти конденсації  $q_k$  в навколишнє середовище.

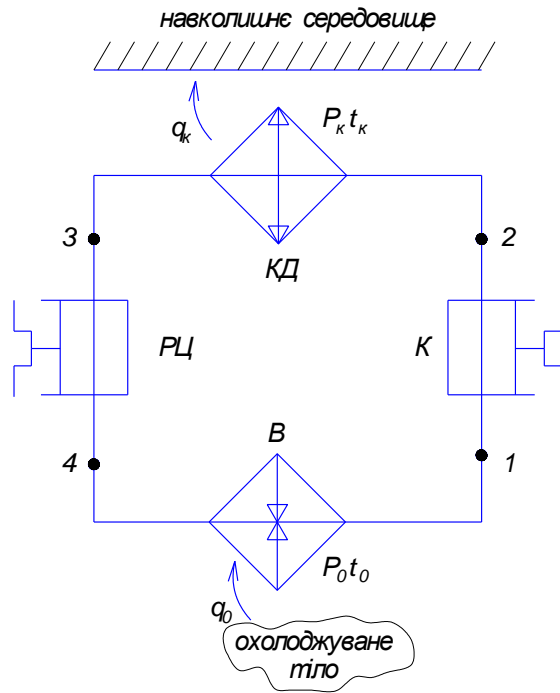


Рис.2.4. Схема ПКХМ з розширювальним циліндром:  
 В – випаровувач; К – компресор; КД – конденсатор;  
 РЦ – розширювальний циліндр (детандер)

Розширювальний циліндр (детандер) понижує тиск конденсації  $P_k$  холодоагенту до тиску кипіння  $P_0$ , при цьому здійснюється корисна робота розширення  $l_{роз}$ .

При протіканні циклу в області вологої пари холодоагенту в ПКХМ з детандером здійснюється зворотній цикл Карно (рис.2.5).

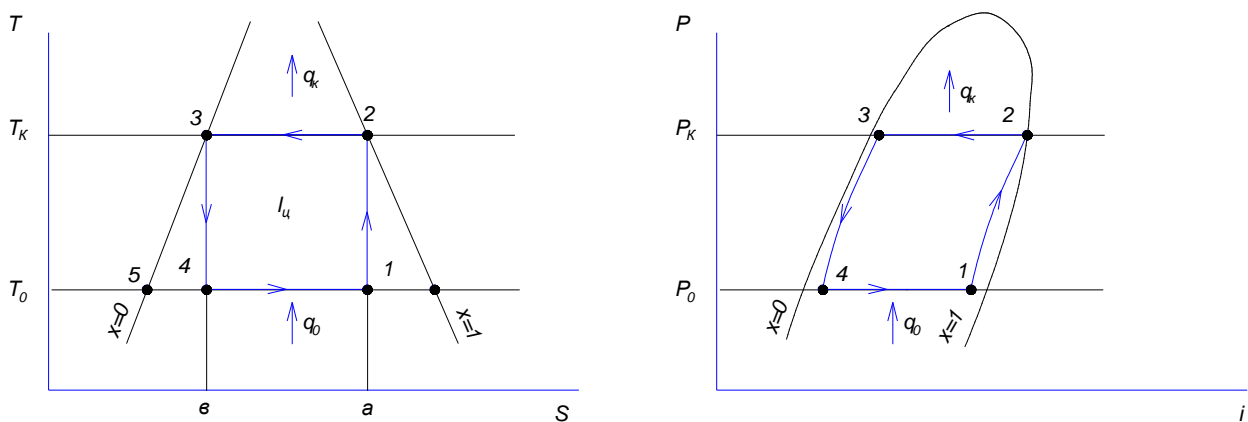


Рис. 2.5. Цикли ПКХМ в  $TS$  і  $Pi$  координатах для ПКХМ з розширювальним циліндром

Лінія (4 – 1) – ізотермічний і ізобарний процес кипіння рідкого холодоагенту в випаровувачі.

Лінія (1 – 2) – адіабатний процес стиснення холодоагенту в компресорі.

Лінія (2 – 3) – ізотермічний і ізобарний процес конденсації холодоагенту в конденсаторі.

Лінія (3 – 4) – адіабатний процес розширення холодоагенту в детандері.

В  $TS$  координатах холодопродуктивність 1 кг холодоагенту  $q_0$  визначається площею 4-1-в-а, кількість теплоти відведеної від 1 кг холодоагенту в конденсаторі  $q_k$  – площею 2-3-в-а, робота компресора  $l_{ст}$  – площею 1-2-3-5, робота розширення в детандері  $l_p$  – площею 3-4-5, робота циклу  $l_{ц} = l_{ст} - l_p$  – площею 1-2-3-4.

Холодильний коефіцієнт циклу визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{ц}} = \frac{\text{пл}(4 - 1 - а - в)}{\text{пл}(1 - 2 - 3 - 4)} = \frac{T_0 \cdot (S_1 - S_4)}{(T_k - T_0) \cdot (S_1 - S_4)} = \frac{T_0}{T_k - T_0}. \quad (2.1)$$

Холодильний коефіцієнт ПКХМ з розширювальним циліндром при здійсненні циклу в області вологого пари холодоагенту дорівнює холодильному коефіцієнту зворотного циклу Карно.

Теоретичний цикл дійсної холодильної машини відрізняється від теоретичного циклу ідеальної машини з детандером трьома особливостями:

- дроселюванням холодоагенту;
- переохолодженням холодоагенту перед дроселюванням;
- всмоктуванням в циліндр компресора сухого пару.

Дроселювання рідкого холодоагенту забезпечує регулюючий вентиль. Заміна детандера регулюючим вентилем викликано тим, що в циклі ПКХМ робота розширення складає невелику частку роботи циклу, а виготовлення детандера практично пов'язано з великими витратами. Регулюючий вентиль має простішу конструкцію, в той же час забезпечує дроселювання і регулювання подачі рідкого холодоагенту у випаровувач. В результаті заміни детандера регулюючим вентилем замість адіабатного розширення холодоагенту протікає незворотній процес дроселювання, що призводить до втрат. Втрати

виникають тому, що робота сил тертя при дроселюванні холодоагенту перетворюється в теплоту, яка викликає додаткове пароутворення холодоагенту.

Втрати при дроселюванні залежать від:

- теплоємності рідкого холодоагенту;
- теплоти пароутворення;
- критичних параметрів;
- інтервалу температур до і після процесу дроселювання.

Чим менше інтервал температур при дроселюванні рідкого холодоагенту, тим менше втрат за рахунок пароутворення. Для зменшення інтервалу температур дроселювання перед регулюючим вентилям рідкий холодоагент охолоджується до температури переохолодження  $t_n$ , яка менш температури конденсації холодоагенту  $t_k$  на  $3...6$  °С. Цей процес умовно називають переохолодженням рідкого холодоагенту перед дроселюванням.

Якщо цикл ПКХМ здійснюється в області вологої пари, то компресор всмоктує та стискає вологу пару холодоагенту і така робота називається вологим ходом компресора. При вологому ході компресора частинки рідкого холодоагенту, які містять вологу пару, не встигають випаровуватись в циліндрі компресора і відбувається гідравлічний удар, коли поршень досягає верхньої мертвої точки. При гідравлічному ударі в циліндрі можливе руйнування будови компресора. Тому в реальних ПКХМ переходять до сухого ходу компресора.

При сухому ході в циліндр компресора всмоктується, а потім стискається суха насичена, або перегріта пара холодоагенту, який не містить частинок рідкого холодоагенту, що виключає можливість виникнення гідравлічного удару в циліндрі компресора.

Особливості теоретичного циклу ПКХМ розглянемо на прикладі холодильної машини з регенеративним теплообмінювачем (рис. 2.6).

В ПКХМ з регенеративним теплообмінювачем переохолодження рідкого холодоагенту перед дроселюванням здійснюється за рахунок перегріву пари, що всмоктується в компресор.

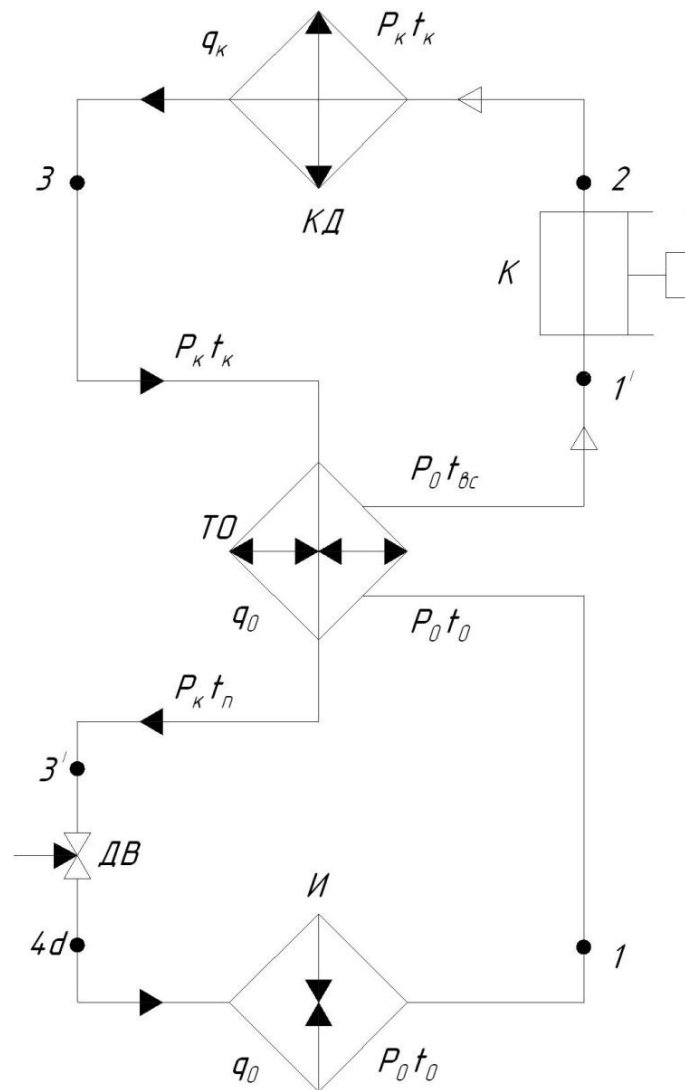


Рис.2.6. Схема холодильної машини з регенеративним теплообмінювачем

При внутрішньому теплообміні в регенеративному теплообмінювачі:

- знижується температура рідкого холодоагенту перед дроселюванням, що знижує витрати при дроселюванні і збільшує холодопродуктивність циклу;
- перегрівається пара на всмоктуванні в компресор, що забезпечує сухий хід і знижує витрати від теплообміну зі стінками циліндрів;
- збільшується робота циклу за рахунок стискання перегрітої пари.

Тому такий теплообмін в силу фізичних властивостей холодоагентів доцільно використовувати для хладонів, для аміаку – недоцільно.

Цикл ПКХМ з регенеративним теплообмінювачем наведений на рис. 2.7.

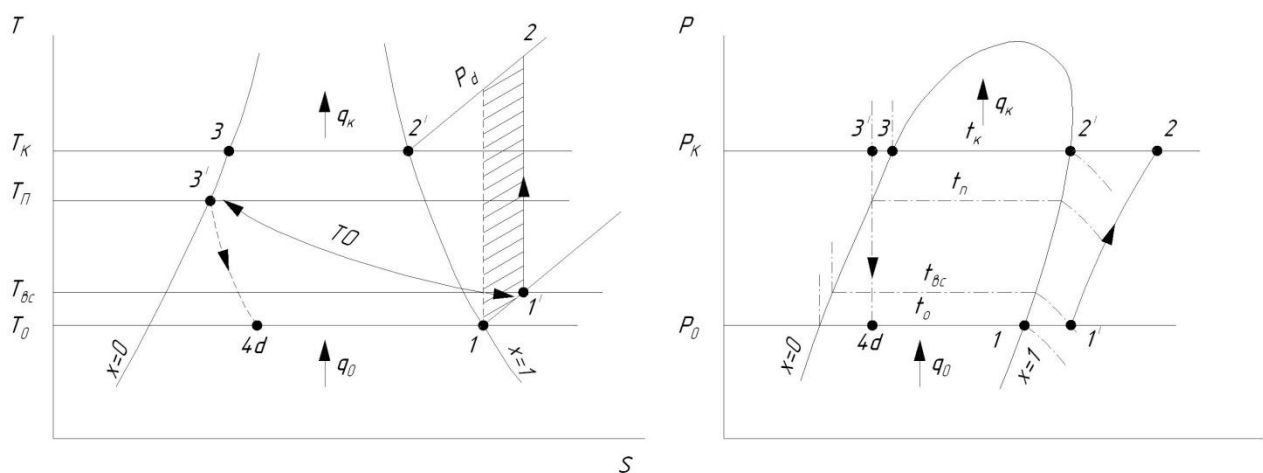


Рис.2.7. Цикли ПКХМ з регенеративним теплообмінювачем в  $TS$  і  $PI$  координатах

Лінія (1-1') – ізобарний процес перегріву пари холодоагенту в регенеративному теплообмінювачі. Температура пари підвищується від температури кипіння  $t_0$  до температури всмоктування  $t_{0c}$ . Лінія (1'-2) – адіабатний процес стиснення пари холодоагенту в компресорі. Лінія (2-2') – ізобарний процес охолодження перегрітої пари холодоагенту до сухого насиченого пара в конденсаторі. Лінія (2'-3) – ізотермічний і ізобарний процес конденсації пари холодоагенту в конденсаторі. Лінія (3-3') – ізобарний процес переохолодження рідкого холодоагенту в теплообмінювачі. Лінія (3'-4d) – ізентальпний процес дроселювання рідкого холодоагенту дроселюючому вентилі. Лінія (4d-1) – ізотермічний і ізобарний процес кипіння рідкого холодоагенту у випаровувачі.

Рекомендовані значення перегріву пари холодоагенту на стороні всмоктування компресора складає  $5...15$  °С для аміачних холодильних машин і  $15...30$  °С для хладонових холодильних машин, при цьому переохолодження рідкого холодоагенту складає  $3...6$  °С.

### 2.3. Робочий процес поршневого компресора

В поршковому компресорі процес стиснення проходить в результаті зменшення об'єму пару холодоагенту при русі поршня в циліндрі.

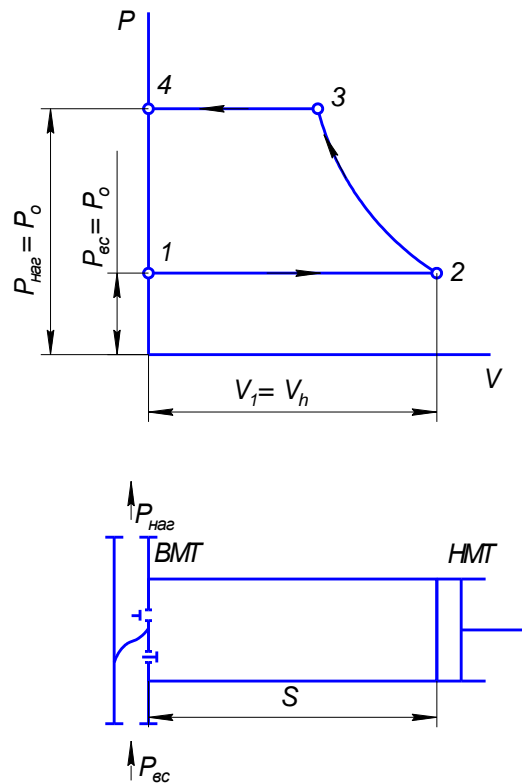


Рис. 2.8. Теоретичний робочий процес поршневого компресора в  $p-v$  – діаграмі:

$P_{вс}$  – тиск всмоктування пари;  $P_{наг}$  – тиск нагнітання пари;  
 $V_1$  – об'єм всмоктування пари;  $V_h$  – об'єм що описується поршнем;  $S$  – хід поршня; ВМТ – верхня мертва точка; НМТ – нижня мертва точка

Лінія (1-2) – процес всмоктування пари холодоагенту в циліндр компресора. В точці 1 відкривається, в точці 2 закривається всмоктувальний клапан. Лінія (2-3) – процес стиснення пари в циліндрі від тиску  $P_{вс}$  до  $P_{наг}$ . В точці 3 відкривається нагнітальний клапан. Лінія (3-4) – процес нагнітання стиснутої пари із циліндра компресору. В точці 4 закривається нагнітальний клапан.

Робота всмоктування визначається за формулою



$$L_{\text{вс}} = P_{\text{вс}} \cdot F \cdot S, \quad (2.2)$$

де  $F$  – площа поршня.

$$F \cdot S = V_1 = V_h, \quad (2.3)$$

$$L_{\text{вс}} = P_{\text{вс}} \cdot V_1 = P_{\text{вс}} \cdot V_h, \quad (2.4)$$

Робота нагнітання визначається за формулою

$$L_{\text{наг}} = P_{\text{наг}} \cdot V_{\text{наг}}, \quad (2.5)$$

Роботу компресора можна представити як алгебраїчну суму трьох робіт

$$L_{\text{к}} = |L_{\text{ст}}| + |L_{\text{наг}}| - |L_{\text{вс}}|, \quad (2.6)$$

де  $L_{\text{вс}}$  – еквівалентна площа під процесом (1 – 2) ;

$L_{\text{ст}}$  – еквівалентна площа під процесом (3 – 2) ;

$L_{\text{наг}}$  – еквівалентна площа під процесом (3 – 4).

Алгебраїчна сума цих площ еквівалентна площі 1-2-3-4-1.

$$L_{\text{к}} = \int_{P_{\text{к}}}^{P_{\text{наг}}} V dP. \quad (2.7)$$

Питома робота компресора, якщо розрахунок ведеться на 1 кг пари холодоагенту, що надходить у компресор

$$l_{\text{к}} = \int_{P_{\text{вс}}}^{P_{\text{наг}}} v dP. \quad (2.8)$$

Дійсний робочий процес компресора (рис. 2.9) відрізняється від теоретичного об'ємними і енергетичними втратами, які враховуються відповідними коефіцієнтами.

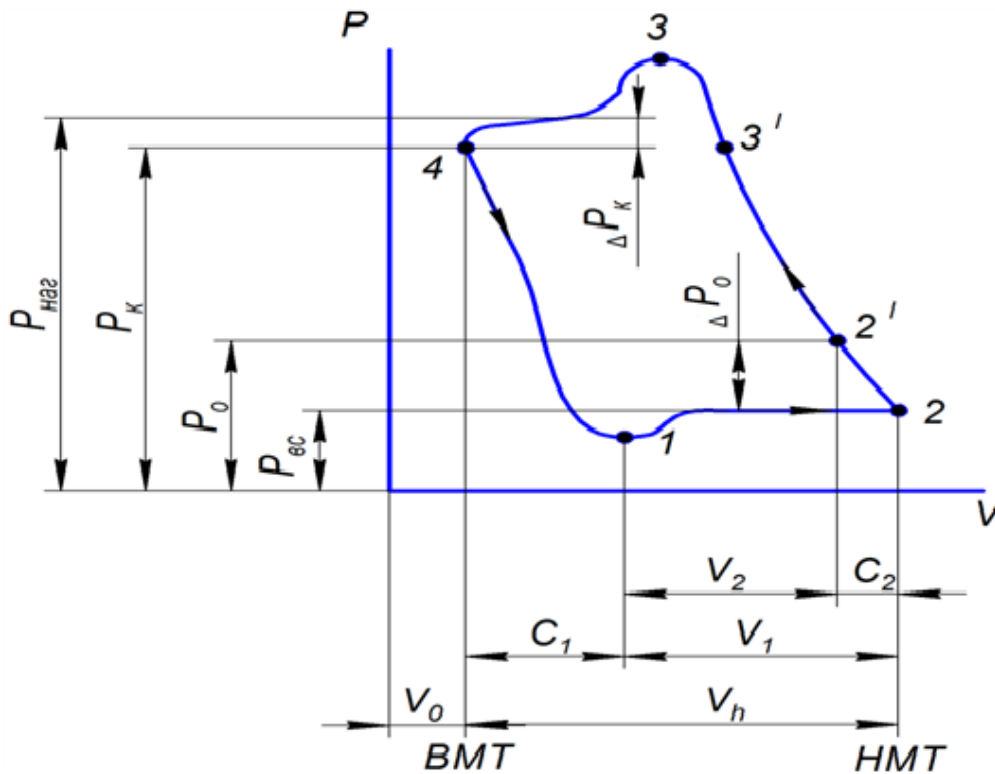


Рис. 2.9. Дійсний робочий процес в  $pV$ -діаграмі:

$\Delta P_0$  – депресія на всмоктуванні;  $\Delta P_к$  – депресія на нагнітанні;  $V_0$  – об’єм шкідливого простору в циліндрі;  $C_1$  – об’ємні втрати від існування шкідливого простору;  $V_1$  – об’єм всмоктуваного пару;  $C_2$  – об’ємні втрати від депресії на всмоктуванні;  $V_2$  – дійсний об’єм всмоктування

Дійсний робочий процес компресора характеризується наступними умовами:

- процеси всмоктування і нагнітання проходять при змінному тиску через депресії в клапанах і трубопроводах;
- при всмоктуванні існує теплообмін пари зі стінками циліндру;
- при русі поршня виникає тертя;
- в кільцях поршня і клапанах відбуваються втрати пари;
- в циліндрі має місце шкідливий простір, тобто в циліндрі залишається пара холодоагенту після стиснення і нагнітання.

Дійсний робочий процес компресора за допомогою пристрою індикатора записується на стрічку у вигляді діаграми. Діаграма робочого процесу представляє графічний запис зміни тиску пари в циліндрі в залежності від ходу поршня.

Дійсний робочий процес в вигляді діаграми називається індикаторною діаграмою компресора.

Лінія (4-1) характеризує розширення пари, який залишився в шкідливому просторі, від тиску  $P_k$  до тиску  $P_{вс}$ ; лінія (1-2) – процес всмоктування пару в циліндр компресора. В точці 1 відкривається всмоктувальний клапан. Лінія (2-2') – збільшення тиску пари до тиску  $P_0$ . В точці 2' закривається всмоктувальний клапан; лінія (2' – 3) – процес стиснення пари до тиску нагнітання. В точці 3 відкривається нагнітальний клапан. Лінія (3-4) – нагнітання пару із циліндру компресора. В точці 4 закривається нагнітальний клапан.

Всі об'ємні втрати в дійсному робочому процесі компресора враховує коефіцієнт подачі.

Коефіцієнт подачі дорівнює добутку робочих коефіцієнтів

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_{п} \cdot \lambda_{щіл}, \quad (2.9)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт подачі;

$\lambda_c$  – об'ємний коефіцієнт;

$\lambda_{др}$  – коефіцієнт дроселювання;

$\lambda_{п}$  – коефіцієнт підігріву;

$\lambda_{щіл}$  – коефіцієнт щільності.

Об'ємний коефіцієнт враховує об'ємні втрати, які викликані зворотнім розширенням пари холодоагенту, що залишилась в шкідливому просторі циліндра компресора

$$\lambda_c = \frac{V_1}{V_h}. \quad (2.10)$$

Коефіцієнт дроселювання враховує об'ємні втрати від депресій у всмоктую чому трубопроводі та клапанах

$$\lambda_{др} = \frac{V_2}{V_1}. \quad (2.11)$$

Коефіцієнт підігріву враховує об'ємні втрати від теплообміну пари холодоагенту зі стінками циліндра

$$\lambda_{\text{п}} = \frac{T_0}{T_{\text{к}}}. \quad (2.12)$$

Коефіцієнт щільності враховує об'ємні втрати від витоків пари через нещільності в поршневих кільцях та клапанах

$$\lambda_{\text{щ}} = 0,96 \dots 0,98. \quad (2.12)$$

Коефіцієнт подачі виражається відношенням дійсного об'єму всмоктоної пари  $V_{\text{д}}$ , прийнятої при параметрах у всмоктувальному патрубку компресора, до об'єму, що описується поршнем  $V_{\text{н}}$ .

$$\lambda = \frac{V_{\text{д}}}{V_{\text{н}}}. \quad (2.13)$$

Коефіцієнт подачі можливо виразити відношенням дійсних масових витрат пари в компресорі  $M_{\text{д}}$  до теоретичних масових витрат  $M_{\text{т}}$

$$\lambda = \frac{M_{\text{д}}}{M_{\text{т}}}. \quad (2.14)$$

Втрати продуктивності в компресорі головним чином залежать від ступеня перевищення тиску

$$\Pi = \frac{P_{\text{к}}}{P_0}. \quad (2.15)$$

За результатами випробувань компресора на конкретному холодоагенті будують графік, що характеризує залежність коефіцієнта подачі  $\lambda$  від ступеня перевищення тиску  $\Pi = \frac{P_{\text{к}}}{P_0}$ .

З графіка видно (рис. 2.10), що коефіцієнт подачі зменшується при збільшенні ступеня перевищення тиску.

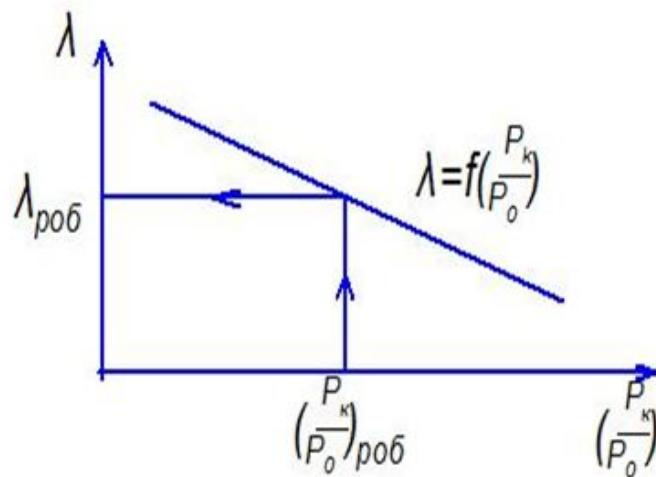


Рис.2.10. Графік залежності коефіцієнта подачі від ступеня перевищення тиску

## 2.4. Холодопродуктивність холодильної машини

Холодопродуктивність холодильної машини являє кількість теплоти, яку холодильна машина відводить від охолоджуючого середовища за одиницю часу.

Холодопродуктивність холодильної машини визначається по випарнику за формулою

$$Q_0 = M \cdot q_0 = M \cdot (i_1 - i_4), \quad (2.16)$$

де  $Q_0$  – холодопродуктивність холодильної машини, Вт;

$M$  – масові витрати холодоагенту у випарнику, кг/с;

$q_0$  – питома масова холодопродуктивність холодоагенту, Дж/кг;

$i_1, i_4$  – ентальпія холодоагенту на вході та виході випарника, Дж/кг.

Холодопродуктивність, яка відповідає випарнику холодильної машини повинна відповідати холодопродуктивності компресора.

Холодопродуктивність компресора визначається за формулою

$$Q_0 = \lambda \cdot V_h \cdot q_v, \quad (2.17)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт подачі компресора;

$V_h$  – об'єм, що описується поршнями компресора, м<sup>3</sup>/с;

$q_v$  – питома об'ємна холодопродуктивність холодоагенту, Дж/м<sup>3</sup>.

Об'єм, що описується поршнями компресора визначається за формулою

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot z, \quad (2.18)$$

де  $D$  – діаметр циліндра, м;

$S$  – хід поршня, м;

$n$  – частота обертання вала компресора, об/сек.;

$z$  – кількість циліндрів.

Для компресора при постійній частоті обертання  $n$ , об'єм, що описується поршнями компресора  $V_h$  величина постійна, а коефіцієнт подачі  $\lambda$  та питома об'ємна холодопродуктивність  $q_v$  величини змінні. Значення коефіцієнта подачі та питомої об'ємної холодопродуктивності залежать від режиму роботи холодильної машини, який характеризується температурою кипіння  $t_0$  і тиском кипіння  $P_0$  холодоагенту у випаровувачі, та температурою конденсації  $t_k$  і тиском конденсації  $P_k$  в конденсаторі.

Виходячи з цього холодопродуктивність компресора є величина змінна і залежить від параметрів режиму роботи холодильної машини.

Холодильні машини можна порівняти тільки при однакових температурних умовах роботи, які характеризуються температурами кипіння  $t_0$ , конденсації  $t_k$ , всмоктування  $t_{вс}$  і переохолодження перед регулюючим вентилем  $t_{п}$  (таблиця 2.1).

Холодопродуктивність підрахована при стандартному температурному режимі називається стандартною холодопродуктивністю  $Q_{ост}$  і визначається за формулою

$$Q_{ост} = \lambda_{ст} \cdot V_h \cdot q_{ост} \quad (2.19)$$

Таблиця 2.1

## Порівняльні температурні режими

Порівняльний температурний режим	Температури, °С			
	$t_0$	$t_{вс}$	$t_k$	$t_{п}$
Стандартний для аміакових машин	-15	-10	+30	+25
Стандартний для хладонових машин	-15	+15	+30	+25
Типовий для умов кондиціювання повітря	+5	+15	+35	+30

В каталогах і довідниках приводиться стандартна холодопродуктивність холодильної машини.

В процесі експлуатації холодильні машини працюють в так званих робочих умовах.

Температура кипіння  $t_0$  холодоагенту підтримується в залежності від температури охолоджуваного об'єкту, а температура  $t_k$  визначається температурою і витратою атмосферного повітря.

Холодопродуктивність підрахована при встановленому робочому температурному режимі називається робочою холодопродуктивністю  $Q_{ороб}$  і визначається за формулою

$$Q_{ороб} = \lambda_{роб} \cdot V_h \cdot q_{ороб} \quad (2.20)$$

Залежність між робочою і стандартною холодопродуктивністю можна виразити рівнянням

$$Q_{ороб} = Q_{ост} \frac{\lambda_{роб} \cdot q_{ороб}}{\lambda_{ст} \cdot q_{ост}}; \quad (2.21)$$

або

$$Q_{ост} = Q_{ороб} \frac{\lambda_{ст} \cdot q_{ост}}{\lambda_{роб} \cdot q_{ороб}}. \quad (2.22)$$

По формулам можна перерахувати холодопродуктивність компресора з одних температурних умов на інші.

В холодильній техніці для холодильної установки розрізняють холодопродуктивність  $Q_{\text{онетто}}$  і  $Q_{\text{обрутто}}$ .  $Q_{\text{онетто}}$  – це корисна холодопродуктивність без втрат, яка відповідає безпосереднім витратам холоду на охолодження об'єкту.  $Q_{\text{обрутто}}$  – холодопродуктивність, що дорівнює сумі корисної витрати холоду і всіх витрат, тобто загальна холодопродуктивність установки.

Досконалість конструкції холодильної установки характеризує коефіцієнт втрат

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{онетто}}}{Q_{\text{обрутто}}}. \quad (2.23)$$

Для холодильних машин з безпосередньою системою охолодження  $\varepsilon = 0,9 \dots 0,96$ , а з розсільною системою охолодження  $\varepsilon = 0,85 \dots 0,94$ .

## 2.5. Потужність компресора

В теоретичному робочому процесі компресора  $N_T$  не враховують об'ємні втрати, а стиснення пари вважають адіабатним.

Теоретична потужність компресора визначається за формулою

$$N_T = M \cdot (i_2 - i_1), \quad (2.24)$$

де  $M$  – масова витрата холодоагенту, кг/с;

$i_2, i_1$  – ентальпія пари на початку і в кінці стиснення, кДж/кг.

В дійсному робочому процесі компресора витрати потужності збільшуються через:

- теплообмін пари з стінками циліндра;
- протидія в клапанах при всмоктуванні і нагнітанні;
- тертя в рухомих частинах компресора.



Потужність, що затрачається на стиснення пари холодоагенту в дійсному робочому процесі компресора називають індикаторною потужністю  $N_i$ .

Індикаторна потужність компресора визначається за формулою

$$N_i = p_i \cdot V_h, \quad (2.25)$$

де  $p_i$  – середній індикаторний тиск, тобто середній тиск в циліндрі компресора, що визначається за індикаторною діаграмою, Па.

Потужність, що підведена до вала компресора, називають ефективною потужністю  $N_e$

$$N_e = N_i + N_{тр}, \quad (2.26)$$

де  $N_{тр}$  – потужність, що витрачається на подолання сили тертя в рухомих частинах компресора, Вт

Потужність, що витрачається на подолання сили тертя в рухомих частинах компресора підраховується за формулою

$$N_{тр} = p_{тр} \cdot V_h, \quad (2.27)$$

де  $p_{тр}$  – умовна величина тиску тертя, Па ( $p_{тр} = 0,04 \cdot 10^6 \dots 0,614 \cdot 10^6$  Па).

Експерименти свідчать: потужність, що використовується, збільшується до максимального значення, а потім знижується.

Максимальне значення потужності, що використовується, відповідає певному співвідношенню між тисками в випаровувачі  $P_0$  і конденсаторі  $P_k$

$$P_0 = \frac{1}{3} P_k. \quad (2.28)$$

При підборі електродвигуна компресора потрібно визначити режим максимальної витрати електроенергії.

Потужність електродвигуна компресора  $N_{дв}$  визначається за формулою

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_{п} \cdot \eta_{дв}}, \quad (2.29)$$

де  $\eta_{п}$  – к. к. д. передачі,  
 $\eta_{дв}$  – к. к. д. електродвигуна.

Енергетичні втрати дійсного компресора враховують енергетичні коефіцієнти.

Індикаторний к.к.д.  $\eta_i$  враховує енергетичні втрати в дійсному робочому компресорі в порівнянні з теоретичним

$$\eta_i = \frac{N_T}{N_i}. \quad (2.30)$$

Індикаторний к.к.д. характеризує енергетичні втрати від теплообміну в циліндрі і протидію в клапанах при всмоктуванні і нагнітанні, але не враховує втрати на тертя в рухомих частинах компресора.

Значення індикаторного к.к.д.  $\eta_i$ , що визначене при випробуваннях компресорів, наведені в каталогах в вигляді графічної залежності від ступеня перевищення тиску  $P_k/P_0$ .

З графіка (рис. 2.11) видно, що індикаторний к.к.д. зменшується з підвищенням ступеня перевищення тиску.

Механічний к.к.д.  $\eta_{мех}$  оцінює втрати на тертя в рухомих частинах компресора

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{N_e}. \quad (2.31)$$

Для сучасних компресорів  $\eta_{мех}=0,84\dots0,97$ .

Ефективний к.к.д.  $\eta_v$  оцінює всі енергетичні втрати дійсного компресора

$$\eta_B = \eta_i \cdot \eta_{\text{мех}} = \frac{N_T}{N_e} \quad (2.32)$$

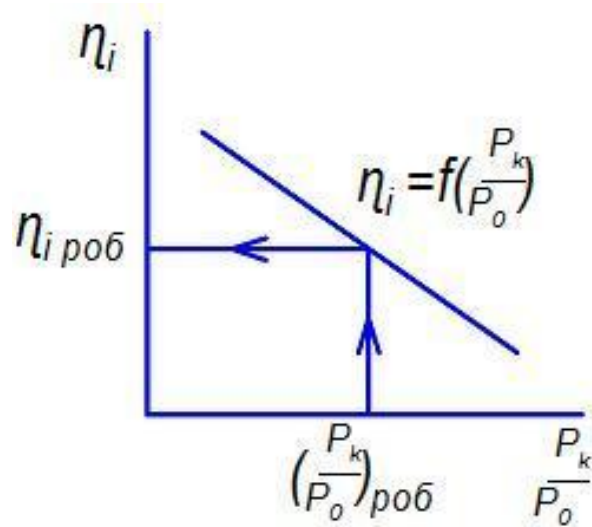


Рис. 2.11. Графік залежності індикаторного к.к.д. від ступеня перевищення тиску

### Питання для самоконтролю

1. Як досягається охолодження тіл?
2. Які властивості повинен мати холодоагент?
3. На чому засноване льодове охолодження?
4. На чому засноване льодосоляне охолодження?
5. Як застосовуються процеси кипіння рідини в холодильній техніці?
6. Як відбувається охолодження за рахунок "сухого льоду"?
7. На чому засноване азотне охолодження?
8. На чому засноване термоелектричне охолодження?
9. Назвіть елементи ПКХМ з розширювальним циліндром, їх призначення?
10. Назвіть процеси циклу ПКХМ з розширювальним циліндром?
11. Чим відрізняється "вологий" хід компресора від "сухого" ходу?

12. Які процеси відбуваються в регенеративному теплообміннику?
13. Що характеризує індикаторна програма компресора?
14. Що враховує коефіцієнт подачі компресора?
15. Що називається холодопродуктивністю холодильної машини?
16. Як визначається робоча холодопродуктивність компресора?
17. Як визначається стандартна холодопродуктивність компресора?
18. Як визначається індикаторна потужність компресора?
19. Як визначається ефективна потужність компресора?
20. Назвіть енергетичні коефіцієнти поршневого компресора?

### 3. Теплообмінні та допоміжні апарати холодильних машин

#### 3.1. Призначення теплообмінних апаратів холодильних установок

Теплообмінні апарати забезпечують можливість реалізації циклу холодильної машини. Вони призначені для відведення тепла з приміщення, що охолоджується, і передачі його навколишньому середовищу. Ці агрегати повинні бути простими і компактними за конструкцією, зручними в експлуатації та ремонті, мати високий коефіцієнт теплопередачі, малий гідравлічний і аеродинамічний опір, великий моторесурс.

У вагонах застосовуються такі теплообмінні апарати і пристрої: конденсатори, випаровувачі-повітроохолоджувачі, регенератори. У них здійснюються різноманітні за характером процеси передачі тепла: способами теплопровідності, вільної та вимушеної конвекції, теплопередачі при конденсації та випаровуванні холодоагенту та ін. У теплообмінних апаратах холодильної установки головну роль відіграють два види теплообміну - теплопровідність і конвекція. Променистим теплообміном нехтують через порівняно низькі рівні і перепади температур. У теплообмінювачах тепло передається від теплішого середовища до холоднішого через поверхню, що їх розділяє. У холодильних установках вагонів використовуються чотири основні види поверхонь теплопередачі: плоска стінка (рис. 3.1, *a*), циліндрична гладка труба (рис. 3.1, *б*), поребрена труба з круглими або прямокутними ребрами (рис. 3.1, *в* і *г*).

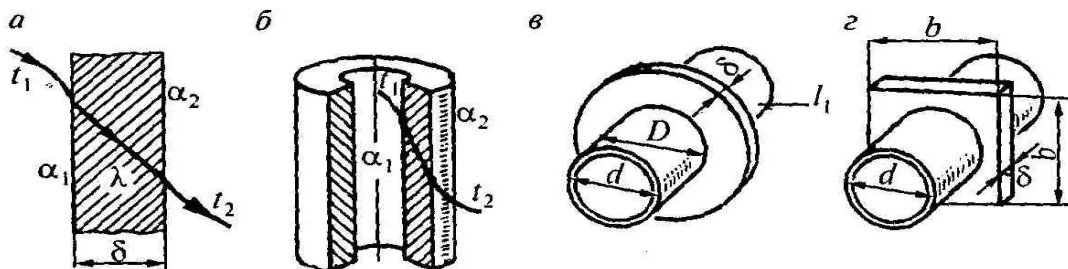


Рис. 3.1. Види та параметри поверхонь теплопередачі

Окремі види теплообміну в апаратах поєднуються один з одним. Так, у випаровувачі тепло від повітря передається зовнішній поверхні труб шляхом конвекційного теплообміну. Через стінку труби від зовнішньої її поверхні до внутрішньої тепло передається лише теплопровідністю. Від внутрішньої поверхні труб випаровувача тепло передається холодоагенту, що кипить, конвекцією. Таким чином, у теплообмінному апараті здійснюється складний процес, який є поєднанням окремих простих видів теплообміну. У цілому такий процес перенесення тепла від теплого середовища до холодного через стінку, що їх розділяє, називають процесом теплопередачі.

Роль теплообмінних апаратів у забезпеченні необхідних енергетичних і техніко-економічних показників, а також експлуатаційних характеристик холодильних машин виключно велика. Це пов'язано як з місцем розташування теплообмінних апаратів у схемі машини, так і зі специфікою їх роботи, що визначає габаритні розміри, масу та експлуатаційні витрати. У сучасних парових холодильних машинах габаритні розміри і маса основних теплообмінних апаратів (конденсатора та випаровувача) звичайно складає більше половини відповідних показників машини в цілому, а їх вартість доходить до 50 % вартості машини.

Особливість роботи та конструкції теплообмінних апаратів холодильних машин визначає необхідність зниження втрат від зовнішньої безповоротності холодильного циклу. Останнє обумовлює невисоку щільність теплового потоку, тобто потребу у великих поверхнях теплопередачі. Умови роботи теплообмінних апаратів часто ускладнюються тим, що процес теплопередачі в них проходить при температурах, що змінюються. На конструкцію теплообмінних апаратів для холодильних установок також впливає використання повітря як теплоносія. Для підвищення ефективності тепловіддачі з боку охолоджуючого повітря апарати таких установок виконують з розвиненим поребренням поверхні теплопередачі.

Теплообмінні апарати мають відносно велику масу та габаритні розміри. Тому при проектуванні таких апаратів необхідно прагнути до вибору оптимальних форм та інтенсифікації процесів тепловіддачі, що в них протікають.

### 3.2. Класифікація та теплопередача в конденсаторах

Конденсатори парових холодильних машин забезпечують охолодження перегрітої пари холодильного агенту, а потім її конденсацію при тиску, що відповідає ступеню підвищення тиску в циклі холодильної машини. Таким чином, конденсатор холодильної машини являє собою теплообмінний апарат, в якому гарячий холодильний агент віддає тепло в охолоджувальне середовище. У машинах багатоступінчастого стиснення в конденсаторі також проводять проміжне охолодження пари холодоагенту. Інколи в систему конденсатора включають також пристрої для переохолодження рідкого холодоагенту перед дросельним вентилем.

За способом відведення тепла конденсатори поділяють:

- на зрошувальні та випаровувальні (у яких тепло відводиться водою і повітрям при випаровуванні води з поверхні теплообміну);
- проточні водяні (у яких тепло сприймається і відводиться водою);
- вертикально-трубні повітряні (у яких тепло сприймається і відводиться повітрям).

Конструктивно конденсатори являють собою рекуперативні системи кожухотрубного, трубного, змійовикового або листотрубного типу.

У холодильних машинах транспортних установок використовують конденсатори повітряного охолодження трубного або змійовикового типу з примусовим рухом охолоджуючого повітря в просторі між трубами. Подібні конденсатори характеризуються великою різницею коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішній та внутрішній поверхнях труб. Тому необхідно виконувати зовнішню поверхню конденсатора ребристою та створювати примусовий рух повітря відносно цієї поверхні.

Поверхню теплообміну в таких конденсаторах утворюють трубки малого діаметра з розвиненою зовнішньою ребристістю. Ребра можуть бути круглими або спіральними, а також листовими у вигляді суцільних прямокутних пластин. Ступінь ребристості труб конденсатора, тобто відношення площі

ребристої поверхні тепловіддачі до поверхні труб, на якій виконано ребристість, при спіральних або плоских ребрах може доходити до 20.

Труби та ребра виготовляють із сталі, алюмінію, міді, латуні. Ребра виконують накатуванням або щільною насадженням з подальшим припаюванням. Для зменшення корозії сталеві труби ребра оцинковують.

Для підвищення ефективності теплопередачі в конденсаторі необхідно швидко відводити рідкий холодоагент від поверхні тепловіддачі. Домішки повітря та газів, що не конденсуються, накопичуються біля поверхні теплопередачі конденсатора. При цьому вони зменшують коефіцієнт тепловіддачі та підвищують тиск конденсації.

Підвищити ефективність конденсаторів також можна шляхом збільшення компактності теплообмінних поверхонь, застосування труб плоскоовальної форми, пластинчастих поверхонь, а також інтенсифікації процесу тепловіддачі за рахунок турбулізації потоку охолоджуючого повітря і холодоагенту.

Розрізняють два види конденсації – плівкову і краплинну. У першому випадку рідина осідає на холодній стінці труби у вигляді суцільної плівки, у другому – у вигляді окремих крапель. Останнє явище спостерігається, коли конденсат не змочує поверхню, що охолоджується, або коли вона забруднена мастилом чи різними відкладеннями. Більшість теплообмінювачів працюють зі змішаною конденсацією, коли в одній частині апарату виникає краплинна конденсація, а в іншій – плівкова. Рідкий холодоагент, що утворюється, необхідно швидко видаляти з поверхні теплопередачі.

Від стану внутрішньої поверхні залежить товщина плівки конденсату. Вона збільшується при шорсткій поверхні, і це супроводжується зниженням коефіцієнта тепловіддачі. Суттєво залежить цей коефіцієнт також від наявності відкладень на внутрішній і зовнішній поверхнях труб (масло, накип, іржа, пил, фарба).

Присутність повітря в парі холодоагенту помітно знижує коефіцієнт тепловіддачі. Від конструкції апарату залежить характер і швидкість руху конденсату в ньому, а також



зовнішнього середовища, що охолоджує, через апарат. Зі збільшенням швидкості зростають коефіцієнт тепловіддачі та витрати потужності на переміщення охолоджуючого повітря або води. Із зростанням швидкості руху рідкого холодоагенту в трубі ламінарний (спокійний) режим руху рідини переходить у турбулентний (із завихреннями), при якому процеси теплопередачі інтенсифікуються.

Відповідно пара холодоагенту, що конденсується, може осідати на внутрішній поверхні стінки теплообмінного апарату у вигляді краплин або плівки. У конденсаторах холодильних машин відбувається переважно плівкова конденсація.

У транспортних установках з повітряним охолодженням конденсаторів витрата енергії на вироблення холоду помітно збільшується в літній час, оскільки зростаючий тиск конденсації вимагає збільшення енерговитрат на привід компресора.

При повітряному охолодженні виникають труднощі, пов'язані з різною можливістю знімання тепла з однієї і тієї самої поверхні конденсатора влітку та взимку. У холодну пору року значно знижується тиск конденсації холодоагенту. Тому істотно підвищувати холодопродуктивність у цей період практично не потрібно. При зменшенні перепаду тиску порушиться дія дросельних регулюючих органів.

Для забезпечення сталої роботи установки доводиться стабілізувати нижню межу тиску конденсації холодоагенту  $P_k$  незалежно від температури зовнішнього повітря. Таку стабілізацію можна здійснювати на боці повітря або на стороні холодоагенту. У першому випадку – зменшенням об'єму і швидкості повітря, що проходить (відключенням частини вентиляторів, зміною кута повороту їх лопастей, підмішуванням теплого повітря), у другому – скороченням активної поверхні конденсації, відключенням частини конденсаторів, частковим штучним затопленням рідким холодоагентом внутрішньої поверхні конденсатора. Влітку, коли підвищується тиск конденсації, а холодопродуктивність машини знижується, зростає небезпека перевантаження компресорів і електродвигунів приводу. Щоб зменшити тиск конденсації, штучно знижують температуру повітря на вході в конденсатор шляхом зволоження або збільшують подачу повітря через конденсатор. Конденсатори

холодильних машин з повітряним охолодженням складаються з ряду трубчастих ребристих елементів, в яких конденсується пара холодоагенту. Охолоджуюче повітря подається двома вентиляторами, розташованими на торцевій стороні конденсатора (установка FAL), або одним вентилятором (установка ВР, МАВ-ІІ).

Пара холодоагенту конденсується усередині труб конденсатора при зіткненні з їх стінками, температура яких нижче за температуру насичення пари, що відповідає тиску в апараті. Інтенсивність теплопередачі залежить від характеру утворення конденсату, швидкості і напрямку руху холодоагенту, від стану поверхні труб, вмісту повітря у парі, конструктивного виконання теплообмінного апарату і швидкості руху зовнішнього охолоджуючого середовища.

### **3.3. Теоретичні основи теплового розрахунку конденсаторів**

Тепловий розрахунок конденсаторів передбачає визначення (або перевірку) площі поверхні теплопередачі конденсатора, яка забезпечить зняття теплового навантаження на конденсатор:

$$Q_k = Q_p + Q_{\text{конд}} + Q_{\text{пер}}, \quad (3.1)$$

де  $Q_p$ ,  $Q_{\text{конд}}$ ,  $Q_{\text{пер}}$  – відповідно теплота охолодження перегрітої пари холодоагенту, його конденсації та переохолодження рідини перед терморегулюючим вентилем.

Площа поверхні теплопередачі конденсатора визначається за такою формулою:

$$F_k = \frac{Q_k}{\theta \cdot \psi \cdot K}, \quad (3.2)$$

де  $\theta$  – середня логарифмічна різниця температур,  $K$ ;

$\psi$  – коефіцієнт (індекс протитечії), який враховує схему руху теплоносіїв;

$K$  – коефіцієнт теплопередачі конденсатору.

При використанні формули (1.2) необхідно пам'ятати, що при прямій течії, протитечії або постійній температурі одного з теплоносіїв індекс протитечії дорівнює 1.

Поверхню теплопередачі конденсатора умовно можна розділити на елементи, які відповідають зняттю окремих складових теплового навантаження  $Q_{\text{п}}$ ,  $Q_{\text{конд}}$ ,  $Q_{\text{пер}}$ :

$$F_{\text{к}} = F_{\text{п}} + F_{\text{конд}} + F_{\text{пер}}, \quad (3.3)$$

Схема зміни температур холодоагенту  $\Delta t_{\text{к}}$  і середовища, що охолоджує (повітря),  $\Delta t_{\text{в}}$  на поверхні конденсатора приведена на рис. 3.2.

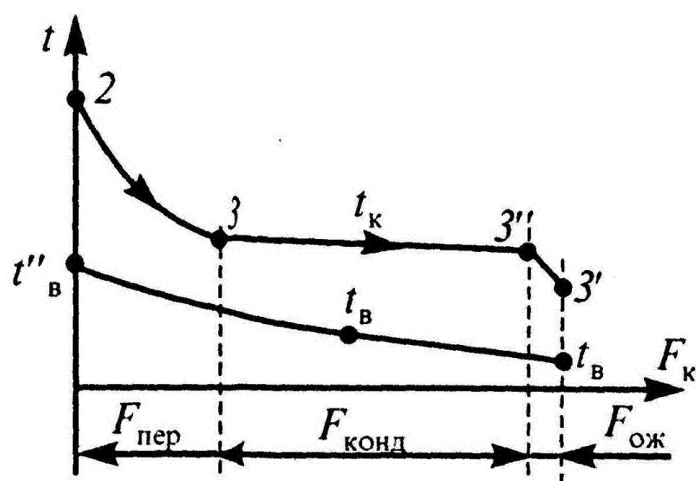


Рис. 3.2. Зміна температур холодоагенту і середовища, що охолоджує, по поверхні конденсатора

Середній температурний натиск конденсатора

$$\theta_{\text{ср}} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln(\theta_1/\theta_2)} = \frac{(t_2 - t''_{\text{в}}) - (t_3 - t'_{\text{в}})}{\ln[(t_2 - t''_{\text{в}})/(t_3 - t'_{\text{в}})]}, \quad (3.4)$$

де  $\theta_1$  – різниця температур на початку теплообміну;  
 $\theta_2$  – різниця температур у кінці теплообміну;  
 необхідно враховувати, що  $\theta_1$  більше, ніж  $\theta_2$ .

Коефіцієнт теплопередачі для тонкостінної трубки поверхні теплопередачі із зовнішньою ребристістю при русі холодоагенту усередині труби може бути визначений у вигляді

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_{в пр} \cdot \varphi_{зов}}}, \quad (3.5)$$

де  $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі від холодоагенту до стінки труби, Вт/(м<sup>2</sup>×К);

$R_i = \delta_i / \lambda_i$  – термічний опір теплопровідності матеріалу стінки труби і відкладень на її поверхні, (м<sup>2</sup>×К)/Вт;

$\delta_i$  – товщина стінки або шару відкладення, м;

$\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки або шару відкладення, Вт/(м×К);

$\alpha_{в пр}$  – приведений коефіцієнт тепловіддачі від ребристої зовнішньої поверхні труби до охолоджуючого середовища (повітря), Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\varphi_{зов}$  – ступінь ребристості зовнішньої поверхні труби.

Визначити величину  $\alpha_k$  в цілому по конденсатору досить складно. Як правило, цю роботу виконують роздільно для основних процесів, що характеризують тепловіддачу від холодоагенту до стінки труби: тепловіддача без зміни агрегатного стану і плівкової конденсації.

Тепловіддача без зміни агрегатного стану холодоагенту при його турбулентному русі усередині каналу (труби)

$$\alpha_k = B \cdot \omega^{0,8} \cdot \varepsilon \cdot d_{екв}^{-0,2}, \quad (3.6)$$

де  $B$  – коефіцієнт, який залежить від фізичних властивостей холодоагенту (табл. 3.1);

$\omega$  – швидкість течії холодоагенту (для пари 5-20 м/с, для рідини 0,5-1,5 м/с);

$\varepsilon$  – поправочний коефіцієнт, що враховує зміну коефіцієнта тепловіддачі по довжині каналу;

$d_{екв}$  – еквівалентний діаметр каналу (для труби – внутрішній діаметр  $d_{вн}$ , м).

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнта  $B$ 

Холодоагент	Температура холодоагенту, °C				
	-10	0	10	20	30
R12	660	665	666	666	664
R22	764	750	734	716	695

Формула (3.6) відповідає значенням числа Рейнольдса, що характеризує режим течії:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (3.7)$$

де  $d_{\text{екв}}$  – кінематична в'язкість холодоагенту, м<sup>2</sup>/с.

Коефіцієнт  $\varepsilon$  визначають за формулою

$$\varepsilon = 0,6 \cdot \left( \frac{1}{Re} \cdot \frac{1}{d_{\text{екв}}} \right)^{-\frac{1}{7}} \cdot \left( 1 + 2,5 \frac{1}{Re \cdot d_{\text{екв}}} \right), \quad (3.8)$$

де  $l$  – довжина каналу (труби), м.

Для течії холодоагенту всередині труби формула справедлива при виконанні співвідношення  $l/d_{\text{вн}} < 0,1Re$ .

Плівкова конденсація на внутрішній поверхні каналу (формула Нуссельта)

$$\alpha_k = 0,72 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho \cdot \lambda^3 \cdot g}{\nu \cdot \theta_a \cdot d_{\text{екв}}}}, \quad (3.9)$$

де  $r$  – теплота пароутворення холодоагенту, Дж/кг;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м×К);

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\nu$  – кінематична в'язкість рідини, м<sup>2</sup>/с;

$\theta_a$  – різниця температур конденсації холодоагенту і стінки; К;  
 $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр каналу (для труби – внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}}$ ), м.

Фізичні параметри холодоагенту, що входять до формули, приймають за температурою конденсації  $t_k$ .

Інтенсивність теплообміну при плівковій конденсації, що має місце в конденсаторах парових холодильних машин, в основному залежить від густини теплового потоку, що передається:  $q_k = Q_k / F_k$ . Загальний вираз для коефіцієнта тепловіддачі при конденсації холодоагенту в горизонтальних трубах у цьому випадку має вигляд

$$\alpha_k = \chi \cdot q_k^{0,5} \cdot d_{\text{екв}}^{-0,2} \cdot l^{0,35}, \quad (3.10)$$

де  $\chi$  – коефіцієнт, значення якого наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Значення коефіцієнта  $\chi$

Температура, °С	Значення $\chi$ для холодоагенту	
	хладон R12	хладон R22
0	3,40	3,31
10	3,12	3,08
20	2,88	2,93
30	2,67	2,77
40	2,58	2,69

Середні значення коефіцієнта тепловіддачі від холодоагенту до стінки каналу в конденсаторах парових холодильних машин при конденсації чистого холодоагенту складають для хладону 121100-2300 Вт/(м<sup>2</sup>×К), для хладону 221500-2800 Вт/(м<sup>2</sup>×К), та аміаку – 7000-10000 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

Наявність у холодоагенті неконденсованих домішок (зокрема повітря) погіршує процес тепловіддачі (особливо при малій щільності теплового потоку). Так, для теплового потоку  $q_k=4650$  Вт/м<sup>2</sup> при концентрації повітря 5 % за об'ємом

коефіцієнт тепловіддачі аміаку знижується майже в 5 разів, для хладону 12 концентрація повітря близько 10 % знижує коефіцієнт тепловіддачі на 20 %.

Термічний опір теплопровідності в конденсаторах холодильних машин з тонкостінною трубною поверхнею теплопередачі в основному визначається опором шару забруднюючих відкладень. Значення коефіцієнтів теплопровідності для металів, використовуваних при виготовленні труб конденсатора, а також характерних забруднень поверхні теплопередачі, Вт/(м×К):

Сталь вуглецева	45
Алюміній	200-230
Мідь	300-385
Латунь	86-106
Цинк	113
Змащувальне мастило	0,14
Шар фарби	0,23
Шар пилу	0,80
Шар накипу	1,75-1,80.

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубок конденсатора до охолоджуючого повітря  $\alpha_B$  при поперечному обтіканні пучків гладких або оребрених труб (поперечні круглі ребра) можна визначити за рівнянням зв'язку критеріїв Нуссельта і Рейнольдса для такого виду теплообміну:

$$Nu = \frac{\alpha_B \cdot l}{\lambda} = C \cdot C_z \cdot C_s \cdot \varphi_{зов}^{-m} \cdot Re^n, \quad (3.11)$$

де  $C, C_z, C_s$  - коефіцієнти критерійного рівняння;

$\varphi_{зов} = F_{пор}/F_0$  - ступінь ребристості зовнішньої поверхні труби;

$F_{пор}$  - загальна площа зовнішньої поверхні на 1 м довжини труби (площа ребер і міжреберної поверхні труби), м<sup>2</sup>;

$F_{тр}$  - площа зовнішньої поверхні труби за відсутності ребер, м<sup>2</sup>;

$l$  - характерний лінійний розмір, м.

Значення коефіцієнта  $C$  і показника ступеня  $m$ , що враховують розташування труб у пучку, наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Значення коефіцієнтів  $C$  і  $m$

Розташування труб у пучку	$C$	$m$
Коридорне	0,18	0,7
Шахове	0,32	0,5

Значення коефіцієнта  $C_z$ , який характеризує вплив кількості рядів труб у пучку по потоку охолоджуючого повітря, наведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Значення коефіцієнта  $C_z$

Розташування труб у пучку	$Re \cdot 10^{-3}$	Число рядів труб			
		1	2	3	4 і більше
Коридорне	12	1.4	1,3	1,0	1,0
	30	1,2	1.2	1,0	1,0
	50	1.0	1.0	1,0	1,0
Шахове	12	0,82	0,90	0,97	1,0
	50	0,75	0,88	0,97	1,0

Фізичні параметри повітря віднесені до середньої температури потоку швидкість – до мінімального прохідного перетину пучка. Показник ступеня для критерію Рейнольдса обчислюється як  $n = 0,6\varphi_H^{0,07}$ . Як характерний лінійний розмір трубного пучка у виразах критеріїв  $Re$  і  $Nu$  прийнята величина

$$l = \left( \frac{d_{30B}}{\varphi'_{30B}} \right) + \left( 1 - \frac{1}{\varphi'_{30B}} \right) \sqrt{0,785(D_p^2 - d_p^2)}, \quad (3.12)$$

де  $d_{30B}$  – зовнішній діаметр труби, м;

$D_p$  – зовнішній діаметр ребра, м;



$\varphi'_{\text{зов}}$  – умовна ступінь ребристості зовнішньої поверхні труби, який обчислюється за наступною формулою:

$$\varphi'_{\text{зов}} = \frac{F_{\text{пор}}}{F_{\text{мп}}}, \quad (3.13)$$

де  $F_{\text{мп}}$  – площа зовнішньої поверхні в міжреберних просторах на 1 м довжини труби, м<sup>2</sup>.

Вирази для коефіцієнта  $C_s$ , де  $S_1$ ,  $S_2$  - поперечний відповідно, подовжній і діагональний крок трубного пучка, а також граничні умови застосування формули наведені в табл. 3.5. Для гладкотрубних пучків  $\varphi_{\text{зов}} = 1$ , а  $l = d_{\text{зов}}$ .

Таблиця 3.5

Значення коефіцієнта  $C_s$

Розташування труб у пучку	$C_s$	$Re \cdot 10^{-3}$	$l$	$\varphi_{\text{зов}}$
Коридорне	$\left(\frac{S_1 - d_{\text{зов}}}{S_2 - d_{\text{зов}}}\right)^{0,1}$	10-370	27-178	1-18,5
Шахове	$\left(\frac{S_1 - d_{\text{зов}}}{S_2 - d_{\text{зов}}}\right)^{0,1}$	5-370	2-178	1-21,2

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від поребренної зовнішньої поверхні труб конденсатора до охолоджуючого повітря знаходять

$$\alpha_{\text{в пр}} = \alpha_{\text{в}} \left( \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{мп}}} E_{\text{р}} \psi + \frac{F_{\text{пор}}}{F_{\text{мп}}} \right), \quad (3.14)$$

де  $F_{\text{р}}$  – площа поверхні ребер на 1 м довжини труби, м<sup>2</sup>;

$E_{\text{р}}$  – коефіцієнт ефективності ребра;

$\psi$  – коефіцієнт нерівномірності тепловіддачі по висоті ребра (для поперечних ребер на круглих трубах  $\psi = 0,85$ ).

Коефіцієнт ефективності ребра  $E_p$  залежить від його умовної висоти  $h$  і параметра  $m$ . Даний коефіцієнт визначають за формулою

$$E_p = f(mh). \quad (3.15)$$

При цьому умовна висота круглого ребра складає

$$h = 0,5(D_p - d_{зоб}) \cdot \left[ 1 + 0,805 \lg \left( \frac{D_p}{d_{зоб}} \right) \right]. \quad (3.16)$$

Параметр  $m$  обчислюється таким чином

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\lambda_p \cdot \delta_p}}, \quad (3.17)$$

де  $\lambda_p, \delta_p$  – коефіцієнти теплопровідності матеріалу ребра і його товщина відповідно.

Поробрення труб конденсаторів повітряного охолодження, що використовуються в транспортних холодильних установках, виконують з коефіцієнтом ефективності 0,95-1,0.

При обиранні розмірів ребер необхідно враховувати, що у більшості випадків доцільно мати величину  $E_p$  меншою 0,7.

Середні значення коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні труб конденсатора до охолоджуючого повітря при його примусовому русі зі швидкістю 3-8 м/с складають у конденсаторах транспортних холодильних установок 20-100 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

При цьому середні значення коефіцієнта теплопередачі для конденсаторів трубного типу з повітряним охолодженням знаходяться в межах 15-50 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

Особливість теплового розрахунку конденсатора полягає в тому, що умови тепловіддачі при конденсації залежать від невідомої різниці температур холодоагенту і стінки поверхні теплопередачі. Тому при використанні ЕОМ тепловий розрахунок ведуть методом послідовних наближень, задаючись значеннями  $\theta_a$ . При ручному способі використовують графо-

аналітичний метод розрахунку в таких координатах: різниця температур конденсації і стінки – густина теплового потоку.

Гідромеханічний розрахунок конденсатора включає визначення втрат тиску (опорів), що виникають при русі холодоагенту і середовища, що охолоджує (повітря, вода), а також потужності вентилятора або насоса, що забезпечує рух охолоджуючого середовища.

Втрати тиску при русі холодоагенту в трубах

$$\Delta P_x = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = \sum \xi \frac{L}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} + \sum \zeta \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (3.18)$$

де  $\Delta P_{\text{тр}}$ ,  $\Delta P_{\text{м}}$  – відповідно втрати тиску від тертя і місцевих опорів при зміні напрямку руху потоку або швидкості, Па;

$\xi$  і  $\zeta$  – коефіцієнти тертя і місцевих опорів, які визначаються за довідниками;

$L$  і  $d_{\text{екв}}$  – довжина і еквівалентний діаметр каналу, по якому тече холодоагент, м.

Втрати тиску охолоджуючого повітря при поперечному змиванні трубних пучків з круглими або спіральними ребрами розраховуються за такою формулою, Па:

$$\Delta P_{\text{в}} = C \cdot C_z \cdot C_S \cdot C_l \cdot C_t \cdot (\rho \omega)^n, \quad (3.19)$$

Значення коефіцієнтів  $C$ ,  $C_S$ ,  $C_l$ ,  $C_t$  і показника степеня  $n$ , що враховують розташування труб у пучку, наведені в табл. 3.6 ( $t$  – температура повітря, °C).

Значення коефіцієнта  $C_z$ , який залежить від числа рядів труб у пучку по потоку охолоджуючого повітря  $z$ , наведено в табл. 3.7 (при  $z > 6$  коефіцієнт  $C_z = z$ ).

Еквівалентний діаметр мінімального прохідного перетину обчислюється таким чином:

$$d_{\text{екв}} = \frac{2[S_p(S_1 - d_{\text{зов}}) - 2\delta_p \cdot h_p]}{(2h_p + S_p)}, \quad (3.20)$$

де  $h_p$ ,  $\delta_p$  – відповідно висота і товщина ребра, м;

$S_p$  – шаг ребер, м.

Таблиця 3.6

Значення коефіцієнта  $C_s$ 

Розташування труб у пучку	$C$	$C_s$	$C_l$	$C_t$	$n$
Коридорне	0,26	$\left(\frac{S_2 - d_{\text{зоб}}}{S_1 - d_{\text{зоб}}}\right)^{0,68}$	$\frac{l^{0,22}}{d_{\text{екв}}^{0,3}}$	$0,326 + 0,001275t$	1,92
Шахове	2,70	1	$\frac{l^{0,05}}{d_{\text{екв}}^{0,3}}$	$0,0505 + 0,00023t$	1,75

Таблиця 3.7

Значення коефіцієнта  $C_z$ 

Розташування труб у пучку	$Re \cdot 10^{-3}$	Число рядів труб у пучку				
		1	2	3	4	5
Коридорне	12	2,6	3,4	4,2	4,7	5,5
	50	2,3	3,0	3,6	4,2	5,0
Шахове	12	1,20	2,20	3,25	4,20	5,00
	30	1,30	2,46	3,30	4,20	5,00
	50	1,45	2,60	3,45	4,30	5,10

При використанні формули (3.20) для гладкотрубних пучків необхідно враховувати, що  $l = d_{\text{зоб}}$ , а  $d_{\text{екв}} = 2(S_1 - d_{\text{зоб}})$ .

Потужність вентилятора, що забезпечує рух охолоджуючого повітря в конденсаторі, обчислюється таким чином:

$$N_B = \frac{G_B}{\rho_B \cdot \eta_B} (\Delta\rho_B + \Delta P_c), \quad (3.21)$$

де  $G_B$  – витрата охолоджуючого повітря, кг/с;

$\rho_B$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_B$  – коефіцієнт корисної дії (ККД) вентилятора;

$\Delta P_c$  – втрати тиску в зовнішній повітряній мережі, Па.

Вибирають вентилятор по витраті охолоджуючого повітря і сумарним втратам його тиску в системі охолодження конденсатора.

### 3.4. Конструкції конденсаторів рухомого складу

Конденсатор установки FAL-056/1 з поверхнею теплообміну  $72 \text{ м}^2$  складається з трьох секцій, які закріплені на алюмінієвій рамі (рис. 3.3).

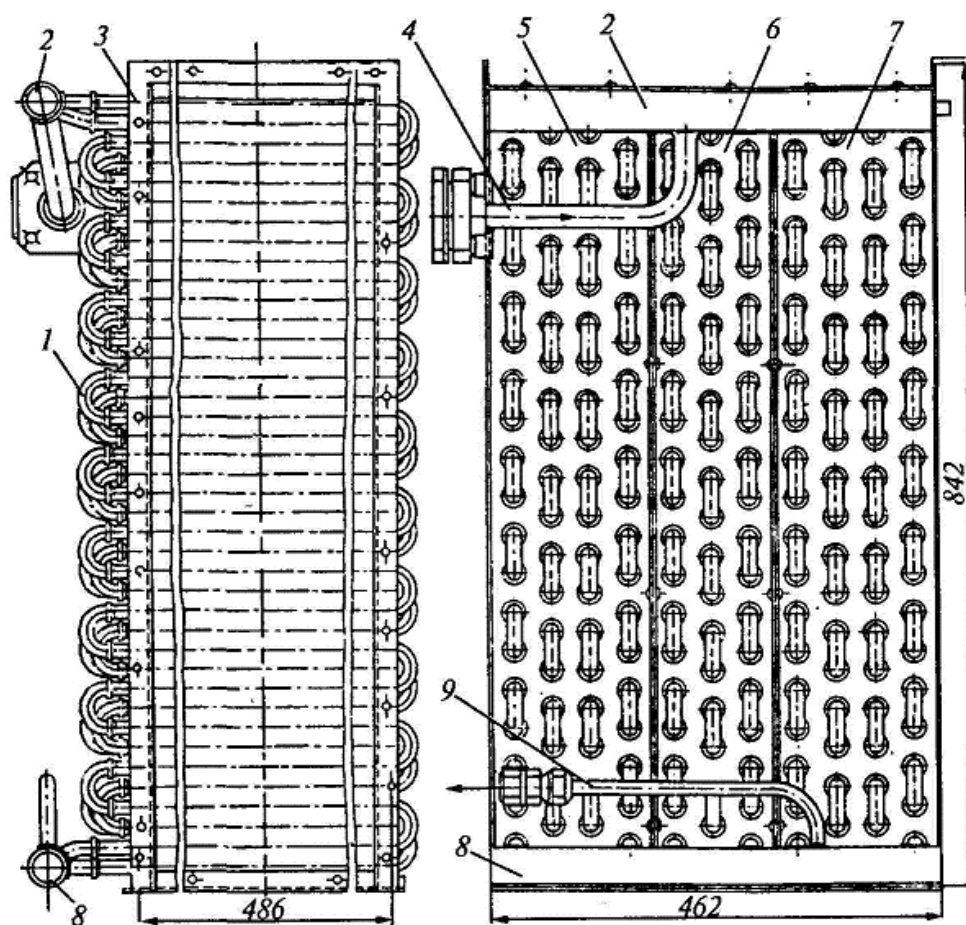


Рис. 3.3. Конденсатор установки FAL-056/1

Крайні секції 5 і 7 мають по чотири ряди вертикальних поребрених мідних труб зовнішнім діаметром 15 мм, у середній секції 6 – три ряди. З лицьової сторони конденсатора труби кожного вертикального ряду секцій послідовно сполучені у змійовики калачами 1. Вхідний газовий колектор 2 є

розподільним для верхнього горизонтального ряду труб. Пари холодоагенту подаються від компресора через фланцеву трубу 4. До торця газового колектора приєднана трубка пресостата, що керує вмиканням і вимиканням вентиляторів охолодження. Нижній рідинний колектор 8 об'єднує нижній ряд труб конденсатора і має патрубок 9 для відведення рідкого холодоагенту в ресивер. Робочий тиск у конденсаторі 1,6 МПа.

Конденсатор холодильної установки ВР поверхнею 90 м<sup>2</sup> виконаний з прямих мідних труб зовнішнім діаметром 15 мм завдовжки 736 мм, об'єднаних у вісім секцій. Поробрення трубок пластинчасте прямокутне. Латунні ребра завдовжки 840 мм, шириною 33 мм виконані з 24 отворами під труби (загальна кількість ребер 211-213). Калачі, що об'єднують труби та колектори припаюють латунню, а секції конденсатора зовні лудять припоєм із покриттям завтовшки 0,03-0,05 мм.

Обдув конденсатора здійснюється осьовим вентилятором, що забезпечує подачу повітря не менше 500 м<sup>3</sup>/год.

Конденсатор на вагонах з установками кондиціонування повітря МАВ-II підвішений під кузовом вагона. Таке розміщення апарата викликане, з одного боку, його великими розмірами та неможливістю змонтувати усередині кузова, а з іншого – необхідністю забезпечення вільного підведення свіжого повітря, що має температуру навколишнього середовища. Підвагонне компонування конденсатора має істотний недолік – поверхня змійовика теплообмінного апарата, що обдувається зовнішнім повітрям, швидко покривається щільним нальотом грязі. При цьому помітно погіршується здатність його стінок до теплопередачі.

Конденсатор установки МАВ-II являє собою агрегат, до комплексу якого входять ресивер з мірним склом і запобіжним клапаном, вентилятор з електродвигуном і фільтри-осушники (рис. 3.4).

З системою циркуляції холодоагенту конденсатор сполучений гнучким гумовим шлангом у металевому обплетенні, що захищає його від механічних пошкоджень. Враховуючи, що загальна маса комплектуючих вузлів конденсаторного агрегату складає близько 480 кг, всі вони розташовані на зварній рамі у вигляді єдиного блока. Блокова конструкція істотно підвищує

ремонтпридатність установки кондиціювання повітря МАВ-II, оскільки дозволяє замінювати несправний агрегат відремонтованим при мінімальному простої вагона в ремонті і менших трудових витратах.

Щоб уникнути вібрації, між рамою агрегату і кузовом вагона встановлені гумові амортизатори.



Рис. 3.4. Загальний вигляд конденсаторного агрегату установки МАВ-II

Поверхня теплопередачі конденсатора дорівнює  $157 \text{ м}^2$  і розрахована на віддачу в навколишнє середовище  $30 \text{ кВт}$  тепла. Вісім послідовно розташованих поребрих труб змійовика конденсатора за допомогою вентилятора обдуваються зовнішнім повітрям у кількості  $120 \text{ м}^3/\text{год}$ . Потужність електродвигуна вентилятора складає  $1,7 \text{ кВт}$  при частоті обертання вала близько  $1250 \text{ об/хв}$ . Поверхня теплопередачі апарата розрахована таким чином, що якщо повітря на вході в конденсатор матиме температуру  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , то після проходження крізь нього він нагріється до  $55 \text{ }^\circ\text{C}$ .

У конденсаторах холодоагент охолоджується потоком зовнішнього повітря. Зовнішнє повітря всмоктується через

отвори приймачів зовнішнього повітря за допомогою осьового вентилятора та через отвір витяжного пристрою викидається в атмосферу.

### **3.5. Теплопередача у випаровувачах та повітроохолоджувачах**

Випаровувач є одним з основних елементів парових холодильних машин. У випаровувачах рідкий холодоагент, одержуючи теплоту від об'єкта, який охолоджується, кипить та у вигляді пари відсмоктується компресором. Випаровувачі можуть бути виконані в різних теплотехнічних і конструктивних варіантах. Найбільшого поширення набули випаровувачі безпосередньої дії (повітроохолоджувачі), в яких холодильний агент забезпечує відведення теплоти від повітря, що безпосередньо подається до об'єкта, який охолоджується. Крім того, використовуються випаровувачі, де холодоагент охолоджує проміжний теплоносій (розсіл).

Випаровувачі-повітроохолоджувачі виконують у вигляді рекуперативних апаратів з трубною або пластинчастою (листовою) поверхнею.

Випаровувачі-повітроохолоджувачі холодильних установок рухомого складу є теплообмінними апаратами, в яких здійснюється відняття тепла від повітря.

Повітря в приміщенні нагрівається шляхом надходження тепла через огороження вагона, а також за рахунок тепла, що виділяється вантажем і пасажирями. Все це тепло повинно бути відібрано від повітря у випаровувачі-повітроохолоджувачі. Тепло повітря йде на випаровування холодоагенту, що кипить, і перетворення його в суху насичену пару.

Таким чином, у випаровувачах з одного боку поверхні теплопередачі проходить холодоагент, що зазнає фазових перетворень, внаслідок чого на цій стороні реалізуються високі коефіцієнти тепловіддачі. З другого боку поверхні теплопередачі проходить повітря і коефіцієнт тепловіддачі буде в десятки разів нижче. Ця сторона і визначатиме ефективність роботи теплообмінювача, інтенсивність кипіння холодоагенту і сприйняття ним тепла від повітря вантажного приміщення вагона, що охолоджується. Додаткову роль відіграють прийняті



розрахункові параметри установки й експлуатаційний стан теплообмінювача.

Тепло у випаровувачі передається холодоагенту від середовища, що охолоджується, через стінку труби. Ефективність такої теплопередачі залежить від характеру кипіння самого холодоагенту. Можливі два режими кипіння: пухирчастий і плівковий. Пухирчастий режим кипіння виникає і підтримується, коли у ряді точок поверхні теплопередачі утворюються окремі бульбашки пари, які відриваються від поверхні і підіймаються вгору. Точками або центрами пароутворення є бульбашки газів, що легко виділяються з рідини на поверхні теплообміну, а також горбки і мікронерівності поверхні теплопередачі. При такому кипінні значна частина поверхні покрита рідиною. Проте це спостерігається при хорошій змочуваності поверхні і при невеликій різниці температур поверхні нагріву і насичення пари, що утворюється (рис. 3.5). Ця різниця температур і характеризує інтенсивність процесів кипіння та тепловіддачі.

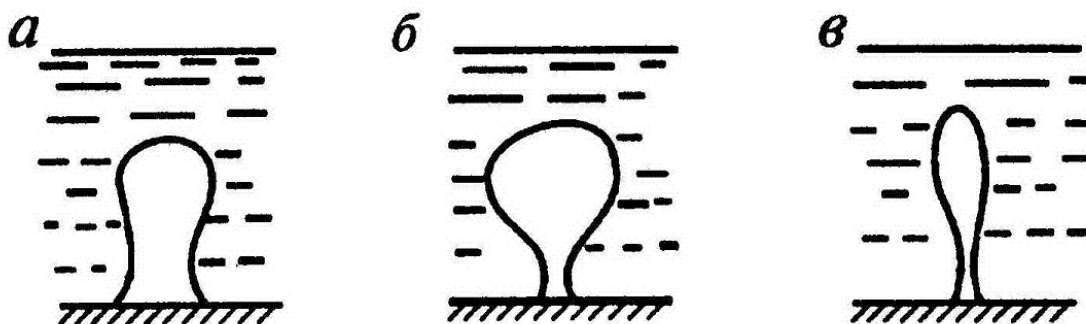


Рис. 3.5. Форми пухирів пари при кипінні рідини:  
а) погана змочуваність поверхні; б) нормальна змочуваність поверхні; в) добра змочуваність поверхні

Збільшення перепаду температур понад  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  викликає зменшення коефіцієнта тепловіддачі, оскільки бульбашки зливаються на поверхні та утворюють ділянки, покриті паровою плівкою. Ця плівка нестійка, підіймається вгору великими міхурами, але сама її наявність відокремлює рідину від теплої поверхні та різко збільшує термічний опір теплопереходу. Це і є плівковим режимом кипіння.

Аналогічний процес може виникнути і при менших температурних напорах, але при замасленій поверхні (коли

рідкий холодоагент погано змочує поверхню теплообміну), та і сама масляна плівка володіє термічним опором.

На характер кипіння впливають фізико-хімічні властивості рідини: густина, теплота пароутворення, коефіцієнт теплопровідності та ін.

Крім того, ефективність теплопередачі залежить від інтенсивності тепловіддачі з боку середовища, що охолоджується, а також від величини термічного опору стінки теплообмінювача (хоч меншою мірою). Тут позначаються особливості конструкції випаровувача (повітроохолоджувача), швидкість видалення пари, що утворюється, з поверхні теплопередачі, швидкість руху повітря, що охолоджується.

Швидкість повітря, яке за допомогою вентиляторів проходить через повітроохолоджувач, вибирають в діапазоні 0,5-6 м/с, а також залежно від меж температури охолодження повітря у теплообмінювачі (3-7°C), конструкції останнього і пристроїв, що розподіляють повітря.

Теплопередача у випаровувачі визначається коефіцієнтами тепловіддачі з обох боків труб з урахуванням наявності забруднень на їх поверхні.

### 3.6. Розрахунок випаровувачів

Тепловий розрахунок випаровувачів, так само як і конденсаторів, полягає у визначенні площі поверхні теплопередачі  $F_B$ , яка забезпечує зняття теплового навантаження випаровувача  $Q_B$ , забезпечуючи таким чином реалізацію холодопродуктивності холодильної машини. Для випаровувачів-повітроохолоджувачів коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодоагенту при бульбашковому режимі його кипіння, характерному для процесу випаровування в холодильних машинах при малій щільності теплового потоку  $q_B = Q_B / F_B$ , визначають за формулою

$$\alpha_B = C \cdot q_B^{0,15} \cdot (\rho \omega)^n, \quad (3.22)$$

де  $\rho$  – густина рідкого холодоагенту, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega$  – швидкість течії холодоагенту,  $\omega = 0,05 - 0,06$  м/с.

Коефіцієнт  $C$  і показник степеня  $n$  і залежать від типу холодоагенту для хладону 12  $C = 23,4$ , а для хладону 22  $C = 32,0$ ; показник степеня  $n$  для обох холодоагентів дорівнює 0,47.

При більш високому рівні  $q_k$  коефіцієнт тепловіддачі визначають таким чином:

$$\alpha_B = A \cdot q_B^{0,6} \cdot \left( \frac{\rho\omega}{d_{\text{екв}}} \right)^n, \quad (3.23)$$

де  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр каналу, м (для труби внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}}$ ).

Середні значення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні хладонів складають 1500-2000 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

Значення коефіцієнта  $A$ , який залежить від температури кипіння холодоагенту, наведено в табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Значення додаткових параметрів

Холодо-агент	Масова швидкість $\rho\omega$ , кг/(м <sup>2</sup> с)					Температура кипіння холодоагенту, °С				
	60	120	250	400	650	-30	-10	0	10	30
R12	1500	1800	2000	2500	3000	0,85	1,04	1,14	1,23	1,47
R22	1500	1800	2000	2500	3500	0,95	1,17	1,32	1,47	1,25

Особливість роботи і розрахунку випаровувачів-повітроохолоджувачів пов'язана з характером процесу тепломасообміну при охолодженні вологого повітря. У цьому випадку конденсація вологи з охолоджуваного повітря призводить до випадання і осадження на зовнішній поверхні теплопередачі випаровувача інею (снігова шуба), що істотно погіршує процес теплопередачі.

Коефіцієнт тепловіддачі від вологого повітря до стінки ребристої поверхні трубного пучка, що враховує виділення вологи в процесі охолодження, визначають за формулою

$$\alpha'_B = \alpha_B \cdot \xi, \quad (3.24)$$

де  $\alpha_B$  – коефіцієнт тепловіддачі для сухого повітря;

$\xi$  – коефіцієнт виділення вологи при її конденсації.

Коефіцієнт тепловіддачі для сухого повітря для випаровувачів-повітроохолоджувачів транспортних холодильних установок складає 30-50 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

Коефіцієнт виділення вологи при температурі зовнішньої поверхні випаровувача  $t_{зОВ}$  знаходять як

$$\xi = 1 + \chi \cdot \frac{d_1 - d_{зОВ}}{t_1 - t_{зОВ}}, \quad (3.25)$$

де  $t_1$  – вихідна температура повітря, що охолоджується, °С;

$d_1$  – вміст вологи, кг вологи/ кг сухого повітря;

$d_{зОВ}$  – вміст вологи повітря, що охолоджується при температурі  $t_{зОВ}$ , кг вологи / кг сухого повітря;

$\chi$  – коефіцієнт, який залежить від  $t_{зОВ}$  (при  $t_{зОВ} > 0$  °С  $\chi = 2500$ ; при  $t_{зОВ} < 0$  °С  $\chi = 2835$ ).

При визначенні коефіцієнта теплопередачі випаровувачів-повітроохолоджувачів необхідно враховувати термічний опір теплопровідності шару інею  $R_{інею} = \delta_{інею} \cdot \lambda_{інею}$ . Товщина шару, яка залежить від умов роботи випаровувача (від характеру вантажу, що охолоджується, його тепловологого режиму і параметрів зовнішнього повітря), не повинна перевищувати 5-6 мм. Коефіцієнт теплопровідності шару інею при початковій відносній вологості повітря 70-80 %, швидкості його руху 4-6 м/с і частих відтаваннях приймають рівним 0,15 Вт/(м×К).

Крім збільшення термічного опору теплопровідності, шар інею погіршує ефективність ребристості зовнішньої поверхні випаровувача-повітроохолоджувача. У цьому випадку параметр  $m$ , що визначає коефіцієнт ефективності ребра, знаходять за формулою

$$m = \sqrt{\frac{2}{\left[\frac{1}{\alpha'_B} + \frac{\delta_{інею}}{\lambda_{інею}}\right] \delta_p \cdot \lambda_p}}. \quad (3.26)$$

Середні значення коефіцієнта теплопередачі випаровувачів-повітроохолоджувачів холодильних машин, що працюють на

хладоні R12 або хладоні R22, при чистій зовнішній поверхні складають 20-35 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

Гідромеханічний розрахунок випаровувачів, як і конденсаторів, полягає у визначенні втрат тиску (опорів) при русі холодоагенту або охолоджуючого повітря, а також необхідної потужності вентиляторів охолоджуючого повітря.

### 3.7. Конструкція випаровувачів рухомого складу

Випаровувач-повітроохолоджувач 5-вагонних секцій ZB-5 (рис. 3.6) складається з чотирьох горизонтальних секцій 4 із загальною площею поверхні теплопередачі 64 м<sup>2</sup>, закріплених у загальному каркасі.

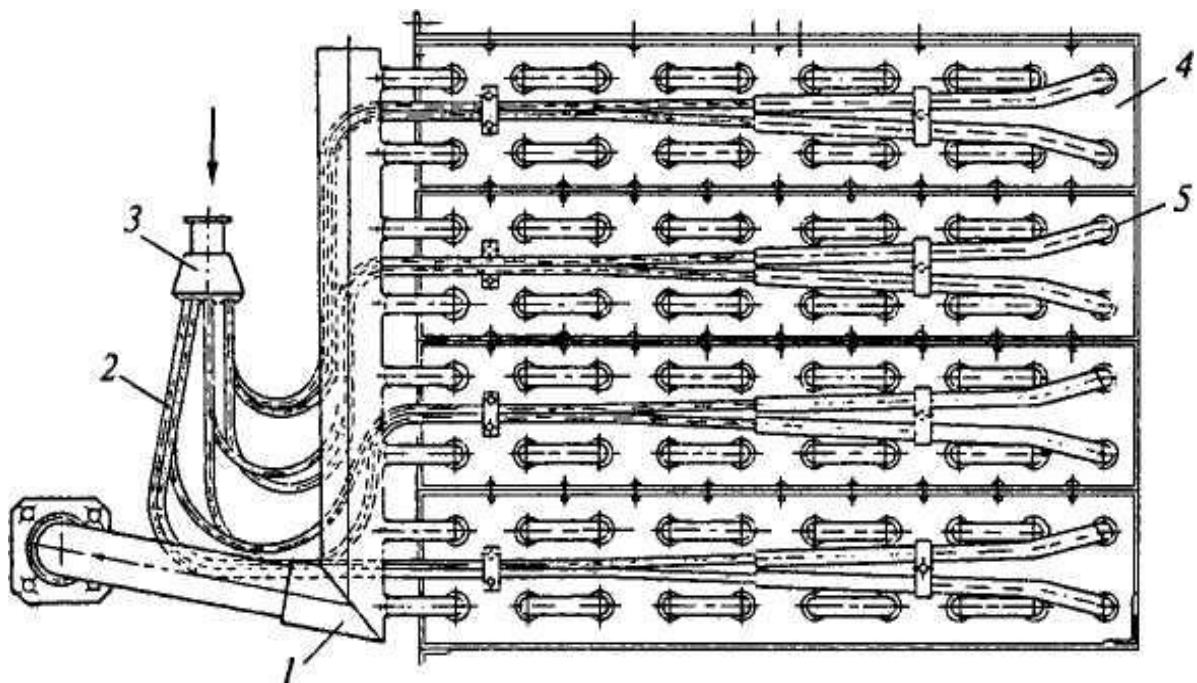


Рис. 3.6. Повітроохолоджувач секцій ZB-5

У кожній секції розташовані два ряди поребрених мідних труб 5 по 10 шт. в ряду, сполучених по торцях калачами. Діаметр труб 15 мм, товщина стінок 1 мм. Хладонова суміш рідини та пари від терморегулюючого вентиля надходить у змішувачи кожного ряду випаровувача через розподільник 3 ("павук") по восьми трубах 2 діаметром 6 мм. Одержана при випаровуванні пара холодоагенту надходить у газовий колектор 1, звідки

відсмоктується компресором. На вихідному трубопроводі встановлюється датчик термостата відтавання випаровувача.

У процесі відтавання гаряча пара хладону R 12 подається у випаровувач з колектора, що об'єднує калачі першого вертикального ряду на торцевій стороні, протилежній основним трубам, які підводять холодильний агент.

Перед випаровувачем розташовані два вентилятори, що забезпечують його обдування та циркуляцію повітря у вантажному приміщенні вагона. Загальна подача повітря вентиляторами 4000 м<sup>3</sup>/год. З протилежного боку випаровувача змонтовані три електронагрівальні елементи потужністю по 2 кВт для опалювання вантажного приміщення.

Маса випаровувача складає 66 кг, габаритні розміри – 265×100×525 мм.

Повітроохолоджувач холодильної установки ВР (рис. 3.7) поверхнею 175 м<sup>2</sup> складається з горизонтально розташованих у стійках мідних труб діаметром 15 мм.

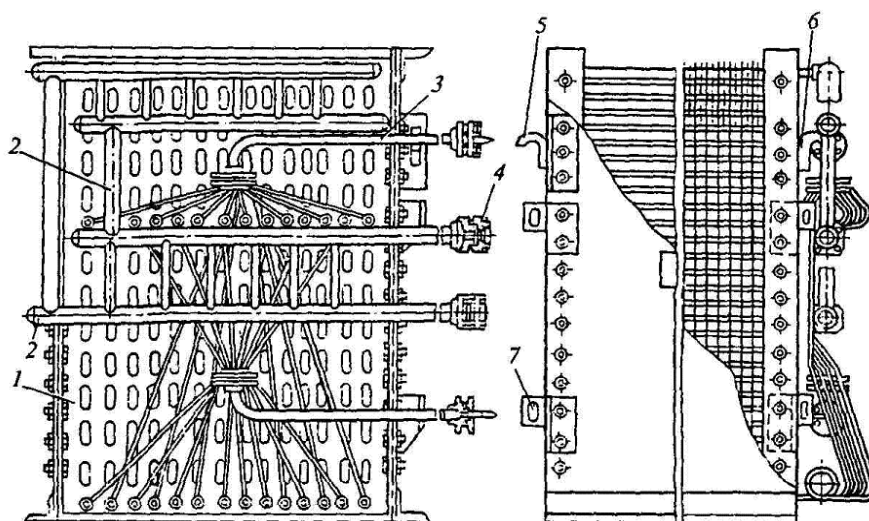


Рис. 3.7. Повітроохолоджувач установки ВР

Труби об'єднані в змійовики калачами, припаяними латунню. Пластинчасті ребра на трубах виконані із латуні. Крок ребер неоднаковий — від 6 до 24 мм. 28 змійовиків складають 14 секцій, розташованих у два вертикальні ряди. Зовнішня поверхня секцій луджена, товщина покриття 0,03-0,05 мм. Суміш пари та рідини хладону R 12 поступає в змійовики через два

розподільники 3 рідини, а пара відводиться через два газові колектори 2 з фланцями 4.

Розподільники призначені для рівномірної роздачі холодоагенту в секції випаровувача. У кришці розподільника по периметру розташовані отвори, в які впаяні 14 мідних труб для підведення хладону R 12 до змійовиків. Розподільники і колектори приєднані до змійовиків в шаховому порядку. Таке компонування розділяє повітроохолоджувач на секції, що паралельно працюють для кожної з двох холодильних машин. Секції об'єднані вертикальними сталевими стійками, які скріплені двома знімними бічними листами. Для монтажу і кріплення випаровувач має крюк 5 і кронштейни 6, 7. Габаритні розміри апарата 2270×930×976 мм.

Для продування повітря використовується електровентилятор потужністю 2,2 кВт. Електронагрівач потужністю 16,2 кВт нагріває повітря у вантажному приміщенні при перевезенні вантажів при низьких температурах зовнішнього повітря.

Повітроохолоджувачі вагонів з кондиціонування повітря є поєднанням випаровувача, електричного і водяного калориферів. Конструктивно повітроохолоджувачі (випаровувачі) установок кондиціонування повітря різних вагонів суттєво відрізняються один від одного, хоча працюють за одним і тим самим принципі.

Повітроохолоджувач установки МАВ-II (рис. 3.8) в зборі з калориферами і вентилятором являє собою агрегат масою 550 кг.

До комплекту повітроохолоджувача входять спарений центробіжний вентилятор 7 з електродвигуном 8 потужністю 1,7 кВт; випаровувач 10, водяний калорифер 11 з патрубками 1, електричний калорифер 12 з нагрівальними елементами 13 і плавким запобіжником від перегріву повітря понад 70 °С.

Знизу повітроохолоджувач забезпечений піддоном 3 для збору конденсату вологи, що виділяється з охолоджуваного повітря. Зверху на кожусі передбачені два римболти 4 – для монтажу і демонтажу повітроохолоджувача краном, оскільки він має масу 141,5 кг.

Складається повітроохолоджувач з двох секцій змійовиків 5, розташованих у шаховому порядку, що створюють таким чином десять "поверхів" по 10-12 трубок в кожному горизонтальному ряду. Підведення рідкого холодоагенту у повітря охолоджувач

здійснюється по трубі 14, а відведення – по трубі 15. Подачу рідкого холодоагенту в змійовики здійснює розподільник 6, а дозування подачі агента – ТРВ, термочутливий патрон 2 якого щільно прикріплений до труби. З равником вентилятора повітроохолоджувач сполучений за допомогою м'якої гармоніки 9.

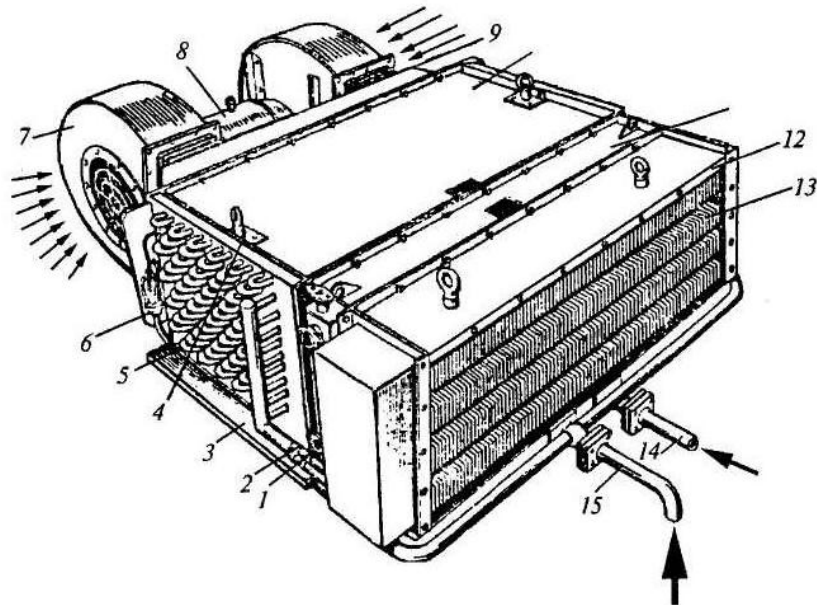


Рис. 3.8. Повітроохолоджувач установки МАВ-II

Загальна площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувача, який налічує з 110 трубок, становитиме  $100 \text{ м}^2$ , що забезпечує охолодження повітря, що надходить з навколишнього середовища більш, ніж на  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 3.8. Допоміжні апарати холодильних машин

Холодильні установки обладнані допоміжними апаратами і арматурою. До допоміжних апаратів належать ресивери, фільтри, переохолоджувачі, зворотні клапани, вентилятори та ін.

**Ресивер** призначений для збору рідкого холодоагенту, що поступає з конденсатора, і накопичення його для безперервної і рівномірної подачі у випаровувач. Ресивер являє собою циліндричний посуд, на якому встановлено вихідний патрубок з вентилями. Ресивер забезпечений оглядовим склом для спостереження за кількістю холодоагенту. Місткість ресивера



обирається із розрахунку заповнення його холодоагентом при роботі установки на 3/4 об'єму. Розташовується ресивер звичайно поблизу конденсатора, переважно горизонтально з невеликим нахилом у бік випускного патрубка.

На FAL-056/7 ресивер ємністю 16 кг виконаний з алюмінієвого сплаву. Цей запас холодоагенту забезпечує надійну роботу холодильного агрегату. Два оглядові скла на ресивері призначені для перевірки рівня рідкого холодоагенту. Маса порожнього ресивера складає близько 10 кг, габаритні розміри 210×478 мм, робочий тиск 1,6 МПа. Ресивер випробовують водою під тиском 2,1 МПа та азотно-холодоновою сумішшю тиском 1,6 МПа.

Ресивер холодильної установки ВР виконаний у вигляді горизонтального циліндричної посудини з привареними плоским і сферичним днищами (рис. 3.9).

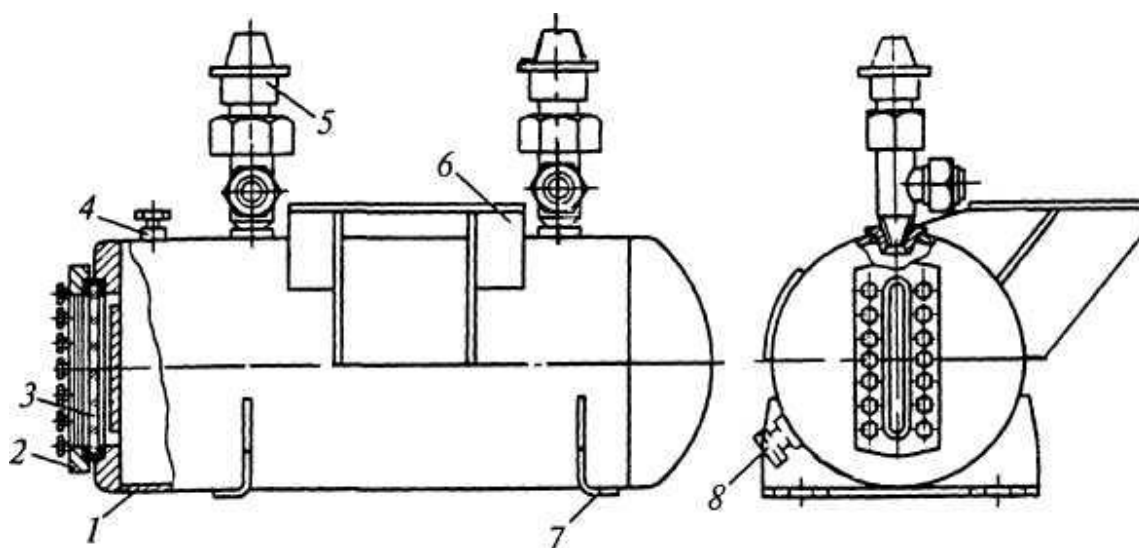


Рис. 3.9. Ресивер установки ВР-1

Сталевий корпус 1 діаметром 273 мм має чотири лапи 7 для кріплення до рами холодильної машини і кронштейн 6, на якому встановлюється електродвигун вентилятора конденсатора. У бобишки корпуса вкручені вхідний і вихідний кутові замочні вентиля 5; до вхідного вентиля підведена труба від конденсатора, до вихідного – від фільтра-осушника.

Повітря з внутрішньої порожнини ресивера видаляють через пробку 4. Рівень холодоагенту контролюють за оглядовим

рифленим склом 3, притиснутим болтами до корпусу кришкою 2 з гумовою і паронітовою прокладками. Ємність ресивера 30 л.

Для захисту від неприпустимого підвищення тиску при високій зовнішній температурі служить запобіжна плавка пробка 5, вкручена в бобишку нижньої частини корпусу. Після виготовлення або ремонту ресивер випробовують на міцність водою тиском 1,9 МПа і на герметичність повітрям тиском 1,5 МПа.

Ресивер установки МАВ-II (рис. 3.10) являє собою металевий посуд зварної конструкції, що працює під тиском 1,8 МПа. Він може вміщати 34 л рідкого холодоагенту.

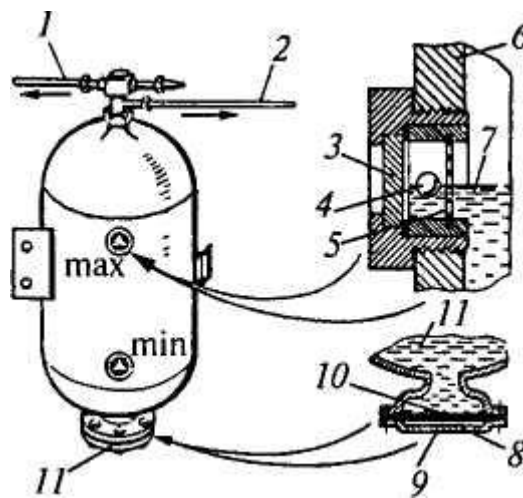


Рис. 3.10. Ресивер установки МАВ-II

Трубопровід 1 сполучає ресивер з терморегулюючим вентилем, а трубопровід 2 з розвантажувальним пристроєм компресора. Мірні стекла 3 на корпусі 6 ресивера призначені для контролю рівня хладону (позиція 7) в системі. Враховуючи безбарвність хладону R 12 і пов'язані з цим труднощі, які можуть виникнути при визначенні його рівня, за склом 3 поміщена кулька 4 з легкого матеріалу. Щоб кулька не "спливала" в ресивер, встановлена сітка 5.

У нижній частині ресивера знаходиться запобіжний клапан 11 мембранного типу. Він захищає холодильну установку від аварійного тиску. Якщо воно перевищить 2,5 МПа, мембрана 10 лопається і холодильний агент виходить в атмосферу через отвір 8 у кришці 9. Щоб відновити запобіжний клапан, мембрану замінюють.

**Фільтр-уловлювач сміття** (механічний фільтр) призначений для захисту компресора від попадання окалини та інших забруднень. У циліндричному металевому корпусі фільтра є штуцери для входу і виходу пари холодильного агенту. Ці штуцери розташовані під прямим кутом один до одного. Всередину корпусу вставлена подвійна металева сітка з дрібними осередками. Забруднену сітку виймають для промивання, знявши глуху кришку на торці корпусу. У багатьох вертикальних компресорів уловлювачі сміття монтуються у всмоктувальному колекторі.

У холодильній установці FAL-056/7 механічний фільтр розташований у рідинному трубопроводі на виході з ресивера. У латунному корпусі 1 (рис. 3.11) поміщена сітчаста вставка 3, закріплена пробкою 5 з ущільнювальною прокладкою 4.

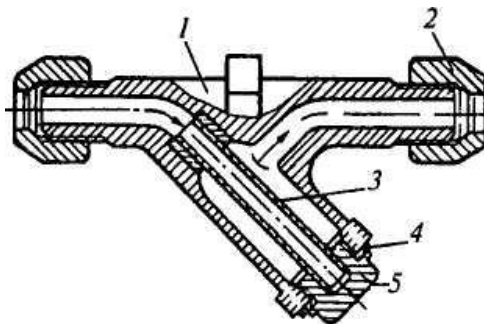


Рис. 3.11. Механічний фільтр

Мідні трубопроводи кріпляться двома накидними гайками 2. Стрілка на корпусі фільтра вказує напрям потоку холодоагенту.

У холодильному агрегаті FAL-056/7 на рідинному трубопроводі перед рідинним магнітним вентилям паралельно встановлені два **фільтри-осушники** типу C12-120.

Фільтр-осушник C12-120 (рис. 3.12) призначений для поглинання вологи, що міститься в холодоагенті, а також для його очищення від механічних домішок. Фільтр-осушник складається з циліндричного корпусу 2, заповненого особливою речовиною, яка активно поглинає вологу — цеолітом 1. Цеоліт (синтетичний силікат алюмінію) складається з кристалічних піщинок, з'єднаних між собою. У верхню частину корпусу фільтра-осушника вкручується патрубок 6, який через натискну пружину 5 і натискну таріль 4 ущільнює цеоліт. У нижню

частину корпусу фільтра вкручується патрубок з фільтруючим конусом 3, який є ефективним фільтруючим елементом для уловлювання механічних частинок.

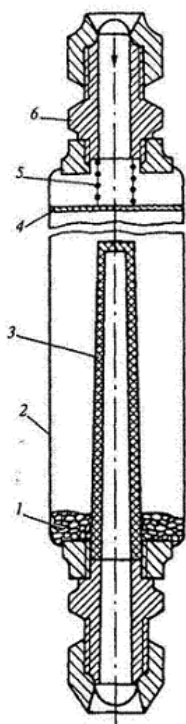


Рис. 3.12. Фільтр-осушник С12-120

Фільтри-осушники встановлюють вертикально стрілкою вниз, нанесеною на корпусі. Кріпляться вони на рідинному трубопроводі накидними гайками М18×1,5.

Новий фільтр-осушник з обох боків закривається заглушками і заповнюється азотом. При послабленні однієї із заглушок повинен бути чутний шиплячий звук азоту, що виходить. Це свідчить про справність фільтра-осушника.

Насичені вологою або забруднені фільтри-осушувачі слід замінити новими. При насиченні фільтри-осушники та неможливості подальшого поглинання ним вологи з системи може відбутися замерзання терморегулюючого вентиля.

Стан вологості холодоагенту визначається за оглядовим склом з інди-

катором вологи, що встановлюється після фільтра-осушника. Залежно від вмісту вологи в холодоагенті після фільтра-осушника змінюється колір індикаторного паперу, поміщеного в корпусі з боку оглядового скла. Зміна кольору індикатора залежить також від температури холодоагенту. Ознакою забруднення фільтра-осушника і підвищення унаслідок цього опору проходження холодоагенту через нього є зниження температури випаровування; при цьому рідинний трубопровід перед ТРВ стає холоднішим, ніж трубопровід перед фільтром-осушником.

Сітчастий фільтр установки ВР (рис. 3.13) розміщений на рідинній лінії між ресивером і електромагнітним вентиляем. Корпус 5 виготовлений із сталеві труби діаметром 89 мм з привареною кришкою 9 і фланцем. У кришці є бобишка для трубопроводу, що підводить; відводиться холодоагент через бобишку у верхній частині корпусу.

У корпусі розташовані фільтр 6 із сталевого перфорованого листа завтовшки 0,5 мм, обгорнутого технічним сукном і латунною сіткою з чарунками 0,56 мм, а також гільза, осушник 4, який складається із сталеві обичайки з отворами 3, кільця 1 і сітки 2 по торцях.

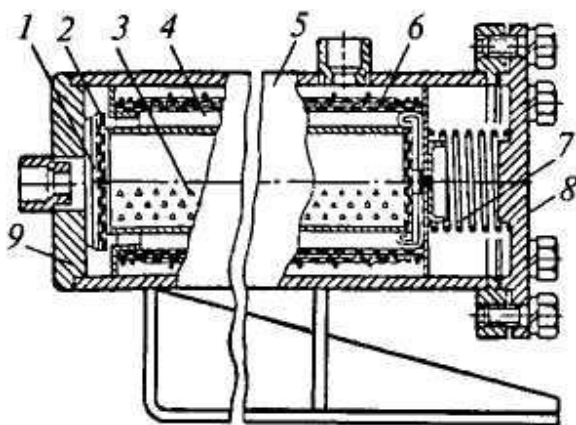


Рис. 3.13 Фільтр-осушник

Всередину гільзи засипають 200 г цеоліту. Пружина 7, що спирається на кришку 8, утримує фільтр у зібраному стані. Для кріплення до рами холодильної машини передбачений кронштейн. Зібраний фільтр-осушник випробують під водою хладонном R12 тиском 1,2 МПа.

Фільтр-осушник в установці МАВ-ІІ такий ж за конструкцією, як в холодильно-нагрівальній установці FAL-056/7 (рис. 3.12).

**Теплообмінювач** (рис. 3.14) призначений для перегріву пари холодоагенту, що відсмоктується з випаровувача в компресор, і переохолодження рідкого холодоагенту перед регулюючим вентиляем.

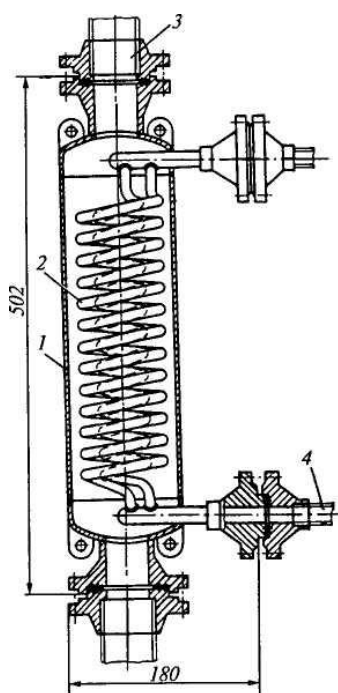


Рис. 3.14 Теплообмінювач

Теплообмінювач являє собою сталевий циліндр 1 з сферичними днищами, усередині якого розташований змійовик 2 з мідної труби. Рідкий холодоагент з конденсатора поступає по трубці 4, проходить по змійовику і, зустрічаючись з холодною парою, що надходить з випаровувача через патрубок 3, дещо охолоджується, що сприяє більш економічній роботі установки. Теплообмінювач розташовується усередині вагона або під вагоном та ізолюється від зовнішнього середовища.

У холодильній установці ВР він виготовлений із сталевій труби діаметром 108 мм, до якої приварені два сферичні днища і лапи для кріплення до рами холодильної машини. Холодоагент надходить у змійовик 2 через патрубок у нижній частині та виходить через штуцер. Змійовик виконаний з мідної труби діаметром 20 мм і має 22 витки. Суміш пари і рідини холодоагенту після випаровувача надходить через патрубок денця всередину апарата, омиває змійовик і всмоктується компресором з протилежного патрубка. Робоча поверхня теплообмінника  $0,3 \text{ м}^2$ , швидкість хладону R12 у змійовику  $0,8-1,0 \text{ м/с}$ , пари –  $8-10 \text{ м/с}$ .

**Віддільник краплин.** Під час роботи установки кондиціонування повітря стінки змійовика повітроохолоджувача мають температуру значно нижче за температуру повітря, що проходить крізь нього, тому на поверхні трубок конденсується волога, що міститься в повітрі. Краплі конденсату можуть здуватися з ребер і змійовика охолоджувача і потрапляти у вентиляційний канал. В установках кондиціонування повітря купейних вагонів для уловлювання вологи передбачений спеціальний віддільник краплин (елімінатор). У пасажирських вагонах, побудованих за часів СРСР у Німеччині, елімінатор, наприклад, складається з 40 хвилеподібних сталевих пластинок 1 (рис. 3.15), насаджених з дистанційними втулками 3 на стягнутий болт 4 і вертикально розташованих за змійовиками повітроохолоджувача.

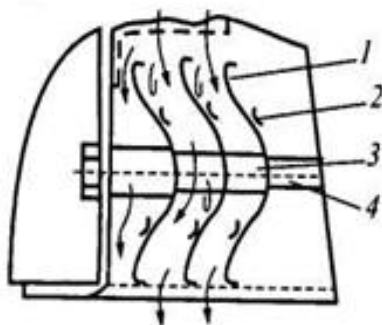


Рис. 3.15. Віддільник краплин

Краплі конденсату, які захоплюються повітряним потоком, під дією інерції зберігають прямолінійний рух, налітають на пластинки з привареними до них ребрами 2 і стікають вниз. Щоб видалити накопичену воду, яка стікає з пластин елімінації, під повітроохолоджувачем встановлений сталевий піддон.

Вода із змійовика та пластин елімінації потрапляє в піддон та по трубці витікає під вагон.

**Зворотний клапан** (рис. 3.16) пропускає потік газоподібного холодильного агенту лише в одному напрямі.

Таким чином не допускається надходження холодильного агенту під час пуску холодильної установки з конденсатора у всмоктувальну порожнину компресора. Таким чином компресор розвантажується при пуску.

Під час пуску (соленоїдний вентиль на байпасній лінії відкритий) клапан 2 закривається за рахунок різниці тиску і перешкоджає проходженню холодильного агенту з конденсатора у байпасну лінію.

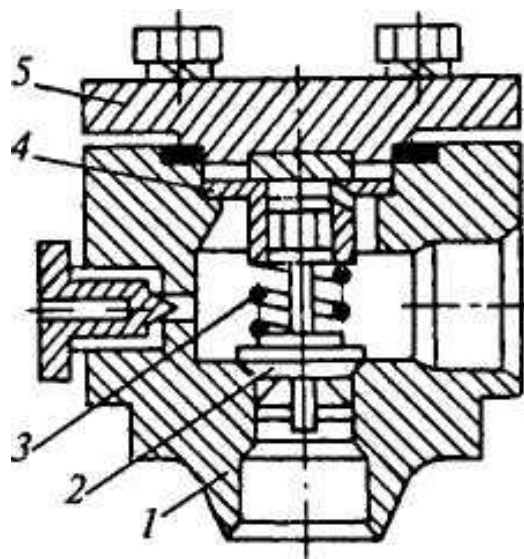


Рис. 3.16. Зворотний клапан

Клапан 2 працює у спеціальних напрямних 4 і притискається до сідла пружиною 3. У корпусі 1 з кришкою 5 передбачена пробка для випускання повітря з системи.

Трубопроводи холодильної установки виготовляють з мідних труб з можливо меншою кількістю з'єднань. Труби великого діаметра сполучають фланцями з прокладками з пароніту, просоченого гліцерином. Труби невеликого діаметра можуть з'єднуватися на різьбленні за допомогою накидних гайок. Для цього трубу відбортовують під кутом  $45^\circ$  та відбортований кінець притискають гайкою до штуцера. Якщо за умовами монтажу роз'єднання не потрібне, труби малого діаметра спаюють.

**Запірна арматура.** У холодильних установках застосовують кутові прохідні вентиля. Прохідний вентиль (рис. 3.17)

складається з латунного корпусу 1 і кришки 3, яка притискається гайкою 2.

Між корпусом і кришкою затиснута мембрана 7, що відокремлює внутрішню порожнину вентиля від зовнішнього середовища (атмосфери). При обертанні маховика 4 за годинниковою стрілкою головка шпінделя 5 через п'ятник 6 натискає на мембрану, яка у свою чергу діє на шток 9, що перекидає прохідний отвір вентиля. При відкриванні вентиля пружина 8 піднімає шток вгору, звільняючи канал для проходження холодильного агента. Якщо мембрана вийде з ладу, то витіку холодоагенту запобігають повним відкриттям вентиля – у цьому випадку верхня конусна частина головки шпінделя щільно притискається до кришки. Трубопроводи сполучають з вентиляем накладними гайками 10.

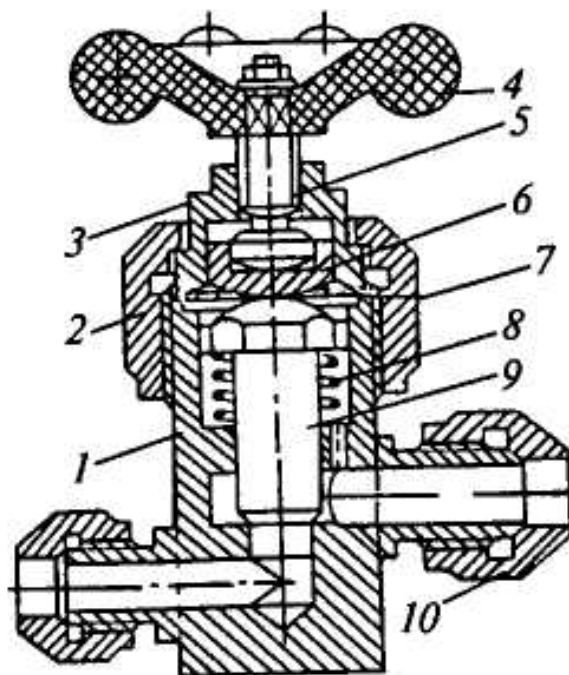


Рис. 3.17. Мембранний прохідний вентиль

**Кутовий вентиль для заправки холодоагентом установки FAL-056/7 є одночасно замковим і заправним вентиляем. Він розміщується між ресивером і фільтрами-осушниками і виведений під агрегат з боку торця електроапаратного ящика. Кутовий вентиль (рис. 3.18) має шпindel для закривання вентиля із захисним ковпачком.**



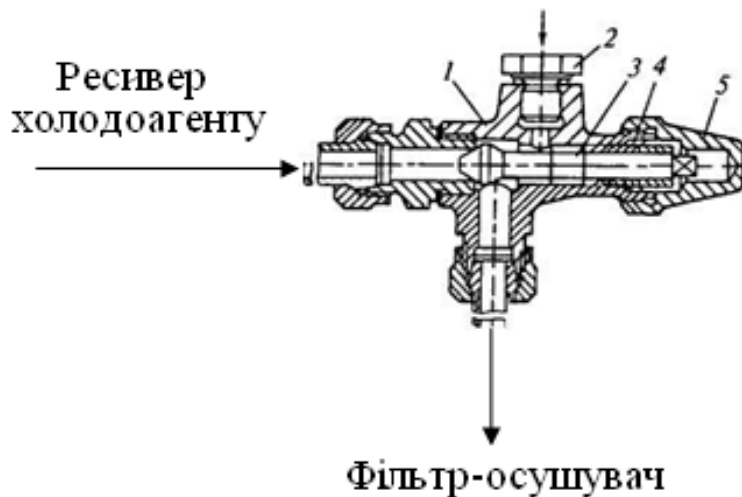


Рис. 3.18. Кутовий вентиль для заправки холодоагентом:  
 1 – корпус; 2 – запірний болт;  
 3 – шпindelь; 4 – сальник; 5 – захисний ковпачок

Ущільнення шпинделя сальникове. Для заправки холодоагенту на ньому передбачено різьбовий отвір, до якого пригвинчується заповнювальний патрубок від балона з холодоагентом. Після заправки різьбовий отвір кутового вентиля закривається запірним болтом. При обертанні шпинделя вправо до упору (закриття) відбувається перекриття ресивера від системи циркуляції холодоагенту (наприклад, для відсмоктування хладону з системи, тобто його збирання в ресивер); заправка холодоагенту в систему.

При обертанні шпинделя вліво до упору (відкриття) відбувається відкриття системи циркуляції холодоагенту (одночасно заповнювальний патрубок закритий).

При середньому положенні шпинделя (за два обороти до упору) здійснюється заправка холодоагенту в систему, а також перевірка системи на щільність та вакуумування.

**Кутовий вентиль** (рис. 3.19) призначений для заправки компресора мастилом та його заміни у разі необхідності, а також у випадках проведення ремонтних робіт на холодильному агрегаті.

Він встановлений збоку на картері компресора і складається з корпусу 3, шпинделя 4 з сальниковим ущільненням 5, захисного ковпачка 2 і накидної гайки 1 М12×1,5 для підключення патрубку шланга для заправки мастилом.

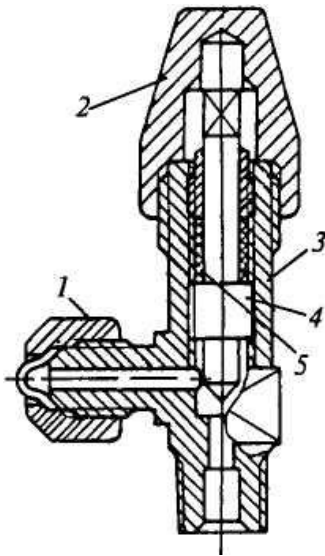


Рис. 3.19. Кутовий вентиль для заправки мастилом

Ручний запірний вентиль є безсальниковим прохідним вентиляем і встановлюється перед ресивером. Він складається з корпусу, букси, в якій розміщені шпindel, діафрагми, клапана і пружини. Порожнина корпусу відокремлена від букси діафрагмою, чим досягається висока щільність такого типу безсальникових вентилів.

Прохідний замковий вентиль впаюється в нагнітальний трубопровід.

Сталевий корпус кутового вентиля (рис. 3.20, а) складається з двох частин. Це зроблено для зручності збору.

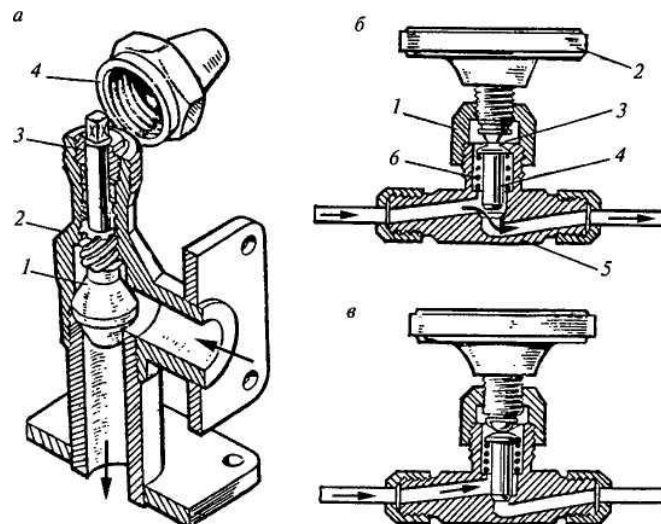


Рис. 3.20. Запірні вентиля установки МАВ-II:  
а) кутовий вентиль у закритому положенні;  
б) мембранний вентиль відповідно у відкритому та закритому положеннях

Клапан 1 має форму двох усічених конусів, похилі поверхні яких є замикаючими. Якщо повертати шток за годинниковою стрілкою за хвостовик, то клапан, опускаючись вниз, упреться в сідло і перегородить шлях холодильного агенту. Щоб холодоагент не просочувався по різьбленню назовні, вставлено набивальне кільце ущільнювача, що притискується зверху втулкою.

Якщо необхідно відкрити вентиль, то повністю вигвинчується хвостовик клапана проти годинникової стрілки. У цьому випадку головка щільно притиснеться до верхнього сідла і буде додаткова гарантія, що витіку холодильного агенту в місці виходу штока з корпусу не відбудеться. Маховичок на вентилі відсутній. Щоб не пошкодити набивальне кільце ущільнювача, необхідно перед поворотом хвостовика клапана ослабити за допомогою ключа втулку 3, а після повороту загорнути її повністю. Квадратна частина штока захищається захисним ковпачком 4, який нагвинчується на корпус 2.

Для вимикання манометрів використовуються вентиля мембранного типу. У них мембрана 3 (рис. 3.20, б) ізолює нижню клапанну частину від верхньої силової. Поворотна пружина 6 при відкритому положенні вентиля утримує клапан 4 в підведеному положенні, що забезпечує вільне проходження газоподібного або рідкого хладону по каналах корпусу 5. Для закриття вентиля маховик 2 угвинчують вниз до упору. При цьому мембрана прогинається і сферичний кінець стрижня маховика, долаючи зусилля пружини, притискає клапан до сідла. Краї мембрани герметично притиснуті до корпусу вентиля накидною гайкою 1.

Мембранний вентиль за конструкцією дещо складніше за кутовий, він відрізняється надійністю і практично не вимагає відмов.

Вентилятори підбирають за необхідною витратою повітря і натиску. Натиск, що розвивається вентилятором, повинен бути достатнім для подолання всіх опорів у всмоктувальній і нагнітальній повітряній мережі і компенсації втрат динамічного тиску при виході повітря з мережі в атмосферу. Опір мережі складається з опору тертя об стінки труб, повітропроводів, а також місцевих опорів (вигини, зміна перетинів, відгалуження та ін.).

## Контрольні запитання

1. Призначення теплообмінних апаратів холодильних установок?
2. Роль теплообмінних апаратів у забезпеченні необхідних енергетичних і техніко-економічних показників холодильних машин?
3. Особливості роботи та конструкції теплообмінних апаратів холодильних машин рухомого складу?
4. Призначення конденсаторів холодильних машин?
5. Класифікація конденсаторів холодильних машин?
6. Які матеріали використовуються для виготовлення труб та ребер конденсаторів холодильних машин рухомого складу?
7. Мета теплового розрахунку конденсаторів?
8. Будова та технічні характеристики конденсатора холодно-опалювальної установки FAL-056/1
9. Будова та технічні характеристики конденсатора установки кондиціонування повітря МАБ-П.
10. Призначення випаровувача холодної машини?
11. Мета теплового розрахунку випаровувача?
12. Будова та технічні характеристики випаровувача холодно-опалювальної установки 5-вагонної секції ZB-5?
13. Будова та технічні характеристики повітроохолоджувача установки ВР?
14. Будова та технічні характеристики повітроохолоджувача установки кондиціонування повітря МАБ-П?
15. Призначення допоміжних апаратів холодильних установок?
16. Призначення ресиверів холодильних машин?
17. Призначення механічного фільтра?
18. Призначення фільтра-осушувача?
19. Призначення теплообмінювача?
20. Призначення зворотного клапана?
21. Призначення та види запірної арматури?

## 4. Двоступінчасті холодильні машини

### 4.1. Причини й умови переходу на двоступінчасте стиснення

Збільшення ступеня підвищення тиску робочого тіла в компресорі при пониженні температури кипіння або при підвищенні температури конденсації, що викликається умовами експлуатації, призводить до погіршення енергетичної ефективності холодильної машини. Основна причина такого погіршення обумовлена збільшенням часу роботи за рахунок погіршення об'ємних і енергетичних показників компресора.

Зростання втрат від дроселювання найбільше впливає на зниження ефективності машини при зростанні ступеня підвищення тиску. У цьому випадку пара, що утворюється при дроселюванні, не забезпечує процес охолодження у випаровувачі, оскільки наявність парової фази на початку пароутворення погіршує теплообмін при кипінні. Це знижує холодопродуктивність машини. Теплотехнічне вдосконалення парових компресорних машин, розрахованих на роботу з високим ступенем підвищення тиску, може бути забезпечено переходом до багатоступінчастого стиснення з проміжним охолодженням робочого тіла між ступенями і багатократним його дроселюванні. Підвищення холодильного коефіцієнта забезпечує підвищення питомої холодопродуктивності та зниження циклової роботи за рахунок проміжного охолодження гарячої пари холодоагенту.

Також при зростанні перепаду тиску в циліндрі компресора ( $\Delta P = P_k - P_0$ ) зростають динамічні навантаження на деталі робочого механізму (на шатунно-поршневу групу і колінчастий вал), що знижують надійність і довговічність машини.

Збільшення температури пари холодоагенту в кінці стиснення може порушити роботу системи змащування компресора.

Відповідно при ступені перевищення тиску  $P_k/P_0 \geq 9$ , а також для аміачних машин при різниці  $P_k - P_{0k} \geq 1,2$  МПа, а для холодильних машин, які працюють на хладачах (або їх заміниках)  $P_k - P_0 \geq 0,8$  МПа переходять на двоступінчасте стиснення холодоагенту.

Перехід до багатоступінчастого стиснення вимагає техніко-економічного обґрунтування, оскільки поліпшення енергетичної ефективності в цьому випадку пов'язано з суттєвими змінами конструкції холодильної машини, збільшенням її габаритів, маси і вартості. У сучасних парових компресорних машинах підбором відповідних холодоагентів або їх сумішей, а також створенням компресорів спеціальної конструкції число ступенів стиснення обмежують двома.

Конструктивно найбільш простими виявляються машини з одноразовим дроселюванням та двоступінчастим підвищенням тиску при повному або неповному проміжному охолодженні.

#### 4.2. Принципова схема двоступінчастої холодильної машини

Принципова схема двоступінчастої ПКХМ наведена на рис. 4.1.

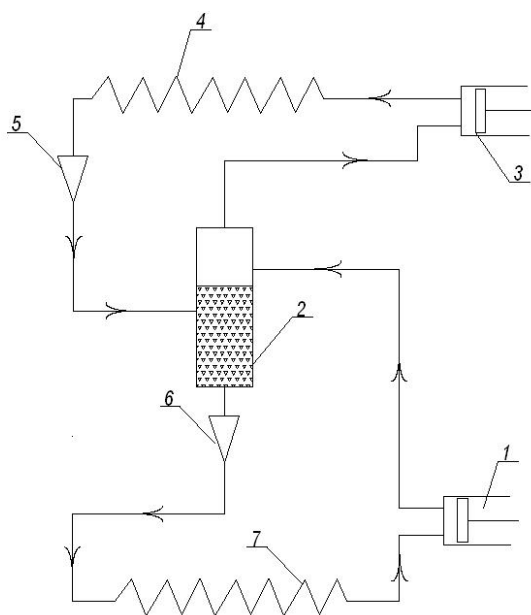


Рис. 4.1. Принципова схема двоступінчастої ПКХМ:  
 1 – компресор низького тиску; 2 – проміжна посудина;  
 3 – компресор високого тиску; 4 конденсатор;  
 5 – ТРВ 1 (терморегулюючий вентиль); 6 – ТРВ 2;  
 7 – випаровувач

Компресор низького тиску 1 (КНТ) відсмоктує пару холодоагенту з випаровувача. Таким чином, у випаровувачі

створюється тиск, який залежить від необхідної температури кипіння холодоагенту. Компресор високого тиску 3 (КВТ) стискає пару холодоагенту до тиску конденсації та нагнітає її у конденсатор. Щоб зменшити витрати роботи на привід електродвигуна компресора та отримати достатньо низку температуру холодоагенту на виході з компресора високого тиску, пара холодоагенту охолоджується у проміжній посудині. Там підтримується проміжний тиск

$$P_{\text{пр}} = \sqrt{P_{\text{к}} \cdot P_0}, \quad (4.1)$$

де  $P_{\text{к}}$  – тиск конденсації;

$P_0$  – тиск кипіння холодоагенту у випаровувачі.

Цей тиск  $P_{\text{пр}}$  являє собою одночасно тиск на виході з компресору низького тиску та тиск на вході (всмоктуванні) в компресор високого тиску.

Після стиснення у КНТ гаряча пара холодоагенту надходить у проміжний посуд, в якому вже знаходиться рідкий холодоагент. Температура кипіння пари холодоагенту у проміжній посудині (яка залежить від проміжного тиску  $P_{\text{пр}}$ ) буде нижчою за температуру пари, що надходить з КНТ. Тому гаряча пара холодоагенту буде джерелом тепла, за рахунок якого буде підтримуватися процес кипіння у проміжній посудині. Охолоджена пара холодоагенту відсмоктується з проміжного посуду компресором високого тиску (КВТ), де стискається до тиску конденсації і надходить у конденсатор. На виході з конденсатора ми отримуємо рідкий холодильний агент з температурою близькою до температури навколишнього середовища.

Порожнини конденсатора та проміжної посудини розділені терморегулюючим вентилем 1, при проходженні якого тиск зменшується до  $P_{\text{пр}}$ . Відносно умов у проміжній посудині рідина буде перегрітою, тому перегрітий конденсат кипить та розділяється на дві фракції: пара і рідина. Пара відсмоктується КВТ, а рідина дрослюється через ТРВ 2 у випаровувач. Аналогічно, рідкий холодильний агент відносно до умов у випаровувачі буде перегрітим і знов розподіляється на дві

фракції: пара і рідина. Пара відсмоктується КНТ, а тепло для підтримання процесу утворення пари буде відніматися у приміщення, яке охолоджується (як у звичайній одноступінчастій ПКХМ).

Двоступінчасте стиснення можна здійснити в одному компресорі, який має циліндр низького тиску (перший ступінь) і циліндр високого тиску (другий ступінь).

У циклі двоступінчастих машин пара стискається від тиску кипіння  $P_0$  до тиску конденсації  $P_K$  послідовно двома ступенями. Між ступенями стиснення пара охолоджується водою або рідким холодоагентом.

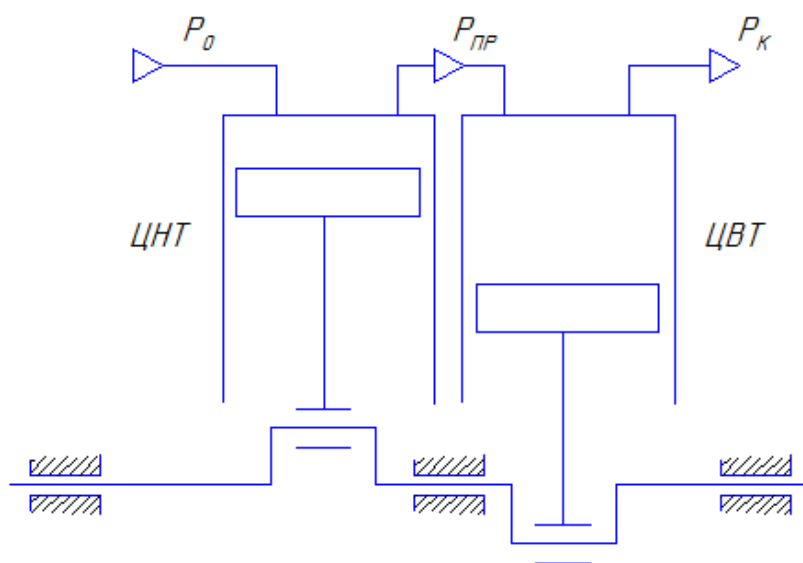


Рис. 4.2. Схема компресора двоступінчастого стиснення:  
ЦНТ – циліндр низького тиску (перший ступінь стиснення);  
ЦВТ – циліндр високого тиску (другий ступінь стиснення)

Пару після першого ступеня стиснення не вдається охолодити водою до температури насиченості, відповідно до проміжного тиску, і таке охолодження називається неповним проміжним.

Охолодження пари між ступенями стиснення до стану насиченості називають повним проміжним охолодженням. Для здійснення повного проміжного охолодження використовують рідкий холодоагент.



### 4.3. Схема і цикл двоступінчастої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням

Двоступінчата холодильна машина (рис. 4.3) з неповним проміжним охолодженням працює таким чином. Рідина з конденсатора дроселюється через  $ТРВ_1$  до проміжного тиску  $P_{пр}$ . Пара і рідина потрапляють у проміжну посудину  $ПС$ . Частина рідини направляється у випаровувач високого тиску  $В_1$ , а інша частина – у терморегулюючий вентиль  $ТРВ_2$ , де дроселюється до тиску у другому випаровувачі  $P_2$  та кипить при низькому тиску.

Пара, отримана у випаровувачі низького тиску, надходить у циліндр низького тиску, стискається до проміжного тиску  $P_{пр}$  та виштовхується у проміжний охолоджувач  $ПО$ , де охолоджується водою або повітрям.

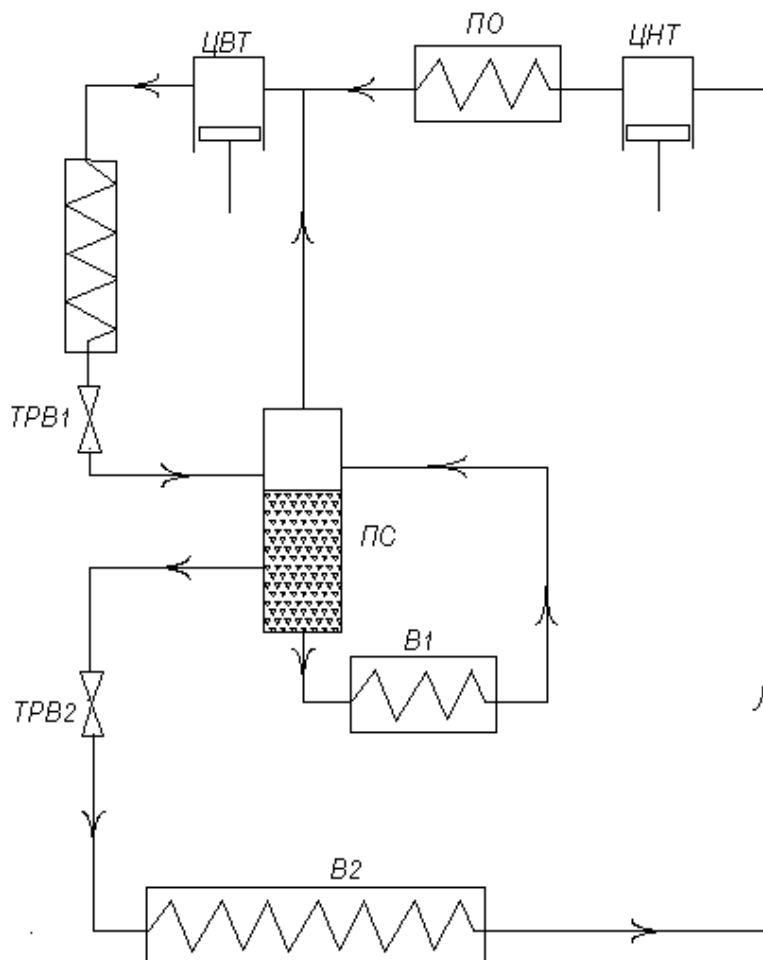


Рис. 4.3. Схема двоступінчастої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням

Далі пара надходить у циліндр високого тиску (ЦВТ), де стискається до тиску в конденсаторі. Одночасно у циліндр високого тиску надходить пара з проміжної посудини. З ЦВТ перегріта пара проходить у конденсатор, де перетворюється у рідину.

#### 4.4. Схема і цикл двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням

На практиці частіше застосовуються схеми двоступінчастого стиснення з повним проміжним охолодженням (рис. 4.4).

Відмінністю даної схеми є те, що пара холодоагенту після проходження проміжного охолоджувача ПО спочатку надходить у проміжний посудина ПС, а вже потім у циліндр високого тиску. Повне проміжне охолодження перегрітої пари в цьому випадку здійснюється за рахунок теплоти пароутворення рідини, яка частково переходить у пару в проміжному посудині.

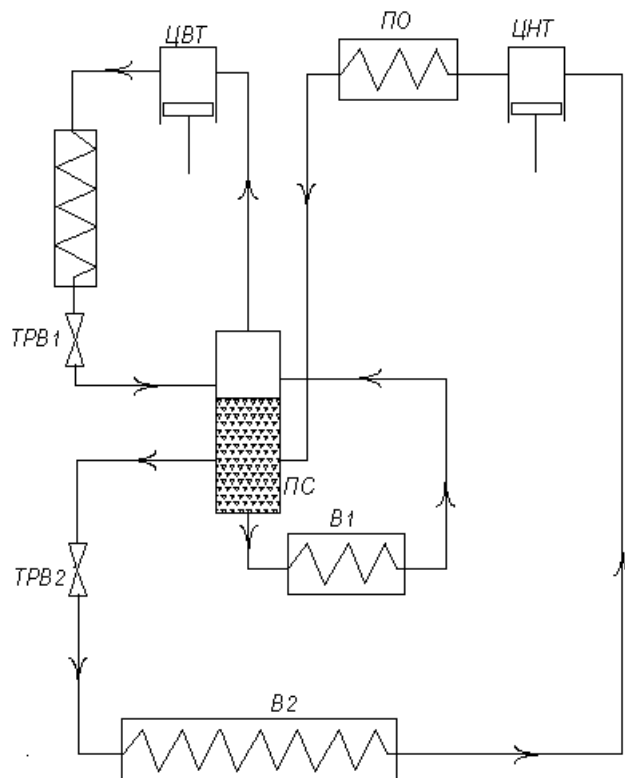


Рис. 4.4. Схема двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням

Цикл двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням у  $lgP - i$  координатах наведено на рис. 4.5.

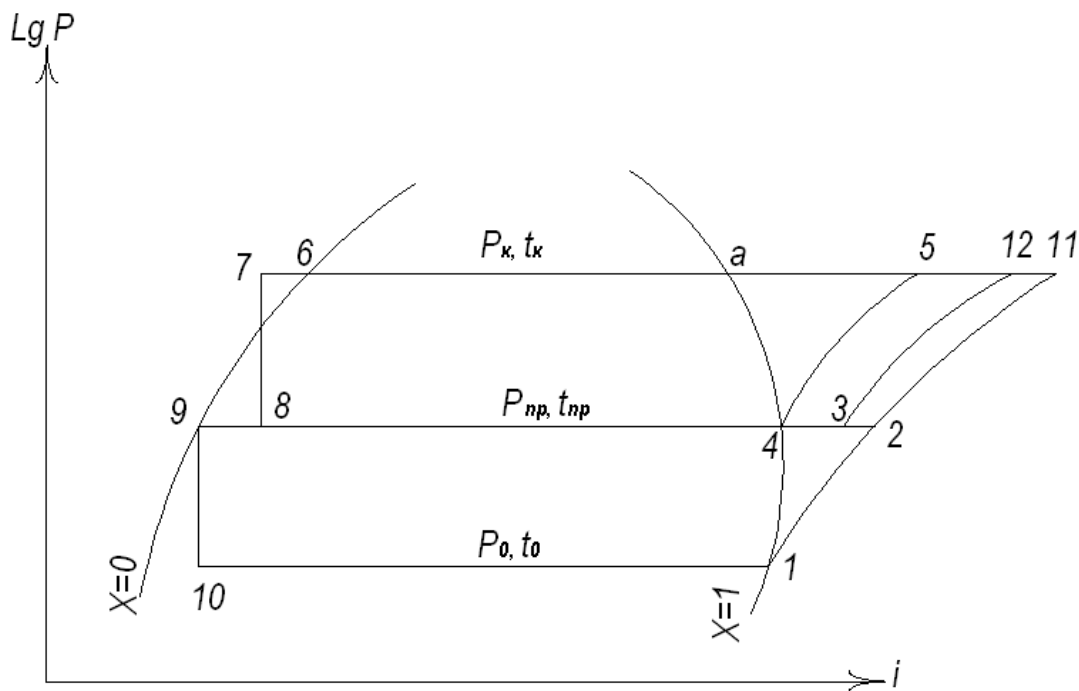


Рис. 4.5. Цикл двоступінчастої холодильної машини з повним проміжним охолодженням в  $PI$  координатах

Лінія (1 – 2) – адіабатний процес стиснення холодоагенту в КНТ від  $P_0$  до  $P_{пр}$ .

Лінія (2 – 3) – ізобарний процес охолодження пари у проміжному охолоджувачі.

Лінія (3 – 4) – ізобарний процес подальшого охолодження пари у проміжному посуді.

Лінія (4 – 5) – адіабатний процес стиснення холодоагенту в КВТ від  $P_{пр}$  до  $P_k$ .

Лінія (5 –  $a$ ) – охолодження пари в конденсаторі.

Лінія ( $a$  – 6) – конденсація пари в конденсаторі.

Лінія (6 – 7) – переохолодження холодильного агента перед  $ТРВ_1$ .

Лінія (7 – 8) – дроселювання рідкого холодильного агента через  $ТРВ_1$ .

Лінія (8 – 9) – проміжне відокремлення рідини від пари у ПС.

Лінія (9 – 10) – дроселювання рідкого холодильного агенту через ТРВ<sub>2</sub>.

Лінія (10 – 1) – кипіння рідкого холодильного агенту у випаровувачі.

Лінія (1 – 11) характеризує процес одноступінчастого стиснення пари холодоагенту.

Лінія (3 – 12) характеризує стиснення пари у ЦВТ при неповному проміжному охолодженні.

При розрахунку двоступінчастої холодильної машини визначають кількість холодоагенту, що проходить через КНТ та КВТ, та індикаторну потужність обох ступенів стиснення.

Холодопродуктивність одного кілограма пари холодоагенту у випаровувачі низького тиску, кДж/кг,

$$q_{\text{нт}} = i_1 - i_{10} = i_1 - i_9. \quad (4.2)$$

Холодопродуктивність одного кілограма пари холодоагенту у випаровувачі проміжного тиску, кДж/кг,

$$q_{\text{пр}} = i_3 - i_8 = i_3 - i_7. \quad (4.3)$$

Теплове навантаження на конденсатор з переохолоджувачем, кДж/год,

$$Q_{\text{к.п}} = G_x \cdot q_{\text{к.п}} = G_x \cdot (i_5 - i_7). \quad (4.4)$$

Витрати роботи на стиснення 1 кг при холодоагенту у ЦНТ, кДж/кг,

$$Al_{\text{цнт}} = i_2 - i_1. \quad (4.5)$$

Витрати роботи на стиснення 1 кг при холодоагенту у ЦВТ, кДж/кг,

$$Al_{\text{цвт}} = i_5 - i_4. \quad (4.6)$$

Повна кількість холодильного агенту проходить лише через циліндр високого тиску, конденсатор, переохолоджувач та перший терморегулюючий вентиль.

Кількість холодоагенту, який циркулює в системі, кг/год,

$$G_x = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}} + \frac{Q_{\text{нт}}}{q_{\text{нт}}} \cdot \frac{i_2 - i_9}{q_{\text{к.п}}}. \quad (4.7)$$

Кількість холодоагенту, який проходить через випаровувач низького тиску, кг/год,

$$G_{x_{\text{нт}}} = \frac{Q_{\text{нт}}}{q_{\text{нт}}} = G_x (1 - r - f)(1 - X_1), \quad (4.8)$$

де  $r$  – частка рідкого холодильного агента для випаровувача проміжного тиску;

$f$  – частка рідини, що використовується для охолодження пари із ЦВТ в проміжному посуді;

$X_1$  – вміст пари.

Кількість холодоагенту, який проходить через випаровувач проміжного тиску, кг/год,

$$G_{x_{\text{нт}}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}}. \quad (4.9)$$

За відсутності випаровувача проміжного тиску, що досить часто зустрічається на практиці,  $r = 0$ .

Витрати роботи компресора низького тиску

$$AL_{\text{цнт}} = G_{x_{\text{нт}}}(i_2 - i_1) \quad (4.10)$$

Витрати роботи компресора високого тиску

$$AL_{\text{цвт}} = G_{x_{\text{пр}}}(i_5 - i_4). \quad (4.11)$$

Холодильний коефіцієнт визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{AL_{\text{цнт}} + AL_{\text{цвт}}}. \quad (4.12)$$

## Контрольні запитання

1. Причини переходу на двоступінчате стиснення?
2. Умови переходу на двоступінчате стиснення?
3. Яким чином можливо здійснити двоступінчате стиснення?
4. Перерахуйте елементи принципової схеми двоступінчастої парокомпресійної машини з неповним проміжним охолодженням?
5. Як працює двоступінчаста холодильна машина з неповним проміжним охолодженням?
6. Перерахуйте елементи принципової схеми двоступінчастої парокомпресійної машини з повним проміжним охолодженням?
7. Як працює двоступінчаста холодильна машина з повним проміжним охолодженням?
8. Основні відмінності схеми та циклу двоступінчастої холодильної машини з неповним та повним проміжним охолодженням?
9. За якою формулою визначається холодильний коефіцієнт двоступінчастої холодильної машини?

## **5. Холодильні агенти**

### **5.1. Загальні вимоги до холодильних агентів холодильних машин рухомого складу**

Робоче тіло холодильної машини – холодильний агент (холодоагент) – по суті визначає енергетичні, техніко-економічні та експлуатаційні показники, а також конструктивні особливості машини певного типу.

Ідеальний холодоагент повинен забезпечити максимальну холодопродуктивність і ефективність холодильного циклу при дотриманні необхідних вимог. Теоретично в якості холодильних агентів можуть бути використані будь-які рідини, температура кипіння яких знаходиться в межах від +60 °С до 130 °С. Але фактично у холодильній техніці використовується близько десяти речовин. Це обумовлено багатьма досить жорсткими вимогами. Так, холодильні агенти повинні мати такі термодинамічні властивості: помірний тиск при температурах кипіння та конденсації, невеликий питомий об'єм та теплоємність, високу температуру пароутворення, високий коефіцієнт теплопровідності.

Крім того, вони повинні бути хімічно стабільними у всьому робочому діапазоні температур, мати високу критичну температуру і низьку температуру замерзання, бути хімічно інертними щодо конструкційних матеріалів і мастил. Оптимальні конструктивні та енергетичні рішення по компресору і теплообмінних апаратах можуть бути реалізовані при невисокому рівні газової постійної, показника адіабати і динамічної в'язкості холодоагенту, а також при такому поєднанні теплофізичних властивостей холодильних агентів, які дозволяють забезпечити високі значення коефіцієнтів тепловіддачі.

Також холодильні агенти при використанні повинні не завдавати шкоди організму людини. Нарешті, вибір і застосування холодоагенту неможливі без урахування його екологічних властивостей, а також вартості.

Відомо, що всі речовини мають рідку і парову фази. Деякі речовини характеризуються високою температурою кипіння, тобто існують у вигляді пари тільки при нагріванні до високої температури або у вакуумі. Речовини, що мають низьку

температуру кипіння, знаходяться в пароподібному стані при кімнатній температурі та атмосферному тиску. Холодильні агенти, які набули найбільшого розповсюдження, належать до цієї категорії.

При знаходженні у відкритій судині рідкий холодоагент негайно почне бурхливо кипіти і перетворюватися на пару. Рідкий хладон R12 при атмосферному тиску кипить при температурі  $-29,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для процесу кипіння він поглинає достатню кількість тепла з судини та навколишнього повітря.

Холодоагент при випаровуванні поглинає таку кількість тепла, яка дорівнює кількості енергії, що необхідна для його перетворення з рідини в пару. Кожен кілограм холодоагенту поглинає таку кількість тепла, яка дорівнює його прихованій теплоті паротворення.

Як відомо, температура кипіння будь-якої рідини може бути підвищена або знижена залежно від величини тиску в судині, де вона знаходиться. Чим вищий тиск, тим вища температура кипіння, і навпаки, чим нижчий тиск, тим температура кипіння нижче. Таким чином, рідина може кипіти при низькій температурі, якщо вона знаходиться у вакуумі.

Критична температура пари – це температура, вище за яку пара не може бути перетворена на рідину незалежно від величини тиску. Якщо нагрівати пару до температури вище за критичну, рух молекул стає настільки інтенсивним, що тиск не може забезпечити між ними достатнього контакту для утворення крапель рідини. Тому для забезпечення фази зріджування в холодильному циклі холодоагенти необхідно використовувати при температурі нижче за критичну. Критичні температури деяких холодоагентів наведені у табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Критичні температури основних холодильних агентів

Холодоагент	R11	R12	R22	R502
Критична температура	198	112	96	90,1



Коли температура пари знижена, величина тиску, яка потрібна для здійснення процесу зріджування, зменшується. З цього можна зробити висновок, що для кожного значення температури нижче за критичну існує відповідний тиск, при якому відбувається зріджування холодоагенту.

Продуктивність будь-якого холодильного агрегату залежить від температури холодоагенту з боку високого і низького тиску системи. Прихована теплота паротворення холодоагенту, його тиск конденсації і кипіння також залежать від температури холодоагенту. Є певні стандарти для порівняння різних холодоагентів і холодильних агрегатів. У холодильній промисловості розроблені умови, відомі під назвою "стандартні". Вони характеризують різні точки холодильного циклу: температура кипіння  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; температура рідини перед терморегулюючим вентиляем  $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; температура всмоктування пари  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Використовуючи ці стандартні умови, можливо зробити правильні висновки при порівнянні будь-яких холодоагентів.

Тиск конденсації залежить від температури зріджування пари. У практичних умовах, якщо це можливо, бажано уникати високого тиску конденсації.

Холодоагент, який кипить при вакуумі, непрактичний через можливість проникнення повітря в систему. Повітря не конденсується і створює дуже високий тиск конденсації, що знижує ефективність холодильного агрегату. При використанні в установці холодоагенту з тиском кипіння вище за атмосферний тиск повітря не потрапляє в систему через нещільності.

У більшості випадків тиск у випаровувачі та з боку всмоктування системи однакові. Крім того, температура холодоагенту, що кипить, відповідає тиску у випаровувачі або з боку всмоктування системи.

Кількість тепла, яка потрібна для перетворення 1 кг рідини в пару при постійній температурі, називається прихованою теплотою пароутворення. Для перетворення 1 кг води в пару при  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  і атмосферному тиску вона повинна поглинути 2260 кДж тепла. Ця кількість тепла є прихованою теплотою пароутворення 1 кг води при атмосферному тиску.

Будь-який холодоагент при кипінні у випаровувачі повинен поглинути тепло з приміщення, що охолоджується, в такій кількості, яка дорівнює його прихованій теплоті паротворення. Коли холодоагент має високу приховану теплоту, він поглинає більше тепла, ніж холодоагент з нижчою прихованою теплою пароутворення. Таким чином, при використанні холодоагенту з високою прихованою теплою пароутворення можна застосовувати меншого розміру компресор, конденсатор і випаровувач.

Прихована теплота пароутворення рідини коливається залежно від температури і тиску, при яких відбувається кипіння. Вона збільшується при зменшенні температури і тиску.

## **5.2. Основні характеристики існуючих холодоагентів**

У сучасних холодильних машинах в якості холодоагентів використовують фторгалогенні похідні таких вуглеводнів, як метан, етан, пропан, бутан та їх суміші, а також аміак (парові компресорні машини). Також у якості носіїв холоду використовується повітря (повітряні холодильні машини) і розчини (абсорбційні холодильні машини). Перспективи вдосконалення енергетичних, конструктивних та експлуатаційних показників холодильних машин значною мірою пов'язують з розробленням і застосуванням нових "чистих" робочих тіл, а також сумішей холодоагентів з наперед заданими властивостями.

Холодоагенти мають уніфіковане умовне позначення – літеру R (від слова Refrigerant). У числовому індексі холодоагентів, які є фторгалогенними похідними насичених вуглеводнів, перша цифра відображає природу вуглеводневої основи речовини: 1 – для похідних метану, що одержали назву хладони; 11 – етану; 21 – пропану; 31 – бутану. До цих цифр індексу додають цифру, що визначає кількість атомів фтору в молекулі холодоагенту. За наявності в хімічній формулі холодоагенту атомів водню до першої цифри похідних метану і другої цифри похідних етану, пропану і бутану додають число, що відповідає числу незміщених атомів водню. Таким чином, в умовному позначенні хладонів остання цифра (число одиниць)

указує кількість атомів фтору в молекулі; передостання (число десятків) – число атомів водню, збільшене на одиницю; третя (число сотень) – число атомів вуглецю, зменшене на одиницю. Число атомів хлору, що входять у молекулу хладона, дорівнює числу атомів, які не дістають до його структурної хімічної формули  $C_n(H, Cl, F)_{2n+2}$ . При заміні атомів фтору атомами броду в умовне позначення холодоагенту після числового індексу ставлять літеру В.

Азеотропні суміші холодоагентів, тобто нероздільно киплячі однорідні (гомогенні) суміші, що практично не змінюють процентного складу холодоагентів при зміні агрегатного стану, в умовному позначенні одержали індекс 5. Неазеотропні суміші позначають назвою компонентів і їх масовими частками в суміші (у відсотках). При цьому в позначенні таких сумішей початкові холодоагенти розташовують у порядку підвищення нормальної температури їх кипіння. Так, суміш, що складається з 90 % R22 і 10 % R12, має умовне позначення R22/R12 (90/10).

Холодоагентум неорганічного походження (вода, аміак) надають числовий індекс, що дорівнює їх молекулярній масі, збільшеній на 700 (R718; R717).

Класифікацію холодоагентів проводять за тиском і пов'язаними з ними температурами кипіння при тиску 98,1 кПа (735,5 мм рт. ст.), що відповідає характерним температурним режимам роботи сучасних холодильних машин (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

Основні властивості холодильних агентів

Тип холодоагенту	Тиск конденсації при 30 °С, МПа	Нормальна температура кипіння при 98,1 кПа, °С
Високого тиску (низькотемпературні)	7-2	Ниже -60
Середнього тиску (середньотемпературні)	2-0,3	-60-10
Низького тиску (високотемпературні)	Менше 0,3	Вище -10

В якості основного холодильного агенту протягом багатьох років використовувався хладон R12 (дифтордихлорметан) – це зріджений під тиском безбарвний газ із слабким запахом вуглецю (прілих яблук). За нормальних умов він не горить і не вибухає, проте при температурах вище 400 °С та за відкритого полум'я розкладається, утворюючи високотоксичні речовини, зокрема фосген.

Фізико-хімічні властивості хладону R12 повинні відповідати таким вимогам: вміст нелетючого залишку – не більше 0,005 %; кислотність – не допускається (забарвлення індикатора не повинне змінюватися); сумарний вміст сторонніх газів за об'ємом – не більше 0,5 % (зокрема повітря або азоту 0,3 %); вміст води – не більше 0,0004 %.

Газоподібний хладон R12 важче за повітря в 4 рази. Густина сухої насиченої пари в 5-6 разів більше від густини пари аміаку, що обумовлює великі втрати тиску при циркуляції в системі. Для зменшення втрат знижують швидкість руху хладону R12 шляхом збільшення діаметра трубопроводів і прохідних перетинів клапанів. Менший, ніж в аміаку, тиск конденсації дозволяє виготовляти поршневі компресори з діаметром циліндра в 1,3 разу більше, ніж в аміачних. Тиск на поршень і шатун при цьому не зростає. Хладон R12 добре розчиняється в маслі, тому необхідно застосовувати спеціальні в'язкі мастила. Хладон R12 у воді практично не розчиняється; наявність нерозчиненої вологи в системі, заповненій цим холодоагентом, викликає корозію металу, а при замерзанні – утворення крижаних пробок, що виводять систему з ладу. Тому використання R12 вимагає ретельного осушення системи перед її заправкою холодоагентом. Зневоднений R12 хімічно нейтральний майже до всіх металів, окрім сплавів, що містять магній. Проте він здатний змивати з металевої поверхні окалину, а також розчиняти органічні речовини і лакові покриття, що призводить до засмічення системи. Відмінна риса R12 – висока текучість; він може проникати навіть через пори в чавунних і алюмінієвих виливках, що підвищує вимоги до якості металу та ущільнення системи.

Рідкий хладон R12 не проводить електричний струм. Коефіцієнти тепловіддачі у нього значно нижче, ніж в аміаку,

вартість – вище. Основні термодинамічні характеристики хладону R12 наведені у табл. Д.1.

Холодоагент R22 (дифторхлорметан) – газ із слабким запахом хлороформу, який не має кольору. Як і хладон R12, він не горить і не вибухає, проте він набагато токсичніший; розкладатися починає при температурі понад 550 °С. Розчинність води в R22 незначна, але вище, ніж в R12. За відсутності вологи R22 інертний практично щодо всіх металів. Має добрі термодинамічні властивості, близькі за робочим тиском і об'ємною холодопродуктивністю до характеристик аміаку. Нормальна температура кипіння при атмосферному тиску дорівнює -40,8 °С. Взаємна висока розчинність з мастилом має місце лише при температурах 70-120 °С. При пониженні температури до -10-20 °С можливе відділення мастила.

Коефіцієнт тепловіддачі у хладону R22 на 25-30 % вище, ніж у хладону R12; відповідно меншими можуть бути і теплообмінювачі. Наявність мастила погіршує теплофізичні параметри холодоагенту: нерозчинене мастило забруднює трубопроводи і порушує умови теплообміну при кипінні і конденсації. Крім того, суміші мастила та холодильного агента можуть хімічно взаємодіяти з кольоровими металами.

При високих температурах конденсації (табл. 5.2) R22 має значно більший тиск, ніж хладон R12 (у герметичних машинах до 2,1 МПа). З цієї причини він не дуже поширений на рефрижераторному рухомому складі.

Холодоагент R22 використовується в установках кондиціювання повітря і низькотемпературних холодильних машинах з температурами кипіння до -40 °С (при двоступінчастому стисненні до -70 °С) і конденсації до +55 °С. Вартість R22 вище за вартість R12.

Аміак – це газ, який не має кольору, з різким запахом. Він токсичний та вибухонебезпечний, слабо розчиняється в мастилі, але інтенсивно поглинається водою. Щодо чорних металів і алюмінію аміак інертний, але інтенсивно руйнує мідь і її сплави (окрім фосфорної бронзи). Аміак істотно дешевше за R12 і R22.

Таблиця 5.2

## Основні фізико-хімічні параметри хладону R22

Критичні параметри R22		Теплота пароутворення при 98,1 кПа, кДж/кг	Газова постійна, кДж/(кг·К)	Показник адіабати
Температура, °С	Тиск, МПа			
112,00	4,12	166,0	0,069	1,14
96,13	4,99	229,0	0,096	1,16
79,94	3,19	125,9	0,054	1,09
82,16	4,01	175,0	0,074	-
132,40	11,40	1360, 0	0,488	1,30
174,15	22,11	2259, 7	0,462	1,33
140,7	3,76	196,8	0,288	1,40

Основними критеріями вибору холодоагенту, що відповідає характерним температурним режимам роботи машини, є її енергетичні параметри, показники токсичності і вартість. В якості енергетичного параметра, який визначає економічні і конструктивні особливості холодильної машини, приймають питому холодопродуктивність. Токсичність холодоагентів оцінюють їх гранично допустимою концентрацією, а також коефіцієнтом токсичної небезпеки  $K_{тн}$ , який показує, у скільки разів може бути перевищена гранично допустима концентрація холодоагенту у повітрі при аварійній ситуації.

Енергетичні параметри і показники токсичності холодоагентів транспортних холодильних установок наведені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3

## Основні енергетичні характеристики холодоагентів

Холодоагент	Питома холодопродуктивність		ГДК <sub>3</sub> , мг/м <sup>3</sup>	$K_{тн} - 10^{-3}$
	масова, кДж/кг	об'ємна, кДж/м <sup>3</sup>		
R12	110	1280	300	100
R22	160	2050	3000	10
R717	1100	2170	20	300

### 5.3. Перспективні холодильні агенти

При виборі холодоагенту необхідно враховувати важливу екологічну вимогу з захисту озонового шару Землі. Потрапляючи в навколишнє середовище, вуглеводні, що містять у собі хлор та фтор, викликають фотохімічні реакції, у результаті яких у верхніх шарах атмосфери Землі відбувається руйнування молекул тонкого захисного шару озону, який затримує жорстке ультрафіолетове випромінювання Сонця. Найбільш активною руйнівною дією відрізняються R11, R12, R113, R115, а також холодоагенти, що містять у собі бром R12B1, R13B1, R114B2.

Щоб уникнути необоротних екологічних наслідків, пов'язаних із зменшенням товщини захисного озонового шару, міжнародною угодою (Монреальський протокол, 1986 р.), яка вступила в дію з 1 січня 1989 р., передбачено суттєво скоротити виробництво і використання зазначених вище холодоагентів у всіх галузях техніки. Міжнародна конференція з озонового шару Землі (Гельсінкі, травень 1989 р.) прийняла документ про повну заборону застосування до 2000 р. хладонів та інших речовин, які руйнують озон, у якості холодоагентів, пропеллентів в аерозольних упаковках, а також при виробництві пінополіуретанів.

Зараз ведуться роботи із створення і застосування холодоагентів, які не руйнують озон.

Для середньотемпературних холодильних установок як заміник хладону R12 найдоцільніше використовувати холодоагент R22, озonoактивність якого на 5 % менше порівняно з R12, суміш R22 з R142, а також R134a практично з нульовою озonoактивністю.

Холодоагент R134a (хімічна формула  $\text{CF}_3\text{-CFH}_2$ ) має молекулярну масу 102 кг/кмоль і нормальну температуру кипіння  $-26,8$  °C. У циклі холодильної машини з R134a при заданих температурах кипіння, конденсації та тиску їх різниця будуть менші, ніж при роботі на R12, а відношення тиску дещо вище. Через більшу енергоємність холодоагенту питома об'ємна холодопродуктивність циклу при однаковому ступені регенерації буде нижче на 8-12 %, а питома адіабатна робота - менше на 30-50 %. Із збільшенням ступеня регенерації ефективність циклу підвищуватиметься; вартість R134a істотно вище за вартість R12.

Хладон R142 (дифторхлоретан) використовують у теплових насосах і холодильних установках, що працюють при високих температурах конденсації. Нормальна температура кипіння його - 9,8 °С, тиск конденсації при температурах 40-50 °С не перевищує 0,7 МПа, температура замерзання -130,8 °С.

Існують і вельми отруйні хладони, наприклад, R10, R20, R32 і R40.

Разом з чистими холодоагентами в холодильній техніці використовують і їх азеотропні суміші. Вони відрізняються тим, що в рідкому стані мають при певній концентрації постійну точку кипіння, а пара над рідкою сумішшю такого ж складу, як рідина.

Для позначення суміші хладонів записують назви компонентів у порядку підвищення нормальної температури кипіння, а потім у тому самому порядку – масові відсотки, наприклад R12 / R22 (75/25). Суміші, що широко застосовуються, мають в умовному позначенні числа 500, 501 і т. д.

Хладон R502 є сумішшю 48,8 % хладону R22 та 51,2 % хладону R115. Його нормальна температура кипіння складає - 45,6 °С, теплота пароутворення приблизно в 1,5 разу менше, ніж у R22, а об'ємна холодопродуктивність більше, ніж у кожної з речовин. Порівняно з R22 він має значно меншу температуру кінця стиснення. Хладон R502 не вибухонебезпечний і не горючий. У мастилі розчиняється менше, ніж R22. Використовується в низькотемпературних холодильних установках. Характеристика R502 наведена в табл. Д.1.

Термодинамічні властивості холодоагентів і відносні розміри компресорів (при однаковій об'ємній холодопродуктивності) вказані в табл. 5.4.

За останні роки як на залізничному транспорті, так і в інших галузях машинобудування розпочалося використання заміни хладону R12 – холодоагенту C10M1, що випускається під зареєстрованою торговою маркою АСТРОН 12. Даний холодоагент внесений Центром промисловості і навколишнього середовища (ЮНЕП) при ООН до списку альтернативних холодоагентів, дозволених до застосування до 2030 р.



## Термодинамічні властивості холодоагентів

Холодоагент	Тиск конденсації при 30 °С, МПа	Тиск кипіння при -15 °С, МПа	Масова холодопродуктивність, кДж/кг	Об'ємна холодопродуктивність, кДж/м <sup>3</sup>	Відносні розміри компресорів
Аміак	11,67	2,35	1104,5	2170,4	1
Хладон R12	7,45	1,82	110,6	1280,5	1,69
Хладон R22	12,00	3,00	161,7	2044,7	1,06
Хладон R142	3,93	0,79	179,2	650,7	3,33

Холодоагент АСТРОН 12 (табл. 5.5) є малотоксичною, негорючою та вибухобезпечною рідиною. За нормальних умов АСТРОН 12 є стабільним з'єднанням. При високих температурах (понад 400 °С) може розкладатися з утворенням високотоксичних продуктів. Його токсичність обумовлена токсичністю хладонів R21, R22 і R142b, гранично допустима концентрація кожного з яких у повітрі робочої зони 3000 мг/м<sup>3</sup>, клас небезпеки 4 за ГОСТ 12.1.007.

Холодоагент АСТРОН 12 випускається трьох марок (А, Б, Г), що визначається різними областями застосування. Це композиція холодоагентів на основі фторхлорвуглеводородів R22 і R21, з добавками R142b, R152a, R134a, причому склад суміші підбирався так, щоб експлуатаційні характеристики холодильної системи співпадали або були близькими до показників роботи на хладоні 12. Склад холодоагентів і торгова марка АСТРОН 12 захищена патентами Російської Федерації.

Холодоагент АСТРОН 12 з 1995 р. надійно працює в холодильному устаткуванні. Холодоагент АСТРОН 12 марки А використовується у залізничних рефрижераторах і кондиціонерах: холодильно-нагрівальних установках ВР-1М, ФАЛ/1-7; кондиціонерах МАБ-П.

## Основні характеристики АСТРОНУ 12

Показник	Характеристики
Основні компоненти	R22/R142b/R21
Молекулярна маса, г/моль	91,0
Температура кипіння	-32,8
Критична температура, °С	110,9
Критичний тиск, МПа	4,8
Критична щільність, кг/м <sup>3</sup>	496,0
Коефіцієнт стисливості	0,271
Щільність насиченої пари при тиску 0,1 МПа, кг/м	34,1
Щільність рідини при тиску 0,1 МПа, кг/м <sup>3</sup>	1390,2
Теплота випаровування питома при тиску 0,1 МПа, кДж/кг	231,8
ГДК, мг/м <sup>3</sup>	3000
Компресорне мастило	мінеральне ХФ12-16, алкілбензолне, поліефірне
Пожежонебезпечність	негорючий

Холодоагенти АСТРОН 12 ефективні в тих системах, що працюють при температурі кипіння – 20 °С і вище. При цьому холодопродуктивність залишається такою саме, як і на хладоні R12, а в інколи навіть збільшується до 10÷12 %. КПД системи при переході на АСТРОН 12 також дещо підвищується.

Перехід холодильного устаткування з хладону R12 на АСТРОН 12 здійснюється виключно заміною самого холодоагенту без заміни компресорного мастила. При цьому можна продовжувати використовувати звичайні масла: алкілбензолне або мінеральне масло ХФ12-16.

Перехід на АСТРОН 12 не передбачає додаткової підготовки холодильної системи до роботи, перенавчання персоналу, застосування спеціального устаткування або інструменту для сервісного обслуговування холодильної техніки.

#### **5.4. Особливості взаємодії холодильних агентів з мастилом**

У холодильних машинах з поршневыми компресорами мастило та холодоагент перемішуються. Мастила, які використовуються в холодильній техніці, можуть розчинятися в рідких холодоагентах і повністю змішуються з ними при кімнатній температурі.

Будь-яке мастило, яке циркулює в холодильній системі, піддається поперемінній дії дуже високої і дуже низької температур. У зв'язку з критичним характером мастила при даних екстремальних умовах і враховуючи пошкодження, які можуть бути нанесені системі парафіном або іншими домішками, присутніми в мастилі, необхідно застосовувати тільки високорафіноване мастило, спеціально створене для холодильних установок.

Нафтові мастила більше розчиняються у холодоагентах, ніж парафінові. Розділення суміші мастила та хладону на окремі шари може мати місце при використанні того та іншого типу мастила. Проте розділення нафтових мастил відбувається при дещо нижчій температурі. Це розділення необов'язково впливає негативно на змащувальні властивості мастила, але можуть виникнути труднощі в подачі мастил до робочих частин системи.

У зв'язку з тим, що для забезпечення змащування рухомих частин мастило повинне проходити через циліндри компресора, невелика кількість масла завжди циркулює разом з холодоагентом. Мастило погано змішується з парою холодоагенту. Тому мастило нормально циркулює в системі тільки в тому випадку, якщо потік пари холодоагенту має достатню інтенсивність. Якщо інтенсивність потоку недостатньо висока, мастило залишається в нижній частині трубопроводу. Теплопередача погіршується і можливий брак мастила в компресорі. Відділення мастила збільшується критично при пониженні температури кипіння холодоагенту. Для повернення

мастила в компресор потрібна відповідна конфігурація трубопроводів холодоагенту.

У герметичній системі має місце явище притягання рідкого холодоагенту до мастила. Рідкий холодоагент випаровується і переміщається через систему в картер компресора, не дивлячись на те, що немає різниці тиску для створення цього руху. Коли пара холодоагенту надходить у картер компресора, він знову конденсується. Переміщення холодоагенту продовжується до тих пір, поки мастило в картері компресора не буде насичено рідким холодоагентом. Надмірна кількість рідкого холодоагенту в картері компресора є причиною бурхливого утворення піни при кипінні. У результаті все мастило може бути винесено з картера компресора. Тому необхідно передбачити деякі заходи, наприклад встановити підігрівач картера для запобігання акумуляції надмірної кількості рідкого холодоагенту в картері компресора.

Холодоагенти R22 і R502 менше розчиняються у мастилі, ніж R12. Для повернення мастила в картер компресора визначальними чинниками при використанні цих двох холодоагентів є відповідна конфігурація трубопроводів і конструкція системи.

### **5.5. Вимоги безпеки при експлуатації холодоагентів**

Транспортування і зберігання холодоагентів здійснюють з дотриманням особливих правил безпеки. Аміак перевозять у спеціальних залізничних теплоізованих цистернах, обладнаних запобіжними пристроями. Хладон R12 в цистернах поставляють за узгодженням із замовником. Холодоагенти зберігають і транспортують також у сталевих герметичних балонах, бочках, контейнерах та інших судинах, розрахованих на надмірний тиск не менше 1,2 МПа. Балони, наповнені холодоагентом, являють собою небезпеку як судини, що знаходяться під надмірним тиском. Запірні вентиля балонів повинні мати праве різьблення на бічному штуцері. На корпусі балона не повинно бути раковин, тріщин і свищів. Внутрішня поверхня нових балонів, а також балонів, що пройшли ремонт і огляд, повинна бути очищена від бруду, іржі, ретельно просушена й оглянута. У середині балонів не допускається наявність

окалини. На корпус наносять написи, які вказують порядковий номер балона, масу тари з арматурою з точністю до 0,2 кг, рік виготовлення, дату освідчення, ємність, тиск робочий і пробного гідравлічного випробування (МПа).

Балони для аміаку фарбують у жовтий колір і наносять чорною фарбою напис "Аміак", балони для хладону R12 – у срібний колір. Напис "Хладон R12" наносять чорною або червоною фарбою. При використанні посудин із неіржавіючої сталі зовнішню їх поверхню не фарбують.

Хладон R12 дозволяється перевозити будь-яким видом транспорту. У заповнених балонів вихідні штуцери вентилів повинні бути закриті глухими гайками або фланцями з прокладкою з пароніту або фторопласту. Балони, що знаходяться в експлуатації, піддають огляду (огляд поверхні, перевірка маси і об'єму, гідравлічне випробування) не рідше, ніж через 5 років. Забороняється ремонтувати й очищати балони з холодоагентом, ударяти молотком по їх ковпаках і допускати падіння. Заглушки на вентилях відгортають обережно, направляючи при цьому вихідний отвір убік від працюючого робітника. Зберігають балони з холодоагентом у складах, ізольованих від житлових будівель. Гарантійний термін зберігання хладону R12 – 12 місяців. Після використання порожні судини повертають для заповнення холодоагентом з надмірним тиском не менше 0,05 МПа. На кожен літр місткості судини подають не більше 1,1 кг рідкого хладону R12 або 0,57 кг рідкого аміаку. При заповненні балонів застосовують гумові шланги або трубки, які пройшли випробування тиском 2 МПа.

При роботі з холодильними агентами, а також при промиванні й обробці апаратури і тари з-під них необхідно користуватися захисними окулярами або масками з органічного скла, протигазами марки БКФ, гумовими рукавичками, бавовняними халатами. У приміщеннях, де проводять роботи з холодоагентами, забороняється палити, включати електронагрівальні прилади і застосовувати відкритий вогонь без вживання спеціальних заходів безпеки (посилена вентиляція приміщення або робота в протигазі). При пошкодженні ємностей з холодильним агентом всім працівникам необхідно негайно

покинути приміщення. Продовжувати роботи можна тільки після повного провітрювання приміщення або в ізолюючому протигазі.

### **Контрольні запитання**

1. Які показники холодильної машини визначає холодильний агент?
2. Які холодильні агенти застосовуються в холодильних машинах рухомого складу?
3. Переваги та недоліки холодильного агенту R12?
4. Основні характеристики та властивості холодильного агенту R22?
5. Основні характеристики та властивості холодильного агенту аміаку?
6. Перелічити перспективні холодильні агенти?
7. Основні характеристики та властивості холодильного агента R-134a ?
8. Основні характеристики та властивості холодильного агента R-502 ?
9. Основні характеристики та властивості холодильного агента АСТРОН-12?
10. Особливості взаємодії холодильних агентів з мастилом?
11. Основні вимоги безпеки при роботі з холодильними агентами?

## **6. Автоматизація роботи холодильних установок**

### **6.1. Принципи автоматизації холодильних установок**

Параметри довкілля – температура, вологість, напрямок і сила вітру, атмосферні опади, сонячна радіація – безперервно змінюються протягом доби, а також внаслідок швидкого переміщення вагона. Відповідно змінюється і теплове навантаження на вагон. Тому для підтримання стабільних параметрів повітря всередині вагона, необхідно безперервно змінювати продуктивність системи охолодження (влітку) або опалення (взимку), а за необхідності і продуктивність системи вентиляції. Тобто незважаючи на досконалість систем вентиляції, опалювання й охолодження установка кондиціонування повітря не зможе забезпечувати комфортних умов у вагоні, якщо її управління не буде автоматизовано, а холодильна машина забезпечувати необхідну теплову обробку швидкопсувного вантажу і підтримувати заданий температурний режим приміщення, що охолоджується.

На рефрижераторному рухомому складі застосовуються холодильні установки, робота яких автоматизована повністю або частково. Міра автоматизації холодильної установки вибирається залежно від її конструкції, розмірів та умов експлуатації.

В установках, які автоматизовані повністю, пуск, відключення машин і регулювання холодопродуктивності здійснюються автоматично без втручання обслуговуючого персоналу. Такими установками обладнані автономні рефрижераторні вагони (АРВ) і секції ZB-5. Для повної автоматизації потрібні великі первинні витрати і подальші витрати на обслуговування складних апаратів і приладів. Проте повна автоматизація холодильних установок АРВ дозволила відмовитися від супроводу вагонів на шляху прямування обслуговуючим персоналом і перейти на періодичне їх технічне обслуговування на спеціальних пунктах (ПТО АРВ).

При експлуатації частково автоматизованих установок необхідне постійне чергування обслуговуючого персоналу. Наявність персоналу дозволяє відмовитися від автоматизації вмикання і вимикання холодильних машин, процесу відтавання повітроохолоджувача та ін. У результаті досягається значне

зниження первинних витрат. Захисна автоматика в таких машинах повинна передбачатися в повному обсязі, як і для повністю автоматизованої установки.

З частково автоматизованих установок виділяють напівавтоматизовані установки, в яких вмикання і вимикання устаткування виконує вручну механік, а підтримку встановленого режиму роботи здійснюють прилади автоматики.

До подібних холодильних установок належать установки 5-вагонної секції Брянського машинобудівного заводу (БМЗ).

Автоматизовані холодильні установки завжди працюють в оптимальному режимі. Це дозволяє скоротити час досягнення необхідної температури у вантажному приміщенні, збільшити за рахунок цього міжремонтні терміни експлуатації устаткування і знизити витрати електроенергії. Автоматизована холодильна установка точніше підтримує заданий температурний режим у приміщенні, що охолоджується, чого неможливо досягнути при ручному регулюванні. Це дозволяє зберегти якість вантажів, що перевозяться, і зменшити їх втрати при транспортуванні. Система автоматизації надійно захищає холодильну установку від небезпечних режимів роботи, збільшуючи термін служби і забезпечуючи безпеку для обслуговуючого персоналу. Автоматизація підвищує культуру виробництва, покращує і полегшує умови праці обслуговуючого персоналу. Практично обов'язки бригади потяга зводяться до періодичних оглядів і перевірок режиму роботи устаткування та усунення виявлених несправностей.

Стосовно систем автоматики установки кондиціонування повітря можна класифікувати за трьома ознаками:

1. Параметри повітря, які регулюються:
  - температура;
  - відносна вологість;
  - обидва зазначені параметри, тобто вміст тепла;
2. Характер процесу обробки повітря:
  - мокрі камери зволоження й осушення з безпосереднім розбризкуванням і фільтрацією пароповітряної суміші;
  - камери зі змочуванням поверхні та безпосереднім тепломасообміном;



- камери з застосуванням теплообміну через холодну (або гарячу) стінку;
- камери з повітроохолоджувачами безпосереднього охолодження;
- або камери з твердими або рідкими поглиначами вологи – адсорбентами;

### 3. Схема обробки повітря:

- прямоточні камери (без використання рециркуляції);
- камери з постійною або змінною величиною первинної рециркуляції;
- камери з подвійною рециркуляцією (постійною або змінною).

Спеціальний пристрій для регулювання вологості (спеціальне осушення повітря здійснюється більш глибоким його охолодженням, ніж необхідно для підтримки температурного режиму з подальшим підігрівом) у вагонних установках кондиціонування повітря не застосовується. Влітку, коли потрібне осушення повітря, воно виконується одночасно з процесом його охолодження в повітроохолоджувачі. Взимку, коли необхідне зволоження повітря, воно здійснюється за рахунок виділення вологи від пасажирів. Таким чином, за першою ознакою процес автоматичного регулювання роботи вагонних установок кондиціонування є найбільш простим і зводиться до підтримки в заданих межах температури в приміщеннях вагона.

Мокрі камери, тверді і рідкі адсорбенти, теплообмін за допомогою водяного охолодження або охолодження розсолем у пасажирських вагонах не застосовуються. Тобто і за другою ознакою системи автоматики вагонних кондиціонерів досить прості.

Ні змінна, ні тим більше подвійна рециркуляція у вагонах не застосовується. Наявність рециркуляції з постійним співвідношенням зовнішнього та рециркуляційного повітря ускладнює лише систему вентиляції, не вносячи жодних змін у систему автоматичного керування. Таким чином, і за третьою ознакою, а отже, і в цілому системи автоматики установок кондиціонування пасажирських вагонів порівняно з системами автоматики інших кондиціонерів як комфортних, так і технологічних, є відносно простими. Для підтримки температури

в приміщенні, яке охолоджується, в заданому інтервалі доводиться регулювати холодопродуктивність установки, розраховану на максимальну потребу в холоді. Регулювання може бути плавним або позиційним (ступінчастим).

Плавне регулювання можна виконати так: плавного зміною частоти обертання вала компресора; пропусканням (байпасуванням) пари з нагнітальної лінії у всмоктувальну; зміною робочого об'єму компресора (у гвинтових компресорах); відкриттям всмоктувального клапана на частині руху поршня та ін. Але переважна більшість перерахованих вище способів застосовуються рідко через складність їх конструкційного здійснення або через значні енергетичні втрати.

Позиційне регулювання можна виконувати зміною коефіцієнта робочого часу, тобто зміною тривалості роботи холодильної установки за цикл. Цей спосіб широко застосовується в системах з великою тепловою акумулюючою здатністю. Позиційне регулювання виконується також ступінчастою зміною частоти обертання колінчастого вала компресора, використовуючи швидкісні електродвигуни. Частоту обертання вала електродвигуна змінюють перемиканням полюсів статора. На рефрижераторному рухомому складі застосовується регулювання холодопродуктивності зміною коефіцієнта робочого часу. Циклова робота холодильної установки досягається періодичними її вмиканням і вимиканням. Відношення часу роботи холодильної установки  $\tau_p$  до загальної тривалості циклу  $\tau$  називається коефіцієнтом робочого часу:  $b = \tau_p / \tau$ .

Коефіцієнт робочого часу можна також визначити як відношення теплонадходжень у приміщенні, яке охолоджується,  $Q_T$  до холодопродуктивності установки  $Q_0$ , тобто  $b = Q_T / Q_0$ .

Температуру в приміщенні, яке охолоджується, у рефрижераторних вагонах зазвичай регулюють періодичними вмиканням і вимиканням холодильної установки за допомогою двопозиційного автоматичного приладу - термостата (реле температури).

При цикловій роботі температура в приміщенні, яке охолоджується, не залишається постійною, а змінюється в певних межах, які залежать від настройки диференціала термостата. При збільшенні диференціала тривалість циклу і межі коливання

температури збільшуються. Коли температура в приміщенні, яке охолоджується, досягне верхньої встановленої межі, термостат стане вмикати холодильну установку. Після того як температура в приміщенні, яке охолоджується, досягне нижньої межі, термостат подає електричний імпульс на вимикання установки. При збільшенні надходжень тепла у вагон тривалість роботи установки підвищується.

## 6.2. Основні поняття про автоматичне регулювання

Система автоматичного управління – це сукупність об'єкта управління і керуючого пристрою, що здійснюють який-небудь процес повністю або частково без втручання обслуговуючого персоналу. Об'єкт управління – комплекс технічних елементів, що виконують основну технологічну задачу, характеризується значеннями деяких величин на його вході і виході. Якщо в якості об'єкта управління розглядати рефрижераторний вагон, то величиною на виході буде температура у вантажному приміщенні  $t_{\text{ваг}}$ , а величиною на вході – холодопродуктивність холодильної машини  $Q_0$ .

Величину на виході, яку необхідно підтримувати в певному інтервалі, називають регульованим параметром і позначають  $X_0$ . Величина на вході – це параметр, за допомогою якого керують значенням величини на виході.

Зовнішній вплив на об'єкт управління, що викликає відхилення регульованого параметра від вихідного значення  $X_0$ , називається навантаженням. У даному випадку це будуть теплонадходження у вагон  $Q_{\text{зов}}$ . Дійсне значення регульованого параметра  $X$  під впливом навантаження  $Q_{\text{зов}}$  відхиляється від заданого значення  $X_0$ . Таке відхилення називається неузгодженістю:  $\Delta X = X - X_0$ . Вплив на об'єкт, що зменшує неузгодженість  $\Delta X$ , є регулюючим впливом. У нашому випадку це буде холодопродуктивність машини  $Q_0$ . Якщо  $Q_0 = Q_{\text{зов}}$ , то  $\Delta X = 0$ , а регульований параметр не змінюється:  $X_0 = \text{const}$ .

Пристрій, що сприймає неузгодженість  $\Delta X$  і впливає на об'єкт для зменшення неузгодженості, називається автоматичним регулятором, або просто регулятором.

Об'єкт і регулятор утворюють систему автоматичного регулювання (рис. 6.1).

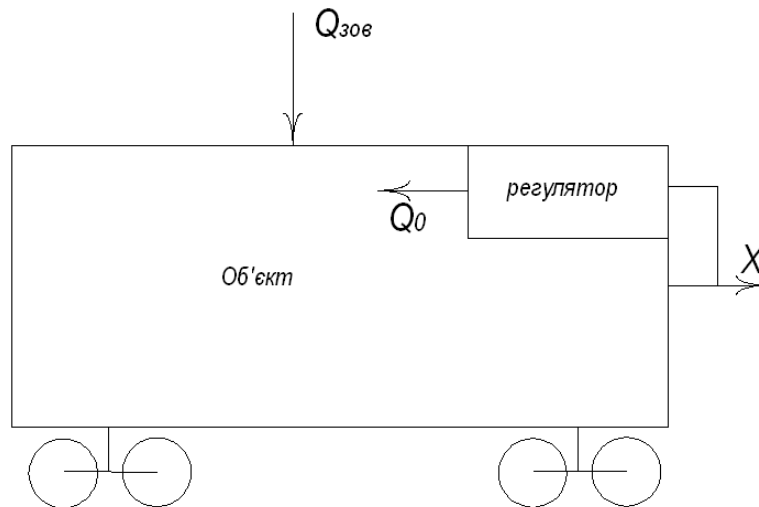


Рис. 6.1. Система автоматичного регулювання

Регулювання може виконуватися за навантаженням і неузгодженістю. У першому випадку регулятор сприймає зміну навантаження і на стільки ж змінює регулюючий вплив, підтримуючи рівність  $Q_0 = Q_{зов}$ . Однак простіше стежити за відхиленням регульованого параметра  $X_0$ , тобто змінювати регулюючий вплив  $Q_0$  залежно від значення  $\Delta X$ .

Системи автоматизації розрізняються за своїм призначенням: управління, сигналізації, захисту, регулювання та комбіновані. Між собою вони відрізняються складом елементів і зв'язками між ними.

Структурна схема автоматичної системи визначає, з яких ланок вона складається. Наприклад, до системи автоматичного регулювання (рис. 6.2) входять об'єкт регулювання і автоматичний регулятор, що складається з кількох елементів: чутливого елемента, задавального пристрою, елемента порівняння, регулюючого органу і т. п.

Прості одноконтурні системи автоматичного регулювання широко застосовуються при автоматизації холодильних установок. Робота об'єкта характеризується параметром  $X$  на виході, за яким ведеться регулювання. На об'єкт впливає зовнішнє навантаження  $Q_{зов}$ . Управління здійснюється регулюючим впливом  $Q_0$ . Автоматичний регулятор повинен так

змінювати величину  $Q_0$ , щоб значення  $X$  відповідало заданим  $X_0$ . У системі є ланцюги прямого і зворотного зв'язку.

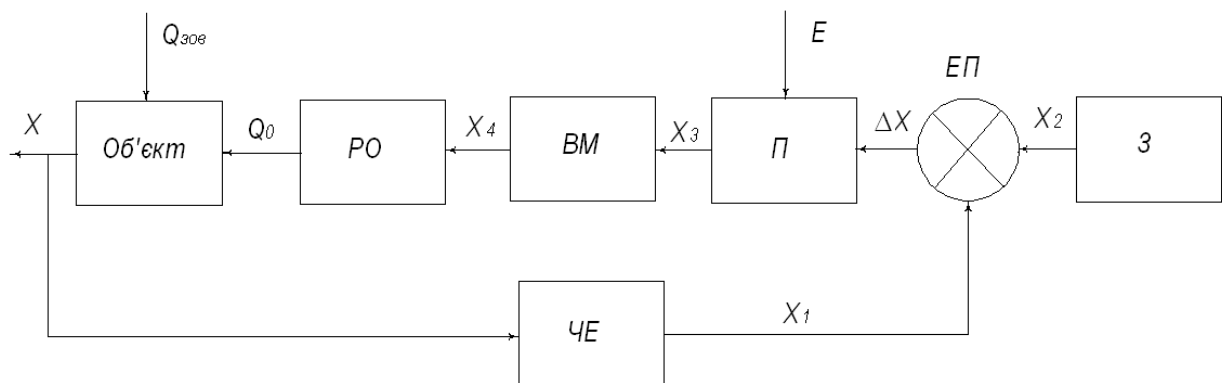


Рис. 6.2. Структурна схема автоматичного регулювання

Ланцюг прямого зв'язку служить для формування та передачі до об'єкта регулюючого впливу  $Q_0$ ; по ланцюгу зворотного зв'язку надходить інформація про хід процесу. До ланцюга прямого зв'язку входять підсилювач ( $\Pi$ ), виконавчий механізм ( $ВМ$ ) та регулюючий орган ( $РО$ ). У ланцюг зворотного зв'язку включений чутливий елемент ( $ЧЕ$ ).

Обидва ланцюги замикаються елементом порівняння ( $ЕП$ ). У регуляторі можуть не використовуватися окремі елементи (підсилювач, виконавчий механізм). Деякі деталі можуть виконувати функції декількох елементів.

Система працює таким чином. Чутливий елемент регулятора сприймає регульований параметр  $X$  і перетворює його у величину  $X_1$ , яка зручна для подальшої передачі.

Ця перетворена величина надходить в елемент порівняння, на інший вхід якого подається сигнал  $X_2$ , що являє собою завдання регулятору від пристрою 3. В елементі порівняння проводиться операція віднімання, в результаті якої виникає незгодженість:

$$\Delta X = X - X_0. \quad (6.1)$$

Сигнал  $\Delta X$  змушує працювати решту елементів схеми. У підсилювачі його потужність підвищується до  $X_3$  і впливає на виконавчий механізм, який перетворює цей сигнал у зручний для

використання вид енергії  $X_4$  і змінює положення регулюючого органу. У результаті змінюється потік енергії або речовини, що підводиться до об'єкта, тобто змінюється регулюючий вплив.

Розглянемо взаємодією елементів структурної схеми на прикладі рефрижераторного вагона.

Температуру у вагоні  $X$  сприймає термочутлива система термостата, перетворює її на тиск  $X_1$  і впливає на пружину термостата  $EP$ , яка відрегульована на певне зусилля стиснення гвинтом задавального приладу  $Z$ . При підвищенні температури у вагоні  $t_{\text{ваг}}$  в результаті теплонадходжень  $Q_{\text{зов}}$  збільшується неузгодженість  $\Delta X$ . При певному значенні  $t_{\text{ваг}}$  замикаються контакти термостата, що вмикають електричну систему управління холодильною машиною  $П$ , яка отримує енергію  $E$  від зовнішнього джерела. Виконавчі механізми  $ВМ$  електричної системи вмикають холодильну машину  $ХМ$ , яка діє величиною  $Q_{\text{зов}}$  на об'єкт.

Структурні схеми інших автоматичних пристроїв можна отримати з розглянутої схеми. Сигнальна система відрізняється від системи регулювання тим, що в ній немає виконавчого механізму. Ланцюг прямого зв'язку розривається, і сигнал  $X_3$  подається обслуговуючому персоналу (дзвінок, вмикання сигнальної лампи), який і повинен здійснити регулювання. У системі автоматичного захисту замість виконавчого механізму та регулюючого органу є пристрій управління, що вимикає холодильну установку. У системах сигналізації і захисту сигнал  $X_3$  змінюється стрибками, коли величина  $X$  досягає заданого значення.

Автоматичні регулятори класифікуються за призначенням: регулятори тиску, температури, рівня і т. п. Вони відрізняються конструкцією чутливого елемента.

Регулятори бувають прямої і непрямой дії. Якщо потужності сигналу неузгодженості вистачає для впливу на регулюючий орган, регулятор вважається регулятором прямої дії. У регуляторах непрямой дії для приводу регулюючого органу використовується зовнішнє джерело енергії  $E$  (електричне, пневматичне, гідравлічне, комбіноване), що підводиться через підсилювач потужності  $П$ .

Залежно від способу впливу на об'єкт розрізняють регулятори плавної і позиційної (релейної) дії. У регуляторах плавної дії регулюючий орган може зайняти будь-яке положення у межах між максимальним і мінімальним. У позиційних регуляторів регулюючий орган може займати два або декілька положень.

За типом задавального елемента регулятори бувають стабілізуючими, програмними, регуляторами стеження, регуляторами оптимізації. Стабілізуючі регулятори підтримують регульовану величину на постійному заданому рівні. Програмні регулятори змінюють регульовану величину за заздалегідь наміченою програмою, регулятори стеження – залежно від змін якого-небудь зовнішнього параметра. Регулятори оптимізації, аналізуючи зовнішні параметри, забезпечують оптимальне ведення процесу. У холодильних установках частіше застосовуються стабілізуючі регулятори.

Система регулювання погоджує характеристики окремих елементів машини при зміні їх холодопродуктивності.

Характеристики являють собою залежності холодопродуктивності, витрат енергії на роботу компресора та охолодження конденсатора від зовнішніх умов, тобто від температури навколишнього середовища. Вони дозволяють встановити взаємний зв'язок параметрів компресора, випаровувача і конденсатора. Побудову характеристик проводять за рівнянням теплового балансу системи "холодильна машина – приміщення, що охолоджується" і енергетичним співвідношенням, що описує роботу основних елементів машини з урахуванням зміни в часі параметрів холодоагенту і навколишнього середовища. При цьому балансові та енергетичні співвідношення являють собою функції температури охолоджуваного об'єкта (температури кипіння холодоагенту) і температури навколишнього середовища (температури конденсації холодоагенту).

Процес регулювання машини на потрібний режим охолодження або на заданий температурний режим теоретично може бути реалізований кількісним або якісним способом. Перший передбачає зміну витрати холодоагенту через випаровувач, другий – зміну його параметрів. Однак температура

охолоджуваного об'єкта визначається температурою кипіння холодоагенту, яка встановлюється сама залежно від холодопродуктивності компресора, випаровувача і конденсатора.

Регулювання холодопродуктивності машини з поршневим компресором здійснюють плавним або ступінчастим (позиційним) регулюванням його продуктивності. У машинах малої і середньої потужності набули поширення такі способи плавного регулювання за допомогою зовнішніх або вбудованих конструктивних пристроїв:

- пропускання холодоагенту з нагнітального боку на всмоктування (байпасування), що здійснюється регулюючими вентилями, які керуються від датчика тиску або температури;
- дроселювання на всмоктуванні з переведенням компресора на роботу при зниженому тиску всмоктування;
- зміна об'єму шкідливого простору підключенням до нього додаткового зовнішнього об'єму;
- зміна частоти обертання вала компресора.

Ступінчасте регулювання в машинах малої і середньої холодопродуктивності в основному виконують способом "пуск-зупинка" з граничною частотою циклів до 5-6 в 1 год; для багатоступінчастих компресорів ефективно використовують вимикання окремих циліндрів шляхом віджимання всмоктувальних клапанів за допомогою механічних штовхачів. Управління рухом штовхачів здійснюють гідравлічними, пневматичними або електромагнітними приводами. Впроваджується система електронного регулювання продуктивності з впливом на всмоктувальні клапани електромагнітного поля.

Прикладом ступінчастого пропорційного регулювання є регулювання температури повітря у вагоні влітку, коли зі збільшенням теплонадходжень у вагон збільшується холодопродуктивність холодильної установки (збільшується частота обертання вала компресора або вмикається більша кількість його циліндрів). У цьому випадку імпульсом, що сигналізує про необхідність збільшення холодопродуктивності, є подальше підвищення температури повітря у вагоні.

Приклад пропорційного плавного регулювання – регулювання температури повітря у вагоні взимку, коли зі



збільшенням втрат тепла у вагоні плавно збільшується температура води в котлі водяного опалення. У цьому випадку імпульсом, який сигналізує про необхідність підвищення температури води в котлі, є зміна температури зовнішнього повітря.

Найбільш досконалим, але й найбільш складним видом пропорційного регулювання є ізодромне регулювання, засноване на застосуванні чутливого і гнучкого зворотного зв'язку, завдяки якому регульований параметр змінюється в дуже вузьких межах або навіть практично тримається на постійному рівні. Спочатку ізодромне регулювання застосовувалося для забезпечення постійної швидкості обертання деталей машин і через це отримало таку назву (з грецьк. ізо – постійна, дромос – біг, швидкість).

Внаслідок складності апаратури та важких умов її роботи при вібрації і трясінні, а головне через відсутність практичної необхідності в гранично точному регулюванні температури повітря в установках кондиціонування повітря вагонів ізодромне регулювання не застосовується.

При виборі способу регулювання необхідно враховувати вихідні та експлуатаційні витрати, технологічність і надійність конструкції. Для оцінки енергетичної ефективності системи регулювання використовують відношення холодопродуктивності компресора при заданому ступені регулювання до номінальної:

$$\chi = q_{ор} / q_{он} = f(T).$$

У холодильних машинах з гвинтовими компресорами використовуються такі способи регулювання холодопродуктивності: дроселювання на висмоктування, байпасування, зміна частоти обертання вала, золотниковою системою. Дроселювання забезпечують автоматичним перекриттям дросельного клапана, встановленого на виході в компресор. Ефективність цього способу обмежена зниженням продуктивності до 70 % номінальної; при більш глибокому дроселюванні істотно знижується економічність.

Байпасування здійснюють пропусканням частини холодоагенту через байпасний клапан з боку нагнітання на всмоктування. Застосування такого способу зазвичай обмежують компресорами сухого стиснення.

Найбільш економічне регулювання шляхом відключення в процесі стиснення частині обсягу робочих порожнин забезпечують золотникові системи. Незважаючи на ускладнення конструкції компресора, така система відкриває додаткові схемні можливості удосконалення парових холодильних машин.

Автоматизація роботи холодильної машини дозволяє з високою точністю підтримувати необхідний рівень параметрів процесу охолодження, що відповідає оптимальному технологічному режиму, а також частково або повністю виключити участь обслуговуючого персоналу в експлуатації холодильного обладнання. У парових компресорних машинах об'єктами автоматизації є теплообмінні апарати, зокрема ступінь заповнення випаровувача рідким холодоагентом і тиск процесу конденсації.

Об'єктивним і технічно найбільш зручним показником, що відображає ступінь заповнення випаровувача, служить перегрів пари на виході з нього. Дійсно, коли частина теплопередавальних поверхонь випаровувача забезпечує перегрів пари холодоагенту, зменшення його подачі призводить до зниження ступеня заповнення, а отже, до зростання перегріву. При цьому підвищення температури перегріву понад розрахунковий рівень погіршує енергетичні показники машини і надійність її роботи. Подача холодоагенту у випаровувач в кількості, що перевищує можливості процесу теплопередачі, пов'язана з переповненням випаровувача і зниженням перегріву. Останнє призводить до зниження холодопродуктивності машини, а в ряді випадків до роботи компресора на вологій парі, що може призвести до гідравлічного удару.

Системи автоматичного регулювання ступеня заповнення випаровувача з перегріву пари холодоагенту виконують плавними і позиційними (зазвичай двоступінчастими). В якості автоматичного регулювання в плавних системах широко використовують терморегулюючі вентилі (ТРВ), в яких величину перегріву пари холодоагенту отримують у вигляді різниці між температурою пари, що виходить з випаровувача, і температурою кипіння холодоагенту. Терморегулюючі вентилі, які забезпечують процес дроселювання холодоагенту від тиску

конденсації до тиску випаровування, встановлюють на лінії між конденсатором та випаровувачем.

Принципова схема автоматичного регулювання рівня холодоагенту у випаровувачі за допомогою ТРВ, що використовується в холодильних машинах рухомого складу, наведена на рис. 6.3.

Чутливий елемент вимірювальної головки 1 терморегулюючого вентиля, виконаний у вигляді мембрани 2 або сильфона, знаходиться під впливом різниці тиску перегрітої пари, яка відповідає температурі перегріву, і тиску холодоагенту на виході з випаровувача 7, що відповідає температурі кипіння.

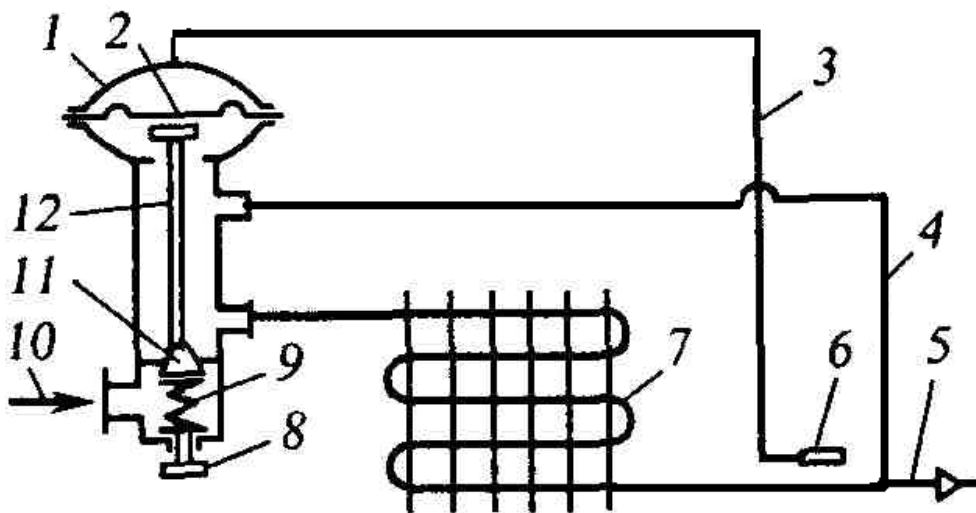


Рис. 6.3. Схема автоматичного регулювання рівня холодоагенту

Перегріта пара, яка утворюється в термосистемі, що складається з термобалона 6 і капіляра 3, поступає в простір над мембраною, який зв'язують зрівняльною трубкою 4 зі всмоктувальною лінією компресора 5. При цьому зрівняльну трубку приєднують до всмоктувальної лінії в місці установлення термобалона. У деяких конструкціях в термобалон вводять твердий поглинач і всю термосистему заповнюють газом.

Переміщення штока 12 в результаті деформації чутливого елемента при зміні температури перегріву забезпечує відкриття або закриття замкового клапана 11, який регулює надходження рідкого холодоагенту з конденсатора у випаровувач по лінії 10. За допомогою регульовального гвинта 8 змінюють силу

затягування пружини 9 і, отже, необхідну величину температури перегріву.

У процесі автоматичного регулювання ТРВ повинен забезпечити оптимальний рівень заповнення випаровувача і стійкість системи у всьому необхідному діапазоні зміни холодопродуктивності, що особливо важливо для холодильних машин рефрижераторного рухомого складу. Практично стійка робота системи ТРВ починається при перегріві 3-6 °К. Для розширення діапазону регулювання і підвищення його стійкості в системі може бути використано декілька ТРВ.

Процес автоматичного регулювання тиску конденсації холодоагенту в машинах з конденсаторами повітряного охолодження здійснюють зміною швидкості або витрати охолоджуючого повітря. Технічно його забезпечують системою жалюзі або поворотних заслінок, використанням вентиляторів із змінним кутом установлення напрямних лопаток, застосуванням двошвидкісних електродвигунів, а також періодичним вимиканням вентиляторів. Зміна швидкості або витрати охолоджуючого повітря призводить до зміни коефіцієнта теплопередачі конденсатора, а отже, до зміни температури і тиску процесу конденсації.

У ряді випадків підвищення температури конденсації отримують частковим підтопленням поверхні конденсатора рідким холодоагентом.

Прилади автоматичного регулювання, крім контролю параметрів випаровувача і конденсатора, підтримують задану температуру повітря в приміщенні, яке охолоджується, забезпечують своєчасне видалення інею ("снігової шуби") з поверхні випаровувача, регулюють рівень мастила у віддільниках мастила і т.п. Роботу системи регулювання поєднують з автоматичним захистом, який включає комплекс заходів з безпечної експлуатації холодильних машин і попереджає аварійні режими шляхом вимикання машини.

Система автоматичного захисту включає відповідні датчики (реле захисту й пристрої для перетворення імпульсів від цих реле в сигнал зупинки). У ряді випадків систему захисту доповнюють блокуванням, що виключає можливість повторного пуску холодильної машини без усунення причини, що викликала

спрацьовування захисту. У компресорних холодильних машинах датчики системи захисту стежать за рівнем максимального тиску та температури холодоагенту на нагнітанні компресора, мінімального тиску на всмоктуванні, за тиском і температурою мастила у системі змащення, за роботою електродвигуна, щоб унеможливити його перевантаження або коротке замикання. У систему автоматичного захисту може бути введена світлова або звукова сигналізація, що сповіщає про досягнення граничного значення контрольованої величини або наближення до небезпечного режиму роботи машини.

### **6.3. Класифікація та основні елементи приладів автоматики**

За призначенням прилади автоматики можна розділити на чотири основні групи: регулювання, захисту, контролю, сигналізації.

Прилади автоматичного регулювання забезпечують вмикання або вимикання холодильної установки та окремих її апаратів, а також управляють процесами роботи. У холодильних установках рухомого складу прилади регулювання здійснюють такі функції:

- правильно заповнюють випаровувач холодоагентом (теплорегулюючі вентиля та ін.);
- підтримують температуру в приміщеннях, що охолоджуються, в заданих інтервалах (термостати, дуостати);
- регулюють тиск у конденсаторі в заданому інтервалі (пресостат);
- забезпечують своєчасне відтавання інею з випаровувача (пресостат, програмні реле, термостати);
- відкривають або припиняють подачу рідкого або пароподібного холодоагенту (електромагнітні вентиля, зворотні клапани);
- обмежують надходження холодоагенту в компресор з випаровувача (регулятори тиску всмоктування).

Прилади автоматичного захисту вимикають всю холодильну установку або окремі апарати при виникненні небезпечних режимів роботи:

- при досягненні гранично допустимого тиску нагнітання (пресостат);
- при вакуумі на боці всмоктування (пресостат);
- при падінні тиску мастила в системі змащення компресора (реле різниці тиску);
- при низькій температурі мастила в картері компресора (термостати);
- при високій температурі пари холодоагенту, стиснутої у компресорі (реле температури);
- при перевантаженні електродвигуна або короткому замиканні (теплові реле, автоматичні вимикачі, плавкі запобіжники).

Прилади автоматичного контролю здійснюють вимірювання, а в деяких випадках і запис певних параметрів роботи холодильної установки, наприклад температури у приміщенні, яке охолоджується (термограф), витрат електроенергії (електролічильники), часу роботи устаткування (лічильники мотогодинника) та ін.

Прилади автоматичної сигналізації включають світлові або звукові сигнали при досягненні заданого значення контрольованої величини або при наближенні до небезпечного режиму роботи машини.

Прилади автоматики складаються з таких основних частин: чутливого елемента (датчика), передавального механізму, регулюючого (робочого) органу, пристрою для настроювання.

Чутливий елемент сприймає контрольовану величину (температуру, тиск, рівень рідини і т. п.) і перетворює її в зручний вид енергії для дистанційної передачі.

Передавальний механізм з'єднує чутливий елемент з регулюючим (робочим) органом.

Регулюючий орган діє за сигналом чутливого елемента. У приладах двопозиційної дії (реле) робочий орган може займати тільки два положення. Наприклад, електричні контакти реле тиску (пресостата) або реле температури (термостата) можуть бути замкненими або розімкненими, клапан електромагнітного вентиля закритим чи відкритим. У приладах плавної (пропорційної) дії кожній зміні регульованої величини відповідає переміщення регулюючого органу (наприклад, плавне

переміщення регулюючого клапана вентиля при зміні теплового навантаження на випаровувач).

Пристрій для настроювання приладу встановлює задане значення регульованої або контрольованої величини. Відхилення регульованої величини, що не викликає переміщення регулюючого органу, має назву "зона нечутливості" (або диференціал приладу).

Чутливі елементи приладів тиску виконуються у вигляді сільфонів та мембран. Сільфон являє собою тонкостінну гофровану трубку. Виготовляють сільфони з латуні, бронзи, нержавіючої сталі. При зміні тиску в сільфоні довжина його може значно змінюватися.

Мембрани виготовляють у вигляді круглих еластичних пластин, закріплених по периметру. Мембрани можуть бути пружними (металевими) та м'якими (гумовими, пластмасовими, з прогумованих тканин).

Температурні чутливі елементи виконують у вигляді біметалічних пластин та термочутливих систем з різними наповнювачами. В елементах, заснованих на розширенні твердих тіл при нагріванні, температура перетворюється в механічне переміщення (дилатометричні матеріали). Переміщення відбувається за рахунок неоднакових коефіцієнтів лінійного розширення у різних металів. На рис. 6.4, а, б показані елементи з двома металевими деталями 1 і 2 з різного матеріалу, на рис. 6.4, в, г – чутливий елемент з біметалу, тобто з двох шарів металів, зварених між собою.

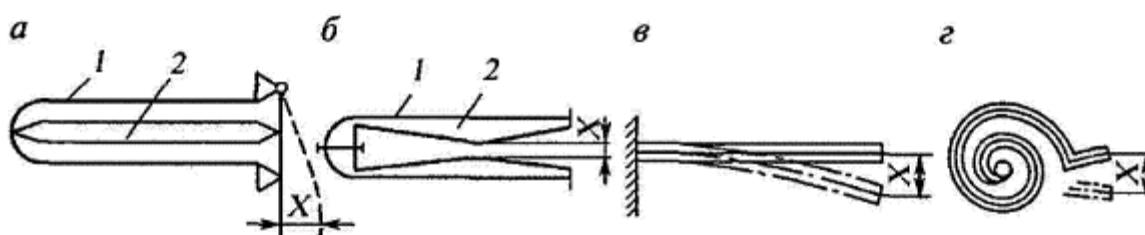


Рис.6.4. Дилатометричні чутливі елементи

В елементах з тепловим розширенням рідин використовується залежність зміни об'єму рідини від температури. Датчики, заповнені ртуттю, використовуються для

перетворення температури в електричний сигнал без проміжної механічної системи. Датчик на рис. 6.5, а має релейну характеристику, на рис. 6.5, б – плавну. Ртутно-контактні датчики температури, що застосовувалися раніше на рефрижераторних поїздах, виявилися недостатньо надійними, тому що через вібрації і поштовхи на ходу з'являлися розриви ртутного стовпа і порушувався електричний ланцюг. Крім того, ртутно-контактні датчики розраховані на малу електричну потужність сигналу.

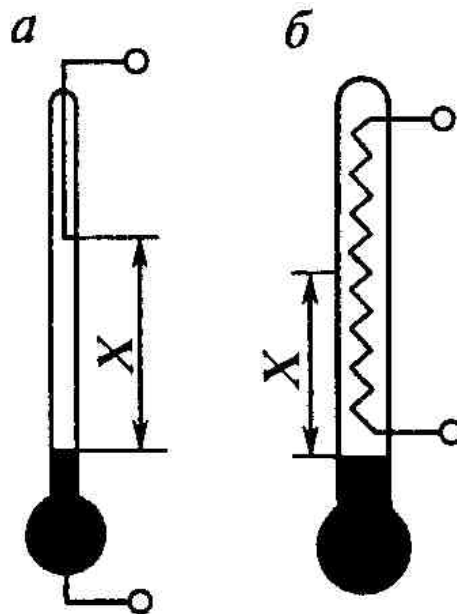


Рис. 6.5. Рідкі чутливі елементи

#### 6.4. Регулятори заповнення випаровувача холодоагентом

Випаровувач працює найбільш ефективно, коли вся його поверхня теплопередачі омивається киплячим холодоагентом. Щоб правильно заповнити випаровувач, регулюючий вентиль повинен подавати в одиницю часу таку кількість холодоагенту, який встигає відкачати компресор за цей же час. Якщо у випаровувач подавати холодоагенту менше, то в ньому відбудуться такі явища: знизиться рівень рідини; збільшиться перегрів пари на виході, оскільки подовжиться її шлях і збільшиться час зіткнення з поверхнею теплопередачі; знизиться тиск, оскільки зі зменшенням поверхні теплопередачі утворюється менше пари; підвищиться рівень рідкого холодоагенту в ресивері. При надмірному відкритті регулюючого вентиля у випаровувачі відбудуться протилежні явища.



Автоматичний регулятор може реагувати на будь-яке з зазначених явищ і впливати на регулюючий орган, збільшуючи або зменшуючи подачу холодоагенту. Залежно від того, на який з перерахованих явищ реагують автоматичні регулюючі вентиля, вони поділяються на поплавкові (ПРВ), теплорегулюючі (ТРВ), барорегулюючі (БРВ).

У найпростіших холодильних машинах малої холодопродуктивності застосовують дросельні пристрої (шайби, капілярні трубки) з постійним поперечним перетином каналів. Їх продуктивність залежить від різниці тиску в конденсаторі та випаровувачі.

У холодильних машинах, що мають у випаровувачі певний рівень холодоагенту, частіше за все застосовують поплавкові регулюючі вентиля або поплавкові реле рівня (ПРР). У змішаного випаровувача немає певного рівня рідкого холодоагенту. Правильне заповнення такого випаровувача забезпечує терморегулюючий вентиль.

Барорегулюючі вентиля (БРВ) застосовуються в малих холодильних машинах для підтримки певної температури в приміщенні, що охолоджується, відповідно до тиску у випаровувачі. Основним недоліком БРВ є неможливість забезпечити правильне заповнення випаровувача при змінному тепловому навантаженні, тому їх застосовують рідко.

Поплавкові регулюючі вентиля високого тиску встановлюють на лінійному ресивері або на конденсаторі, коли немає ресивера. Правильне заповнення випаровувача буде забезпечуватись лише при стабільному заповненні установки холодоагентом. При витоках холодоагенту випаровувач заповнюється не повністю. У зв'язку з цим ПРР високого тиску мають обмежене застосування.

## **6.5. Терморегулюючі вентиля**

Теплорегулюючі вентиля (ТРВ) призначені для автоматичного регулювання кількості холодильного агента, що надходить у випаровувач залежно від перегріву його пари, яка виходить з випаровувача (перегрів – це різниця між температурою кипіння холодоагенту у випаровувачі і температурою пари на виході з нього). Процес регулювання

супроводжується дроселюванням холодоагенту від тиску конденсації (рідкий хладон) до тиску кипіння, при якому хладон існує в рідкому та пароподібному станах. Для переходу хладону в пароподібний стан потрібне підведення тепла ззовні – так звана прихована теплота пароутворення. Ця теплота підводиться у випаровувачі від циркулюючого повітря і збільшується (на 1 кг хладону) при зниженні температури випаровування. Обсяг всмоктуваної пари холодоагенту протягом години практично постійний і навіть трохи знижується при зменшенні тиску всмоктування через високу плинність пари хладону. Внаслідок цього для отримання низьких температур випаровування необхідно знижувати кількість хладону, що надходить у випаровувач. Зі зниженням температури випаровування холодопродуктивність установки знижується, а з пониженням температури конденсації (більш холодний хладон, що надходить до регулятора) зростає. Тому терморегулюючий клапан повинен автоматично регулювати кількість хладону, реагуючи на температуру випаровування і температуру пари на вході в компресор.

ТРВ – регулятор прямої дії, тобто регулятор без підведення енергії ззовні. Принцип роботи ТРВ заснований на використанні залежності перегріву пари холодоагенту, що виходить з випаровувача, від теплового навантаження на випаровувач.

Якщо подавати певну кількість холодоагенту у випаровувач, то при підвищенні теплового навантаження на нього зростає інтенсивність кипіння холодоагенту і не вся поверхня теплопередачі буде активно брати участь у роботі, а перегрів на виході з випаровувача збільшиться.

При зниженні ж навантаження на випаровувач процес кипіння сповільнюється, пара холодоагенту перенасичується і може настати "вологий хід" компресора з наступним його пошкодженням, при цьому перегрів на виході з випаровувача зменшується.

На рис. 6.6. показана принципова схема роботи ТРВ. Мембрана 4 терморегулюючого клапана пов'язана з клапаном 3, через який з рідкого трубопроводу 2 у випаровувач 8 надходить холодоагент. Зверху на мембрану діє тиск наповнювача термочутливої системи, що сприймає температуру

перегрітої пари на виході з випаровувача через термобалон 7 і капілярну трубку 5.

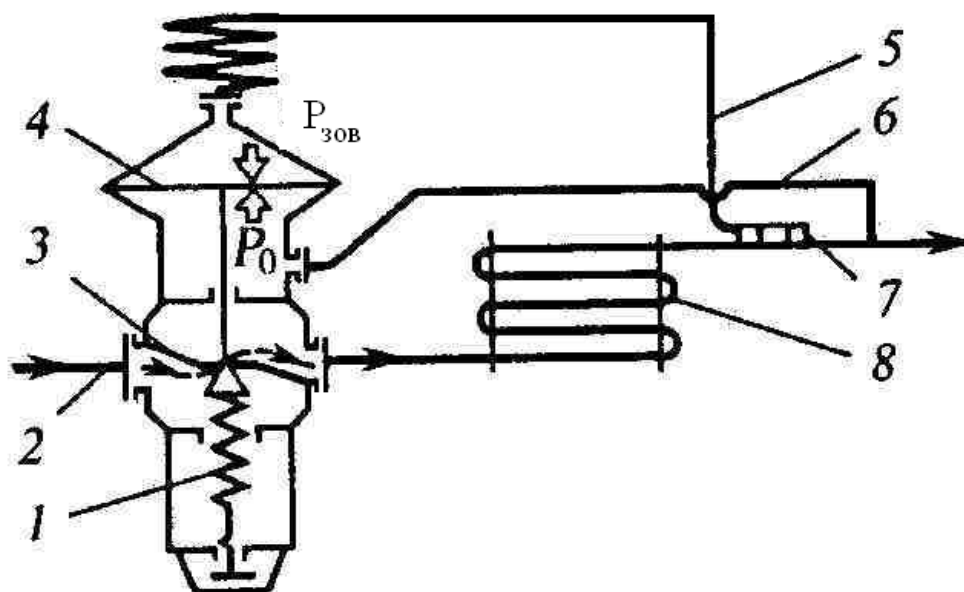


Рис. 6.6. Схема установки терморегулюючого вентиля

Знизу на мембрану 4 діє тиск випаровування холодоагенту із вирівнювальної лінії 6 та зусилля регулювальної пружини 1. За відсутності перегріву мембрана знаходиться в нормальному стані та пов'язаний з нею клапан під дією пружини повинен бути закритий, у випаровувач холодоагент не надходить. Таке положення клапана повинне відповідати непрацюючому компресору.

При збільшенні перегріву тиск наповнювальної термочутливої системи зростає і впливає на мембрану, яка прогинається і, долаючи протитиск випаровування та пружини, відкриває клапан для проходження холодоагенту у випаровувач. Впливаючи на регулювальну пружину, можна змінювати початок відкриття клапана.

Таким чином, зменшення перегріву пари холодоагенту призводить до зниження температури і тиску в термочутливій системі, тому клапан піднімається і зменшує подачу холодоагенту у випаровувач, а збільшення перегріву призводить до підвищення температури і тиску у термочутливій системі, при цьому клапан опускається, збільшуючи потік холодоагенту у випаровувач.

На холодильній установці FAL-056/7 встановлено терморегулюючий вентиль 12 ТРВ-10 (рис. 6.7).

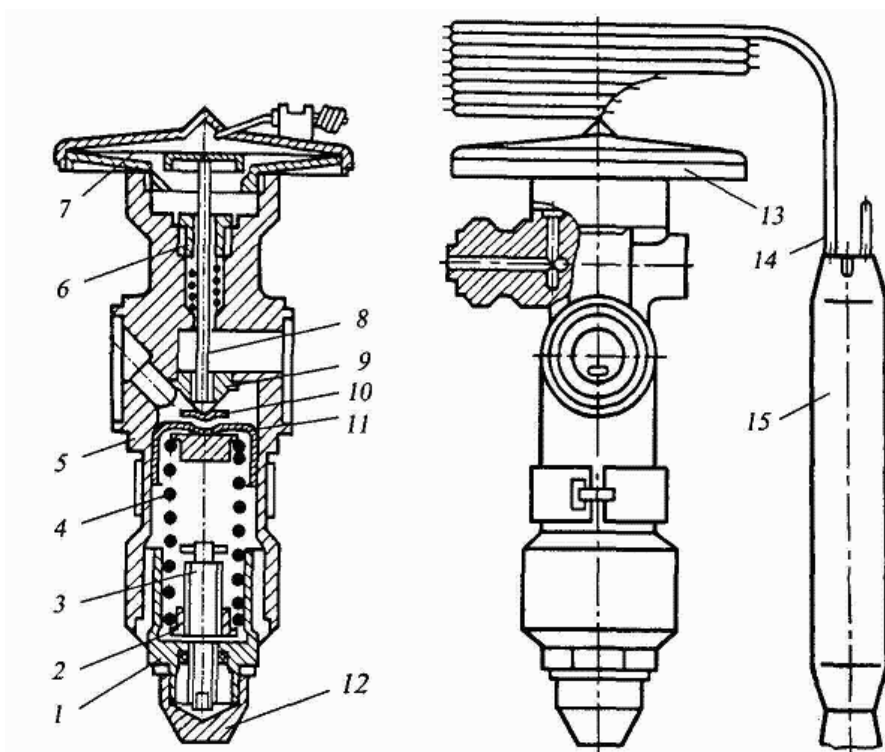


Рис. 6.7. Терморегулюючий вентиль 12 ТРВ-10

Він складається з трьох частин: термосистеми, клапанного вузла та вузла регулювання (настроювання). До термосистеми, заповненої хладагентом, входять термобалон 15, капілярна трубка 14 і головка вентиля 13 з мембраною. Термобалон укріплений зверху на трубопроводі, що виходить з випаровувача, та ізольований. Клапанний вузол складається зі штовхача 8, сальника 6, клапана 10. Клапан перекриває сідло 9, через яке дроселюється рідкий холодоагент. Вузол установки складається з регулювальної пружини 4 зі склянкою 11, гвинта 13 установки з втулкою 2 і штуцера 1, ковпачка 12.

У корпусі 5 є два отвори для приєднання ТРВ (упаювання) у рідинний трубопровід перед розподільником рідини випаровувача і штуцер для підключення вирівнювальної лінії. Граничний хід клапана 3 визначається величиною прогину мембрани 7, а початок його відкриття – величиною стискання регулювальної пружини 4, яку можна регулювати за допомогою

гвинта 3 настроювання і тиску хладона термосистеми на мембрану залежно від температури перегріву.

Технічна характеристика терморегулюючого вентиля 12 TRV-10 наведена нижче (табл. 6.1).

Таблиця 6.1

Технічна характеристика терморегулюючого вентиля 12 TRV-10

Тип вентиля	Мембранний
Номінальна продуктивність, кВт	11,63
Встановлений перегрів при температурі повітря: на вході у випаровувач, 20 °С і на вході в конденсатор, 36 °С	8-10
Максимально допустимий внутрішній тиск, МПа	2,5
Маса, кг	2,2
Вид приєднання	З обох боків фланцеві з'єднання
Вхід	З'єднання на паянні для труби 18×1
Вихід	З'єднання на паянні для труби 12×1
Вирівнювальна лінія	Накидна гайка з ніпелем для з'єднання на паянні труби 6×1

При нормальній роботі TRV і сталому режимі роботи холодильної установки характерні такі особливості:

- різниця температури вантажного приміщення і температури випаровування складає 8-12 °С;
- трубопровід біля випаровувача до місця встановлення термобалона покривається інеєм;
- всмоктувальний трубопровід біля автоматичного запір-ного вентиля повинен бути сухим або таким, що злегка запотів;
- обмерзання вихідного з'єднувального трубопроводу;
- холодоагент проходить через TRV з характерним шумом.

Регулювання ТРВ здійснюється гвинтом 3 настроювання після відвернення ковпачка 12 спеціальним ключем. Обертання гвинта 3 настроювання за годинниковою стрілкою – перегрів підвищується, а проти годинникової – зменшується.

На холодильних установках секцій ВР застосовуються регулятори 12 ТРВ-12 і 12 ТРВ-16 (перші дві цифри – позначення хладону R12, а останні вказують на номінальну холодопродуктивність). Холодопродуктивність визначається формою клапана для температури випаровування 15°C, температури конденсації 30°C і найменшого перегріву початку відкриття клапана.

Пристрій ТРВ наведено на рис. 6.8.

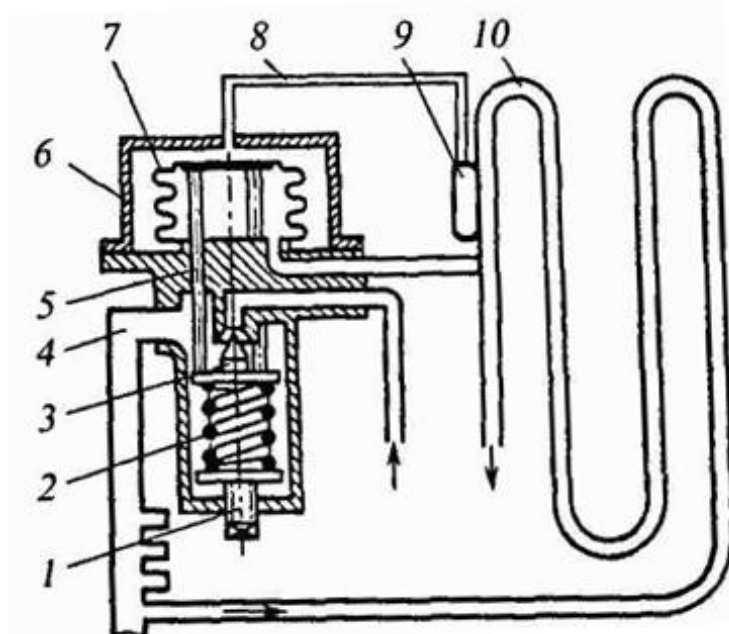


Рис. 6.8. Терморегулюючий вентиль 12 ТРВ-12

Силовим елементом ТРВ є герметична термочутлива замкнута система, що складається з термобалона 9, капіляра 8, пружного елемента сильфона 7, головки вентиля 6 і наповнювача. Термобалон заповнюється активованим вугіллям і вуглекислим газом при певному тиску. При підвищенні температури балона адсорбція вуглекислого газу у вугіллі знижується, тиск у замкнутій системі зростає. Якщо при цьому тиск пари холодоагенту, що сприймається вирівнювальною лінією на виході з випаровувача 10, і сила стиснутої пружини 2 буде менше від зусилля, яке сприймається сильфоном з боку вуглекислого газу,

клапан 3 за допомогою штоків 5 переміститься на величину, пропорційну перегріву. Кількість холодоагенту, що проходить через вентиль, збільшується, а температура перегрітої пари зменшується, відповідно тиск у термічній системі падає. Наявність лінії зовнішнього вирівнювання усуває вплив гідравлічного опору випаровувача і розподільника хладону по секціях випаровувача 4 на величину перегріву, тому що збільшення перегріву погіршує роботу випаровувача і холодильної установки в цілому. Однак для компресора є недопустимою робота в режимі "вологого ходу", при якому на лінію всмоктування потрапляє суміш рідкого і пароподібного холодильного агента. Це викликає гідравлічні удари і кавітацію в циліндрах компресора. Тому важливе значення має настроювання початку відкриття за допомогою регулювального гвинта 1. Нижня межа настроювання перегріву в стандартних умовах допускається не більше 1,5 °С, верхня межа – не менше 16 °С.

На щиті приладів змонтовано два вентиля (один робочий, інший – запасний). Робочий діапазон температур від -20 до +50 °С.

На установці кондиціонування повітря МАВ-П встановлено ТРВ типу ТЕФ-12.

Технічна характеристика терморегулюючого вентиля ТЕФ-12 наведена у табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Технічна характеристика терморегулюючого вентиля ТЕФ-12

Діапазон випаровування	-40 °С/+10 °С
Номінальна продуктивність	17400 Вт/год
Перегрів (заводське регулювання)	4 °С при температурі, на щупі 0 °С
Максимальна допустима температура щупа	+80 °С
Максимальний допустимий тиск	2,2 МПа надмірний тиск
Максимальний допустимий тиск випробувань	2,8 МПа надмірний тиск

Терморегулюючий вентиль повинен подавати у випаровувач тільки таку кількість рідкого холодоагенту, що випаровується за рахунок сприйняття тепла від повітря, яке проходить через випаровувач.

Бік входу 1 і бік виходу 2 (рис. 6.9) розділені між собою форсункою 3 і голкою тарілки вентиля 4. Голка вентиля 4 з'єднана з сильфоном 5 шляхом натискного штифта 6.

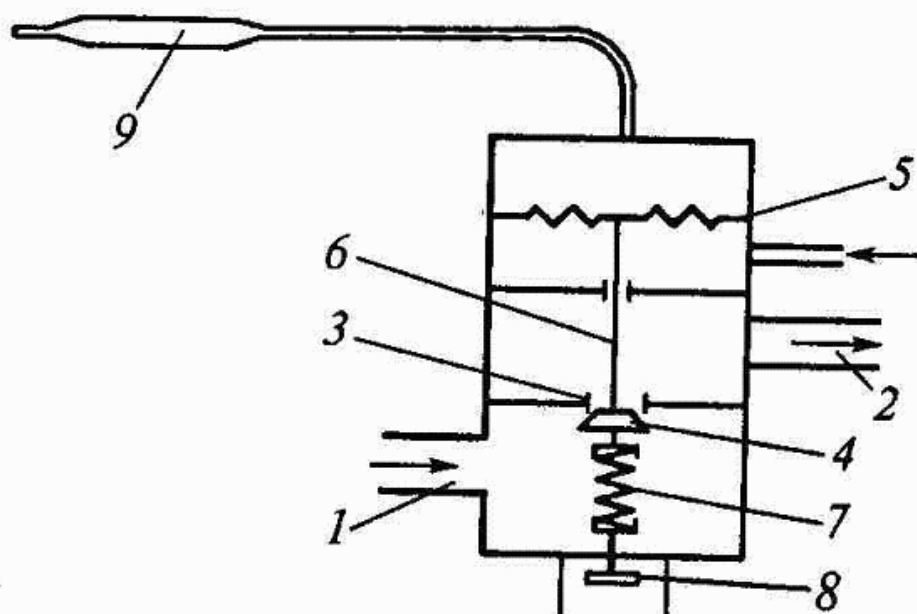


Рис. 6.9. Терморегулюючий вентиль ТЕР-12

Над мембраною 5 існує тиск від сильфона 9, встановленого на всмоктуваному трубопроводі за випаровувачем. Під сильфоном 5 через наявність вирівнювального трубопроводу виникає тиск, що дорівнює тиску на виході випаровувача. Через форсунку 3 зменшується тиск рідкого холодоагенту. Випаровування холодоагенту відбувається за рахунок поглинання тепла від припливного повітря. Трубопроводи охолоджуються. Наповнення щупа звужується, тиск над сильфоном зменшується, нажимний штифт піднімає голку клапана і таким чином впорскується менше холодоагенту. За тієї самої подачі тепла менша кількість холодоагенту випаровується швидше і пара холодоагенту перегрівається в останній секції випаровувача. Трубопроводи і щуп нагріваються, наповнення щупа розширюється.



За допомогою регулювального шпінделя 8 і регулювальної пружини 7 встановлюється певний протитиск відносно тиску щупа. Цим досягається те, що випарується завжди трохи менше холодоагенту, ніж могло б випаровуватися в випаровувачі, причому пара холодоагенту в останній секції випаровувача нагрівається та залишає випаровувач завжди в перегрітому стані. Для встановлення терморегулюючого вентиля регулювальний шпіндель 8 необхідно повертати вліво (проти напрямку обертання годинникової стрілки) до слухного клацання або до упору, а потім на  $10 \pm 1$  обертів вправо (за напрямком обертання годинникової стрілки). У насадки для форсунки 3 це відповідає розміру для довжини пружини в 34 мм. Після цього відповідним приладом для вимірювання температури необхідно виміряти температуру всмоктувального трубопроводу в області термочутливого елемента при роботі установки у двоциліндровому режимі (у місці вимірювання всмоктувальний трубопровід повинен бути чистим до металевого блиску), причому одночасно необхідно проводити відлік температури випаровування на манометрі низького тиску на панелі приладів. Різниця між визначеною температурою всмоктувального трубопроводу і відрахованою температурою випаровування є перегрівом пари холодоагенту. При такому регулюванні перегрів складає близько  $10^{\circ}\text{C}$ . У разі відхилення виміряного перегріву від вказаного можна відрегулювати перегрів. Повертання інсталяційного шпінделя 8 вліво – проти напрямку обертання годинникової стрілки – перегрів зменшується, а повертання вправо – збільшується. Повний оборот шпінделя дає зміну в  $0,5^{\circ}\text{C}$ .

Правильно відрегульований терморегулюючий вентиль і всмоктувальний трубопровід на одному боці вагона працюють у двоциліндровому режимі (якщо під час ремонтних робіт не переключено затискачі магнітних вентилів у даховому агрегаті). Для контролю необхідно перевірити температуру трубопроводу між магнітним вентиляем і терморегулюючим вентиляем. Терморегулюючий вентиль працює у двоциліндровому режимі, причому з'єднувальний трубопровід між ним і магнітним вентиляем повинен бути теплим. На закінчення слід виміряти перегрів з обох боків.

Встановлений перегрів пари холодоагенту достатній, якщо він як у двоциліндровому режимі, так і в чотирициліндровому режимі буде не менше 5 °С.

Якщо перегрів перевищує 15 °С, то слід повернути регулювальний шпindel 8 на три оберти вліво, після чого повинно бути помітно зменшення перегріву. Якщо ж перегрів не зменшується, то має місце несправність терморегулюючого вентиля або установки.

Час роботи холодильної установки від початку вмикання, перемикання на чотирициліндровий режим або від додаткового регулювання терморегулюючого вентиля до вимірювання температури всмоктувального трубопроводу має бути не менше 20 хв., щоб при вимірюванні або відліку був досягнутий сталий стан. Під час вимірювання необхідно спостерігати за приладом для вимірювання температури. У разі сильних коливань температури всмоктувального трубопроводу необхідно спробувати усунути ці коливання підвищенням перегріву (регулювальний шпindel 8 повернути на два оберти вправо). Коливання температури всмоктувального трубопроводу викликаються коливаннями температури потоку всмоктуваного газу – перегрів потоку всмоктуваного газу змінюється постійно. Якщо усунути коливання температури всмоктувального трубопроводу не вдається, то необхідно замінити теплову частину терморегулюючого вентиля. Коливання температури перегріву є допустимими до  $\pm 3$  °С, але нижче 5 °С перегрів не допустимий.

Наприклад, якщо на всмоктувальному трубопроводі температура становить +15 °С, у той час як на манометрі низького тиску тиск випаровування, що дорівнює 0,28 МПа дорівнює 6 °С температури випаровування, то перегрів пари холодоагенту становить 9 °С.

При коливаннях температури всмоктувального трубопроводу між 13,5 °С та 16,5 °С при постійній температурі випаровування мінімальна температура перегріву становить 7,5 °С. Після встановлення температури перегріву необхідно накрутити ковпачок 10, затягнути його й опломбувати.

## 6.6. Прилади регулювання тиску

Пресостат (реле тиску) служить для захисту холодильної машини від небезпечних або небажаних тисків, а також для керування роботою окремих апаратів. Пресостат – двопозиційний прилад, він замикає або розмикає контакти в електричному ланцюзі управління при певних наперед заданих тисках.

Реле тиску використовуються у всіх холодильних установках. Основна частина реле – сильфон (рис. 6.10) – гофрований стаканчик з тонколистової пружної латуні або нержавіючої сталі.

Якщо сильфон стиснути, то він складеться по гофрах, а якщо відпустити – розтиснеться та прийме первинну висоту. Властивість сильфона скорочуватися і розтискати використовується в різних реле. Щоб стиснення сильфона відбувалося під різними зусиллями і швидке відновлення первісної висоти було без залишкової деформації, всередині сильфона 2 розташовують пружину 4, призначену для повернення у вихідний стан. Сам сильфон герметично впаюють у сталевий корпус 5 з підвідною трубкою 1. Трубка може мати довжину декілька метрів, що дозволяє віддаляти прилад від об'єкта, що захищається, на значну відстань. Через нерухоому опору і пружину проходить шток з контактами 3 на кінці.

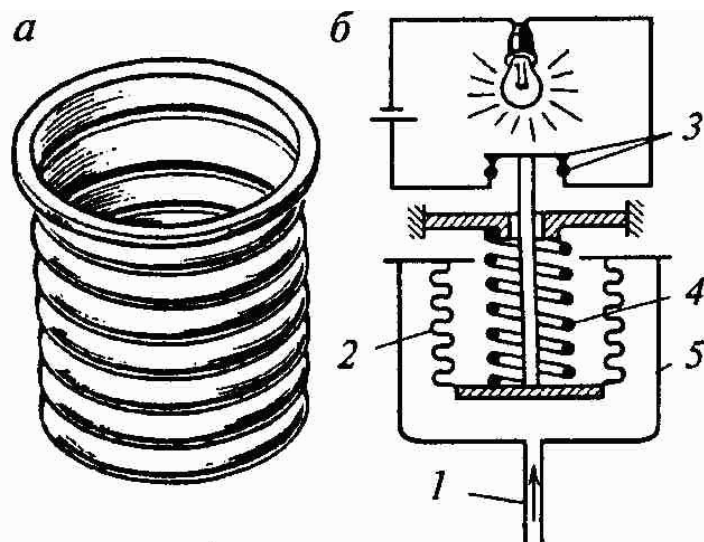


Рис. 6.10. Сильфон та схема його роботи у реле тиску

Якщо в порожнині між сильфоном і корпусом створюється тиск вище атмосферного, то сильфон стискується, шток за рахунок цього піднімається вгору і контакти розривають електричний ланцюг. У цьому випадку лампа, зображена на рис. 6.10, повинна згаснути. Якщо замість лампи в електричний ланцюг буде включений магнітний пускач електродвигуна компресора, то останній зупиниться. Достатньо знизити тиск в апараті, до якого приєднана трубка 1, як сильфон 2 за допомогою пружини 4 розпрямиться та електричні контакти 3 замкнуть тільки що розірваний ланцюг.

Пресостат RT-1 фірми "Данфосс" (рис. 6.11) застосовується на рефрижераторних секціях ZB-5 для управління процесом відтавання випаровувача.

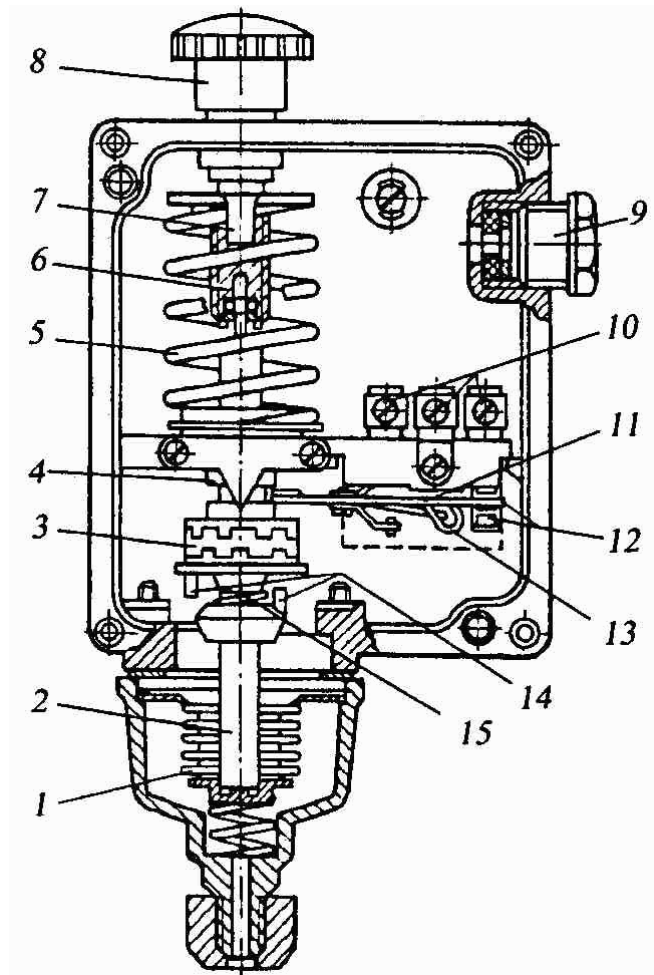


Рис. 6.11. Пресостат RT-1

Камера сильфона 1 з'єднується трубопроводом із боком всмоктування холодильної установки. Пересувний стрижень 2

знаходиться під дією двох сил, направлених назустріч: знизу діє тиск холодоагенту на сильфон, зверху – сила натискання пружини 5, яка регулюється обертанням ручки 8 з гвинтом 6. Гайка 7, що є верхнім упором пружини, переміщається по гвинту, внаслідок чого стиск пружини змінюється.

Контактна група складається з двох нерухомих контактів 12 і одного рухомого 11, який завжди знаходиться в замкнутому положенні з одним з нерухомих контактів під дією перекидний пружини 13. Контакти пов'язані з затискачами 10 для підключення електропроводів, які вводять через втулку 9.

При зниженні тиску у випаровувачі холодильної машини стержень опускається, його верхній упор 4 натискає на рухомий контакт 11, і під дією різкого розмикання пружини 13 положення контактів змінюється. Замикання нижньої пари контактів призводить до зміни в електричній схемі керування холодильною установкою, внаслідок чого вона перемикається на режим відтавання випаровувача.

Якщо тиск у випаровувачі підвищується, стержень, долаючи зусилля пружини, переміщується вгору, гайка диференціала 3 діє на рухомий контакт і перемикає контакти.

Диференціал пресостата, тобто різниця між тисками вмикання і вимикання, залежить від відстані між упором 4 і гайкою диференціала 3. Цю відстань можна змінити поворотом гайки, переміщуючи її вздовж стержня. Обертання гайки обмежене в межах одного обороту упорами 14. Пружина 15 створює зусилля, що перешкоджає мимовільному повороту гайки від вібрацій. У корпусі пресостата перед пружиною встановлена шкала для регулювання приладу. Через проріз у шкалі видно вказівник положення гайки настроювання 7.

Обертанням ручки настроювання 8 показчик встановлюють проти значення необхідного тиску спрацьовування.

Пресостат RT-5 має таке саме конструктивне виконання, як RT-1, і відрізняється тільки межами робочих тисків через більшу жорсткість пружини. RT-5 застосовується для захисту холодильної установки від високого тиску і для керування вентиляторами конденсатора залежно від тиску конденсації. На деяких пасажирських вагонах застосовується маноконтролер тієї самої марки, але дещо зміненої конструкції. На рис. 6.12 він

показаний у положенні вимкнено (ліворуч) і увімкнено (праворуч). Налаштований він не на 1,8, а на 1,7 МПа. Повторний пуск електродвигуна здійснюється вручну натисканням спеціальної кнопки 1 на бічній стінці приладу. Ця особливість досягнута за рахунок зменшення висоти муфти 2 так, що вона при тиску не дістає до лівого плеча контактної пластини 3.

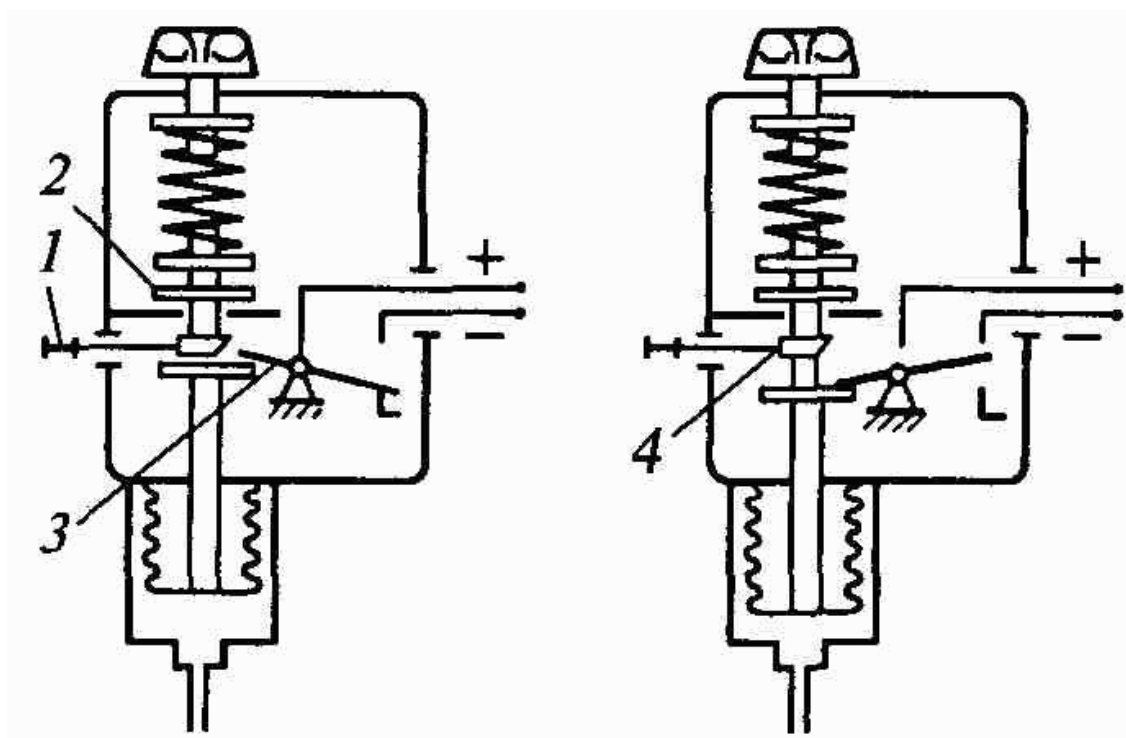


Рис. 6.12. Принципова схема реле максимального тиску

Диференціал тут такий же і встановлюється, як і в попередньому випадку. Поки тиск у контрольованій частині холодильної машини не впаде нижче передбаченого диференціалом, повторний пуск неможливий навіть вручну. Перемикання контактної пластини в реле здійснює палець 4, яким закінчується стержень поворотної кнопки 1.

На холодильному агрегаті FAL-056/7 встановлено реле тиску РД-1-ОМ5-05 (реле максимального тиску) для захисту компресора від неприпустимо високого тиску нагнітання (понад  $1,85 \pm 0,02$  МПа надлишкового тиску); реле тиску РД-1-ОМ5-01 (реле мінімального тиску) для захисту компресора від неприпустимо низького тиску всмоктування (нижче  $0,05 \pm 0,005$  МПа надлишкового тиску); реле тиску РД-1-ОМ5-02

для вмикання і вимикання вентиляторів конденсатора в діапазоні 0,6-1,0 МПа надлишкового тиску.

Реле тиску РД-1-ОМ5 показано на рис. 6.13, б. Реле типу 01 відрізняється зовні від реле типів 02 і 05 більшим розміром кожуха сильфона. В іншому, окрім діапазону настроювання і диференціала, відмінностей у приладах немає (табл. 6.3).

Кінематична схема у всіх типів реле температури ТР-ОМ5 і реле тиску РД-1-ОМ5 однакова.

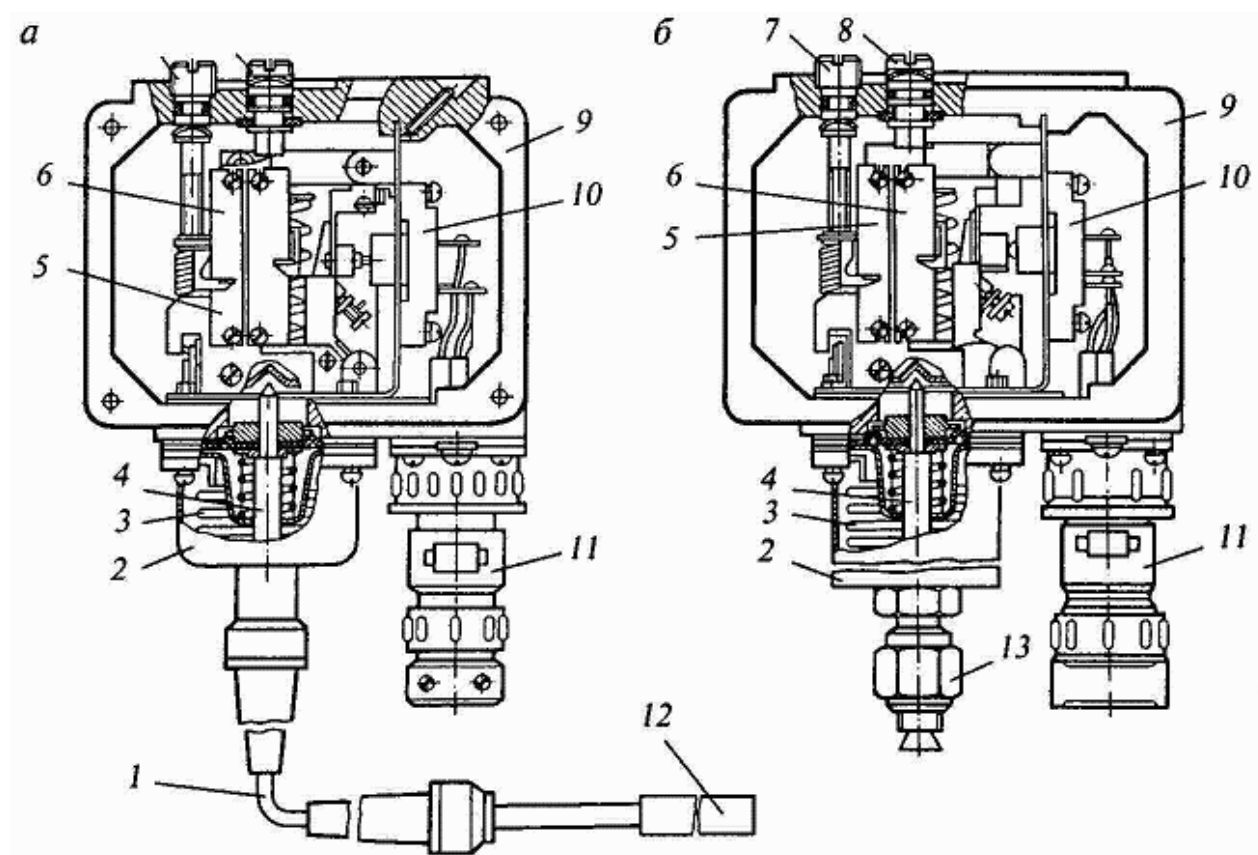


Рис. 6.13. Реле максимального тиску:

1 – капілярна трубка; 2 – кожух сильфона; 3 – сильфон;  
4 – шток; 5 – шкала настроювання диференціала;  
6 – шкала настроювання діапазону; 7 – гвинт  
настроювання диференціала; 8 – гвинт настроювання  
діапазону; 9 – корпус; 10 – контактна система; 11 – з'єд-  
нувальний штепсель; 12 – термобалон, 13 – штуцер

Таблиця 6.3

## Технічні характеристики реле максимального тиску

Параметри	Реле тиску типу РД-1-ОМ5		
	01	02	05
Діапазон настроювання, МПа надмірного тиску	-0,03-0,4	0,1-1,0	1,0-3,0
Диференціал, МПа	0,04-0,25	0,1-0,6	0,3-0,6
Встановлений тиск спрацьовування, МПа:			
верхній	0±0,005	1,0±0,01	1,85-0,02
нижній	-0,05±0,005	0,6±0,01	1,55 ±0,02
Маса, кг	1,2	1,2	1,2

Принцип дії реле заснований на урівноважуванні сили, яка утворюється тиском наповнювача термочутливої системи (у реле тиску контрольованого середовища – холодоагенту) на дно сільфону 8 і силами деформацій пружини 11 настроювання діапазону.

Зі збільшенням тиску в кожусі 7 сільфон стискається, шток 9 піднімається вгору, долаючи опір пружини 11, повертає навколо нерухомої осі 5 важіль 6, який своїм вільним кінцем через вилку важеля 10 підключає пружину настроювання диференціала 12.

При подальшому русі важіль долає опір пружини і переміщується вгору до досягнення важелем диференціала 10 верхнього упору. При цьому допоміжний важіль перемикача 4 впливає на контактну систему 3, де відбувається замикання контактів електричного кола.

Коли тиск у кожусі сільфона знизиться, рух важелів відбуватиметься у зворотному порядку і відбудеться розмикання контактів. Ступінь розтягування пружини визначає величину диференціала, а ступінь стиснення пружини – діапазон розмикання контактів приладу.

Регулювання діапазону і диференціала приладів здійснюється гвинтами установки 1 і демпфером 2.



Однблокові реле типів РД-1Б-01 і РД-2Б-03 застосовують на 5 вагонних секціях БМЗ для захисту холодильної установки від низьких та високих тисків. На рис. 6.14 наведена кінематична схема реле низького тиску РД-1Б-01 в положенні, коли контакти його розімкнені, тобто тиск у контрольованій системі нижче від заданого. Тиск  $P_0$  від холодильної машини підводиться до приладу в порожнину під сильфоном.

При підвищенні тиску сильфон стискається, долаючи зусилля пружини 8, і через шток 2 повертає кутовий важіль 10 навколо осі 17 проти годинникової стрілки. Вільний кінець цього важеля в процесі піднімання упирається у верхній край важеля 4 і включає в роботу пружину 6 диференціала. Подальший поворот кутового важеля 10 відбувається з подоланням зусиль двох пружин – 6 і 8.

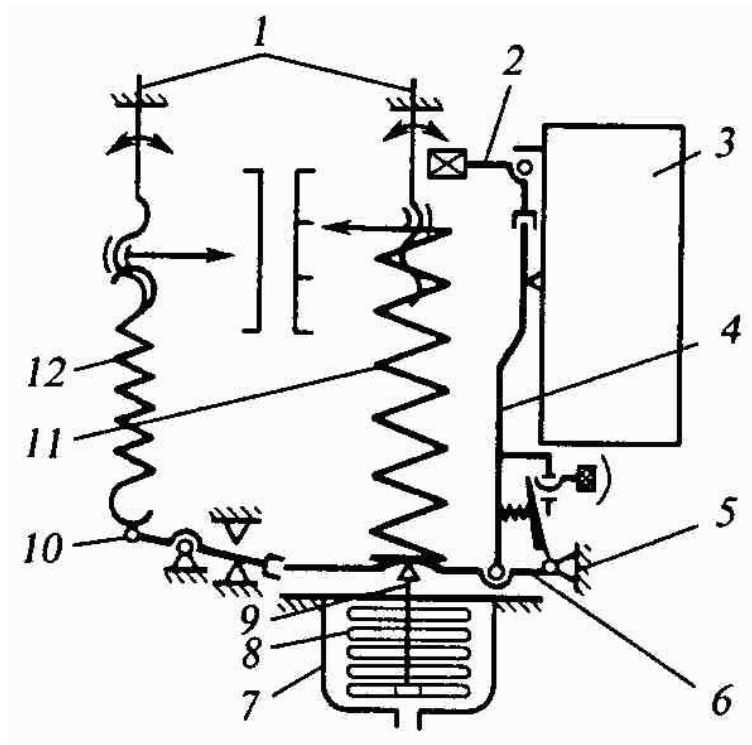


Рис.6.14. Кінематична схема реле тиску

Пружина 11 переміщує перекидну вилку 12 вправо, і коли ось зайде за лінію рухомого контакту, відбудеться різке перекидання вилки, а з нею і рухомого контакту у замкнутий стан. Після цього компресор вмикається.

Якщо контрольований тиск знизиться, сильфон зі штоком 2 переміщається вниз. Під дією пружин 6 і 8 кутовий важіль 10 повертається проти годинникової стрілки, а важіль 4 – у протилежному напрямку навколо осі 5. Коли важіль 4 дійде до упору 3, дія пружини 6 припиниться. У процесі подальшого кутового повороту важеля пружина переміщує перекидну вилку вліво, і коли вісь вийде за лінію рухомого контакту, відбудеться різке розмикання контактів, у результаті чого компресор вимикається.

Гвинтом настроювання діапазону 9 встановлюють на шкалі тиск розмикання контактів, а гвинтом 7 настроюють диференціал. Замикання контактів відбудеться при тиску, що дорівнює сумі тисків розмикання і диференціала. За допомогою гвинта 15 і пружини 16 регулюють взаємне розташування горизонтальної і вертикальної частин кутового важеля 10. Пружина 18 працює разом з пружиною 8 при тиску в системі нижче від атмосферного. Реле тиску типів РД-1Б-01 і РД-2Б-03 виготовляють у виконанні, що захищає від проникнення вологи та вібрацій. Електричний кабель приєднують до приладу за допомогою штепсельних рознімачів.

Диференціальне реле (реле різниці тиску) типу РКС-1Б призначене для контролю за роботою системи змащення компресорів. Контакти приладу розмикаються при перепаді тиску 0,05 МПа і замикаються при підвищенні цього перепаду на величину диференціала. Прилад виготовлений з алюмінієвого сплаву у виконанні, що захищає від проникнення вологи та вібрацій. У нижній частині корпусу є штепсельний рознімач для підключення до електричної мережі і вихід для заземлення. На гвинтах до корпусу прикріплені два чутливі системи з сильфоном, пов'язані між собою штоком. У корпусі розміщені також механізм важеля і вузол установки. При роботі приладу на сильфоні діє тиск, перепад якого контролюють. Тиск у нижній чутливій системі буде більше, ніж у верхній, сполученій з картером компресора. При заданому перепаді тиску їх величина врівноважується зусиллям пружини. Контакти в цьому випадку замкнуті. При зниженні перепаду до встановленого на шкалі пружина повертає важелі проти годинникової стрілки. Вісь пружини перетинає вісь перемикача і відбувається розмикання

контактів. При підвищенні перепаду тиску на величину диференціала механізми рухаються у зворотному порядку та контакти розмикаються.

Регулятор тиску всмоктування застосовують у холодильних установках, обладнаних лінією відтавання інею з випаровувача гарячими парами холодоагенту, і розміщують між компресором і випаровувачем. Цей прилад необхідний для створення різниці тиску на боках всмоктування і нагнітання та отримання за рахунок цього при стисненні високої температури холодоагенту. В іншому випадку лінія відтавання перетвориться на байпасну лінію. Таким чином, регулятор тиску всмоктування відіграє роль дросельного вентиля в режимі відтавання. Крім того, він обмежує навантаження на компресор і електродвигун під час пуску і роботи холодильної установки при великих тисках у випаровувачі, що може спостерігатися при високій температурі у вагоні (наприклад під час перевезення неохолодженою вантажу або при підготовці вагонів до навантаження).

У холодильних установках секцій 5-БМЗ для обмеження явища всмоктування застосовуються автоматичні регулятори типу АДД-40М (рис. 6.15). За принципом дії такий регулятор є пристроєм непрямої дії без підведення допоміжної енергії.

Регулятор складається з двох частин – датчика і виконавчого механізму, змонтованих в одному корпусі. Чутливим елементом датчика є сталеві мембрана 7. Простір під мембраною сполучається каналом 9 з виходом регулятора, де на мембрану діє атмосферний тиск і регулювальна пружина 6, зусилля стиснення якої задається гвинтом 5. Шток 3 з клапаном 10 переміщається разом з центром мембрани. Через канал 1 і фільтр 2 до клапана 10 датчика підводиться тиск  $P_0$ , який переміщує поршень 12, що є регулюючим органом.

У поршні та циліндрі 13 є вікна, при поєднанні яких холодоагент проходить з випаровувача в компресор. Площа прохідного перерізу вікон збільшується при переміщенні поршня вниз. Зверху на поршень діє тиск управління, який залежить від співвідношення опорів потоку в клапані 10 і каліброваному отворі у днищі поршня. Чим більше відкритий клапан датчика, тим більше тиск, що діє на поршень.

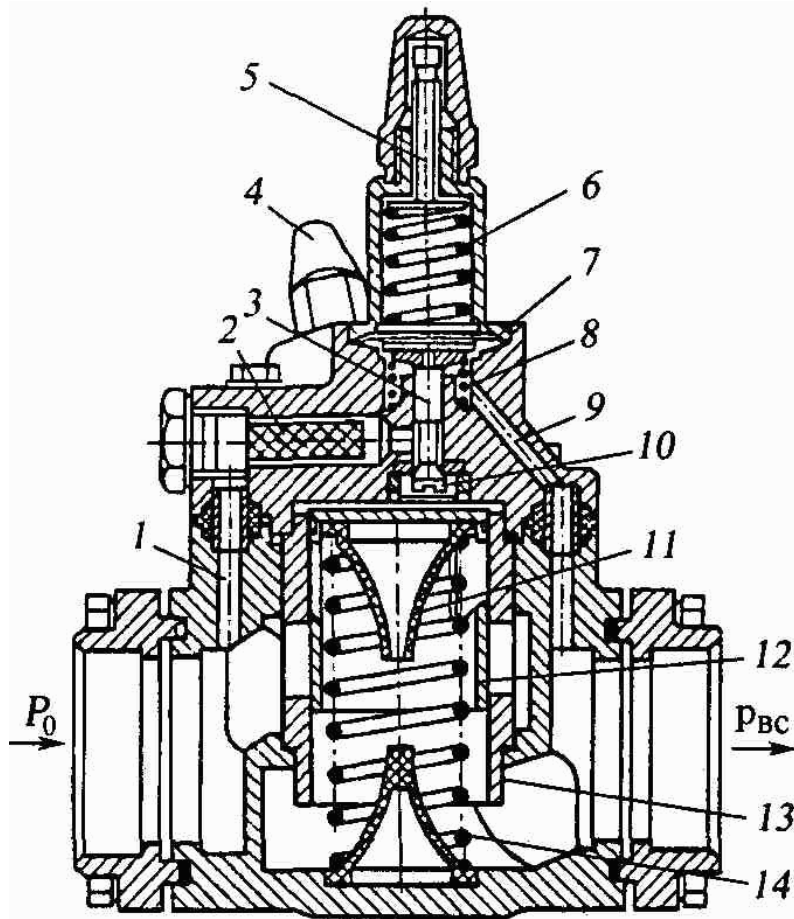


Рис. 6.15. Автоматичний регулятор типу АДД-40М

При підвищенні регульованого тиску  $P_{вс}$  мембрана датчика прогинається вгору. У тому самому напрямку переміщається клапан 10 під дією пружини 8 і зменшує прохідний перетин каналу. У результаті цього тиск, що діє на поршень зменшиться і поршень підніметься пружиною 14 вгору. Вільний перетин вікон скоротиться, а тиск всмоктування  $P_{вс}$  знизиться.

Конуси 11 на поршні і корпусі зменшують гідравлічний опір регулятора у відкритому положенні. Для ручного відкриття дроселя є гвинт, що упирається в поршень і віджимає його вниз. Гвинт закритий ковпаком 4.

Регулятори тиску АДД-40, що встановлювалися на секціях 5-БМЗ більш раннього випуску, виконують такі самі функції, але датчик і виконавчий механізм у ньому виконані роздільно і з'єднуються між собою трубопроводами, що ускладнює монтаж приладу.

## 6.7. Прилади регулювання температури

Термостати (реле температури) застосовують при автоматизації холодильних машин та іншого обладнання рефрижераторного рухомого складу для двопозиційного регулювання температури, управління окремими процесами, для захисту обладнання від високих температур. Такі прилади підтримують задану температуру у вантажному приміщенні вагона, вмикаючи і вимикаючи холодильну машину або електропечі. У холодильних установках FAL-056/7 секцій ZB-5 та APB термостат перемикає режим роботи з відтавання випаровувача на охолодження вагона, якщо іній видалено швидше ніж за 1 год.

У холодильних установках рефрижераторних вагонів найчастіше застосовують манометричні термостати, наприклад RT-7. Будова і принцип дії термостата аналогічні розглянутим раніше (наприклад, пресостат RT-1). Чутливим елементом тут також є герметично термочутлива замкнута система, що складається з термобалона, капілярної трубки і сильфона, заповнена термочутливим наповнювачем. Зміна температури середовища, що контролюється і в якому розташований термобалон, сприймається наповнювачем. Відбувається зміна тиску, який діє на сильфон і через нього на контактну систему.

Для управління холодильно-нагрівальними установками APB застосовують дуостати або подвійні термостати, які дають команду на вмикання або вимикання холодильної установки або електропечей залежно від температури у вантажному приміщенні вагона. Такий прилад діє в перехідні періоди року при перевезеннях вантажів, які необхідно захищати від підморожування.

На холодильній установці FAL-056/7 встановлені реле температури TP-OM5-01, TP-OM5-03.

Реле температури TP-OM5-01 призначене для захисту компресора від пониження температури масла нижче  $-20^{\circ}\text{C}$ ; реле температури TP-OM5-03 – для припинення процесу відтавання при підвищенні температури на виході з випаровувача  $15^{\circ}\text{C}$ ;

Реле температури TP-OM5 показано на рис. 6.16.

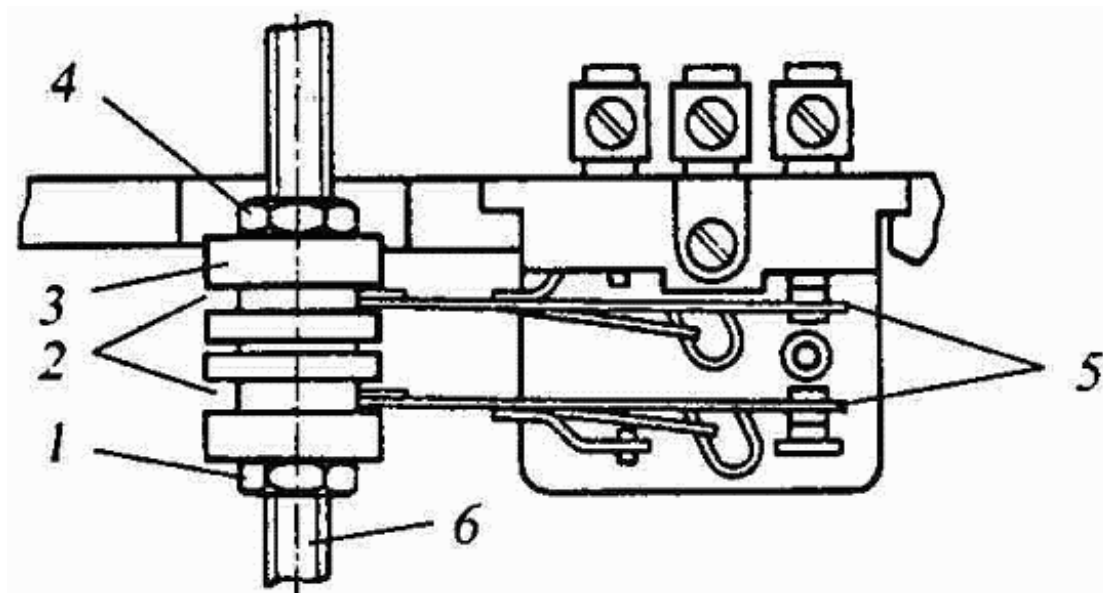


Рис. 6.16. Контактна система

Відмінність реле типу 01 від типу 03 полягає в діапазоні настроювання приладу (табл. 6.4).

Будова дуостата практично аналогічна будові термостата, але в ньому є два комплекти контактів 5, що працюють послідовно один за одним з певним інтервалом при зміні температури в одному напрямку.

Таблиця 6.4

Технічні характеристики реле температур

Параметри	Реле температури типу ТР-ОМ5	
	01	03
Діапазон настроювання, °С	-3,54 – -5	3–35
Диференціал, °С	2,5–6	2,5–6
Встановлена температура спрацьовування, °С		
верхня	-15±1	10±1
нижня	-20±1	15±1
Маса, кг	2,2	2,2

Розглянемо роботу дуостата, настроєного на температурний режим 4 С (рис. 6.17).



Рис. 6.17. Діаграма роботи дуостата

При зниженні температури у вантажному приміщенні вагона до 3 °С замикаються контакти першої контактної групи і дають сигнал на вмикання електропечей. При досягненні у вагоні температури 4,5 °С електропечі відключаються: подальша зміна температури залежить від погодних умов та виду вантажу. Якщо температура в вагоні продовжує підвищуватися, то при 6 °С вмикається холодильна установка. Коли температура знизиться до 4 °С, холодильна установка вимикається. Таким чином, дуостат є чотирьохпозиційним приладом, тому що при чотирьох різних температурах виконує зміну положення контактів.

Диференціал дуостата не регулюється і залежить тільки від зазорів 2 (рис. 6.16) в натискній втулці 3, що жорстко закріплена на рухомому штоку 6. Налаштування приладу в невеликих межах можна виконати переміщенням натиск втулки уздовж штока за допомогою гайок 1 і 4.

На холодильній установці 5-БМЗ встановлено реле температури ТР-ОМ5-02, що призначене для визначення закінчення процесу відтавання повітроохолоджувача і подачі в електричну схему секції сигналу про досягнення у всмоктувальному трубопроводі температури 7-8 °С. Дія реле заснована на використанні залежності зміни тиску в термосистемі

від температури пари холодильного агента. Зміна температури сприймається наповнювачем і перетворюється у зміну тиску, який впливає через сильфон на механізм важеля і контакти перемикаючого пристрою. Прилад виготовлений у виконанні, що захищає від вологи та вібрацій. Всі його механізми змонтовані в литому корпусі. Принцип роботи приладу аналогічний роботі приладу типу РКС-1Б.

## **6.8. Виконавчі механізми**

Виконавчий механізм використовує зовнішнє джерело енергії і приводить у дію регулюючий орган. У холодильних установках вагонів застосовують електромагнітні вентиля, зворотні клапани та ін.

Магнітний ventиль – електромагнітний запірний ventиль – встановлюється на рідинній лінії холодильної установки і призначений для перекриття рідинного трубопроводу при непрацюючому компресорі з метою запобігання перетікання рідкого холодоагента з ресивера у випаровувач і його переповнення, бо це створює небезпеку у зв'язку з можливістю виникнення гідравлічного удару при черговому пуску компресора. При роботі компресора в режимі відтавання він теж зачинений. Магнітний ventиль належить до типу двопозиційних регуляторів, виконавчий механізм яких може бути або повністю відкритий або закритий.

Магнітний ventиль MV-10.2.2 (рис. 6.18) складається з корпусу 5 з двома фланцями для приєднання рідинного трубопроводу, клапана 4, якоря 3, що переміщається в напрямній трубці 2, і електромагніту 1.

У знеструмленому стані сідло перекривається клапаном під вагою якоря, при подачі напруги якорь втягується електромагнітом і піднімає вгору клапан, відкриваючи сідло для проходу холодоагента.

На трубопроводі магнітний ventиль встановлюють строго вертикально (допускається відхилення не більше  $15^\circ$ ) у напрямку стрілки, зазначеної на корпусі.

При заміні магнітного вентиля необхідно відсмоктати холодоагент з холодильного агрегату, демонтувати ventиль. При встановленні нового вентиля необхідно звернути увагу на



установче положення. Після встановлення вентиля слід вакуумувати рідинний трубопровід.

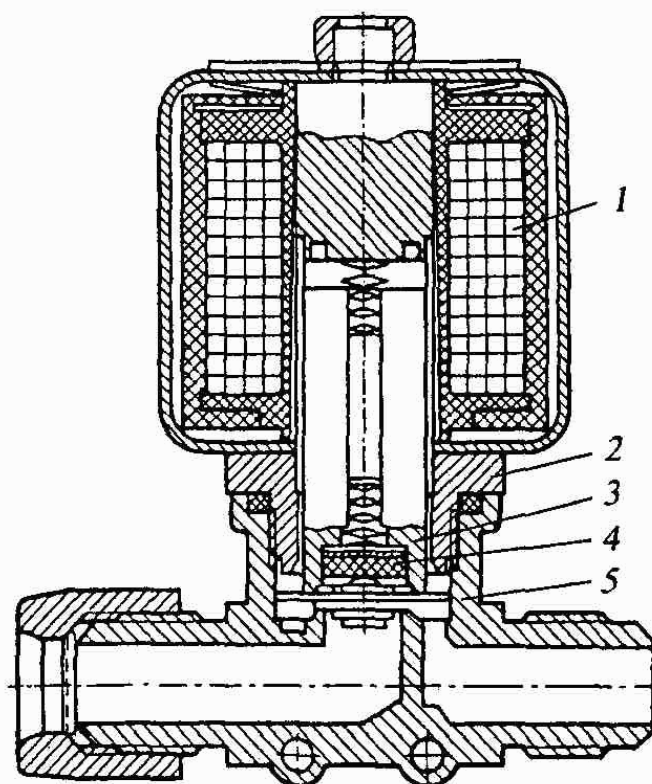


Рис. 6.18. Магнітний вентиль MV-10.2.2

Магнітний вентиль ПЗ26237-015 (рис. 6.19) встановлений на лінії відтавання.

Він призначений для перекриття проходження холодоагенту через трубопровід, який з'єднує нагнітальний трубопровід з випаровувачем при роботі холодильної установки в режимі "охолодження", та відкриття проходження гарячої пари холодоагенту у випаровувач у режимі "відтавання". Мембранний магнітний вентиль являє собою електромагнітний запірний вентиль, який під впливом електричного імпульсу відкриває прохід холодоагенту.

У холодильній машині установки ВР застосовуються по два соленоїдних вентиля: СВМ12Ж-15 на рідинних лініях і СВМ12Г-15 на лініях відтавання (рис. 6.20).

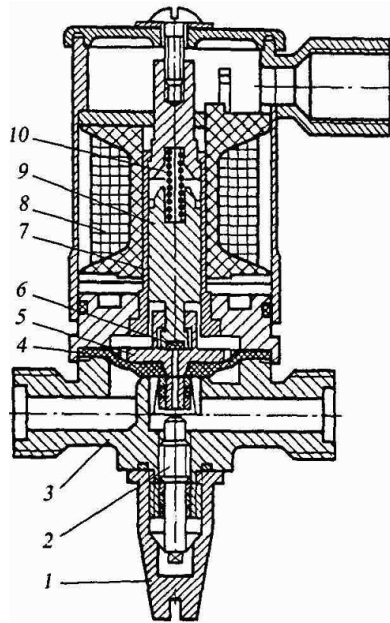


Рис. 6.19. Магнітний вентиль ПЗ26237-015:

1 – ковпачок; 2 – гвинт; 3 – корпус; 4 – мембрана;  
 5 – основний клапан; 6 – допоміжний клапан; 7 – спря-  
 мовуюча трубка; 8 – електромагніт; 9 – сердечник;  
 10 – пружина

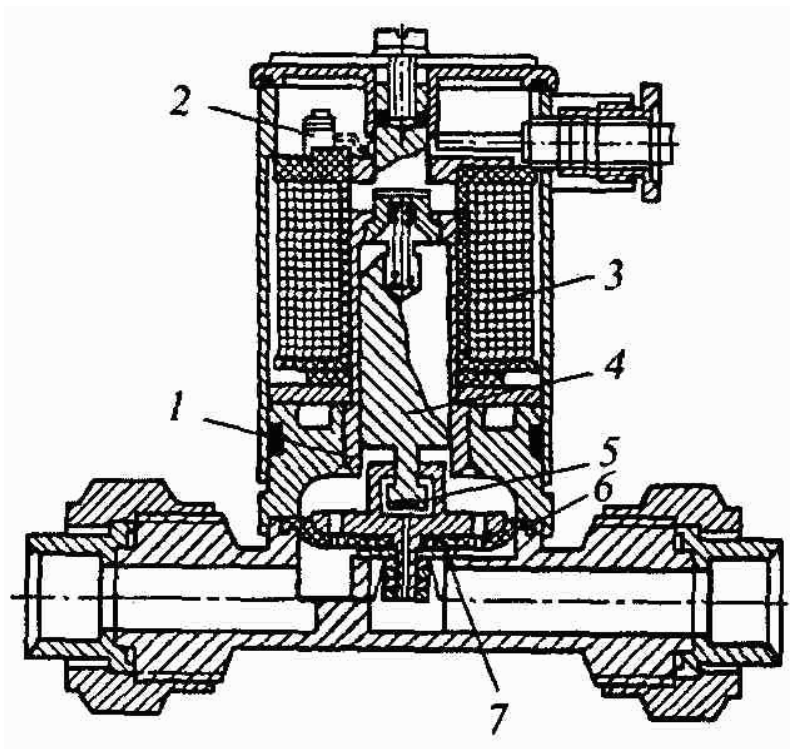


Рис. 6.20. Соленоїдний вентиль:

1 – немагнітна трубка; 2 – вивід; 3 – електромагніт;  
 4 – сердечник; 5 та 7 – клапани; 6 – мембрана

Перший поєднує ресивер з випаровувачем і вимикає подачу рідкого холодоагенту при зупинці компресора. Другий призначений для розвантаження електродвигуна компресора при його пуску. Соленоїдний клапан перепускає пару холодоагенту з нагнітальної у всмоктувальну порожнину компресора. Коли електромагніт вимкнено, то допоміжний клапан перекриває своє сідло.

Герметичність у затворі досягається за рахунок тиску холодоагенту, що подається на мембрану 6, і дії пружини. При вмиканні струму в котушці виникає магнітне поле, під дією якого втягується сердечник 4, клапан вентиля піднімається і відкривається розвантажувальний отвір. Холодоагент виходить з надмембранної порожнини через розвантажувальний отвір. У разі вимкнення струму сердечник перекриває розвантажувальний отвір, тиск у надмембранній порожнині збільшується і притискує клапан до сідла.

Будова розглянутих клапанів однакова, тільки клапан СВМ12Г-15 не має ручного дублера (табл. 6.5).

Таблиця 6.5

Технічні характеристики соленоїдного клапана

Тип	Мембранний магнітний клапан
Діаметр умовного проходу, мм	15
Перепад тиску закритого клапана, МПа	0–1,6
Вакуумна щільність по відношенню до зовнішнього середовища при внутрішньому залишковому тиску, МПа	665
Споживана потужність, В·А	40
Рід струму	змінний
Напруга, В	220
Габаритні розміри, мм	147×159×65
Маса, кг	2,9

Проте деякі параметри клапанів мають і відмінності (табл. 6.6).

## Відмінності соленоїдних вентилів

Температура робочого середовища, °С	СВМ12Ж-15 від 2 до 45	СВМ12Г-15 від 10 до 100
Найбільший робочий тиск, МПа	1,7	1,6
Температура навколишнього середовища, °С	Від -30 до 50	Від -50 до 50

У холодильній установці МАВ-II використано чотири магнітних вентилі, два з яких типу EVID-10 встановлені на рідинній магістралі перед повітроохолоджувачами, а два інших типи EVID-6 – на трубопроводі механізму вимикання клапанів компресора. Конструктивно обидві пари вентилів не відрізняються, якщо не вважати діаметра прохідного перетину: у першому випадку він дорівнює 10 мм, у другому – 6 мм.

Вентиль (рис. 6.21) складається з двох частин: електричного магніту і бронзового корпусу.

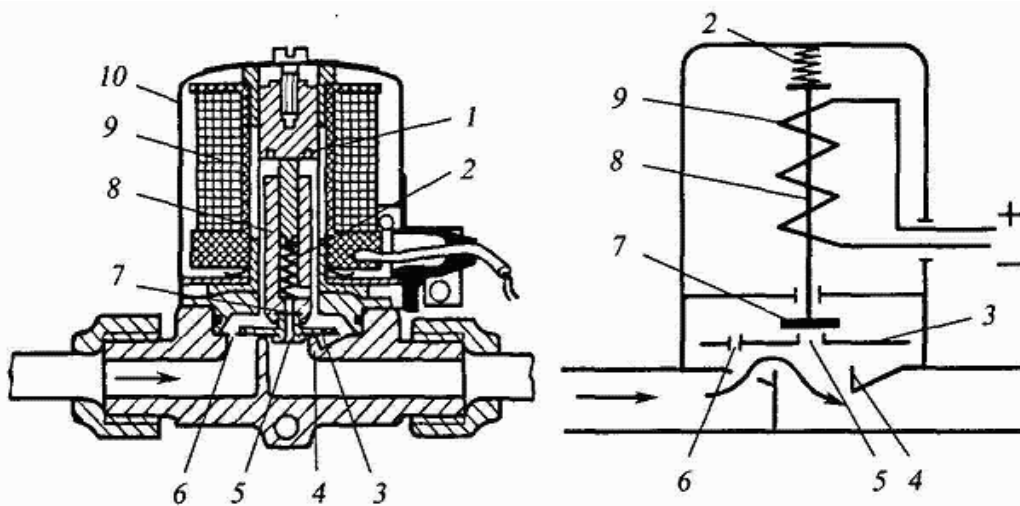


Рис. 6.21. Електромагнітний вентиль типу EVID-10 та його схема

Корпус вентиля герметичний; котушка 9 магніту захищена від проникнення вологи ковпаком 10. За відсутності в котушці напруги мембрана 3 притиснута до сідла 4. Цьому сприяє тиск холодильного агента, який через зрівняльний отвір 6 заповнює надмембранну порожнину. Розвантажувальний отвір 5 за рахунок

зусилля пружини 2 зачинений клапаном 7, тому перетікання холодоагенту під мембрану не відбувається, а різниця тисків над і під мембраною посилює її запірну дію.

При проходженні струму через котушку 9 сердечник 8, долаючи опір пружини, втягується, а клапан відкриває розвантажувальний отвір 5, через який холодоагент під тиском спрямовується до виходу вентиля. Завдяки цьому тиск над мембраною майже порівнюється з тиском в іншій половині вентиля. У той же час за рахунок різниці площ отворів 5 і 6 на мембрану знизу буде діяти підпір рідини, яка перетікає, і вона підніметься над сідлом. Для відриву мембрани від сідла потрібно різниця тисків лише 0,005 МПа. З цього моменту клапан буде у відкритому положенні. Після вимикання струму сердечник 8 під натиском поворотної пружини 2 опуститься і клапаном 7 закрити отвір 5. Оскільки тиск у цей момент по обидва боки мембрани однаковий, то під тиском ваги сердечника і зусилля пружини мембрана опуститься на сідло. Холодильний агент, протікаючи під високим тиском через отвір 6, заповнює простір над мембраною і додатково притискує її до сідла. Упор 1 обмежує піднімання сердечника 8.

Зворотний клапан – це замикаючий пристрій, що відкривається лише в одному напрямку під дією невеликої різниці тиску. Він запобігає перетіканню холодоагенту з однієї частини холодильної машини в іншу. Зворотні клапани мають різне призначення. Так, зворотний клапан KVDA-32 (рис. 6.22), встановлений між випаровувачем і компресором у холодильній установці секції ZB-5, запобігає перетіканню пари з компресора у випаровувач після вимкнення машини і виключає тим самим додаткові теплонадходження у вагон.

Крім того, пара, що потрапляє у випаровувач при вимкненні холодильної машини, може там конденсуватися, що ускладнює подальший пуск компресора і підвищує імовірність його роботи вологим ходом.

Клапан KVDA-32 складається з корпусу 1, пружини 2, клапана 8 зі штоком 3 у формі поршня, що направляє циліндр 6 для штока, кришки 5 з прокладками ущільнювачів 4 і 7.

Тиском з боку випаровувача під час роботи холодильної машини клапан відкривається, не створюючи значного

гідравлічного опору. Шток у формі поршня є демпфером, який перешкоджає коливанням клапана. Демпфувальні клапани встановлюють зазвичай на трубопроводах з пульсуючим тиском.

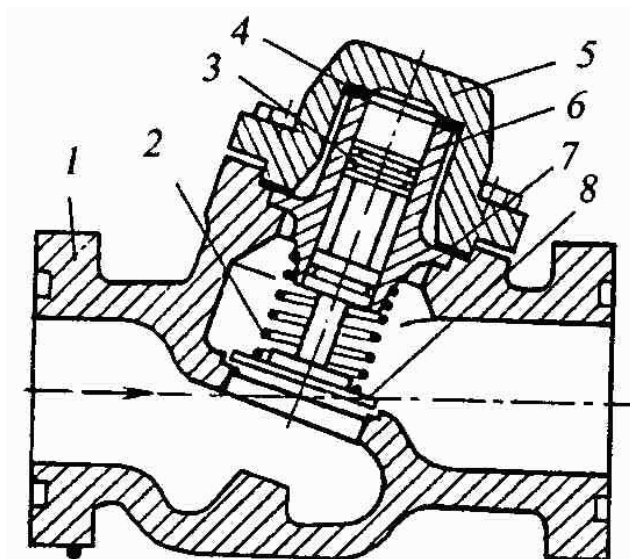


Рис. 6.22. Зворотний клапан KVDA-32

Зворотний клапан KV1/2 в установках секцій ZB-5 та APB має більш простий пристрій (рис. 6.23).

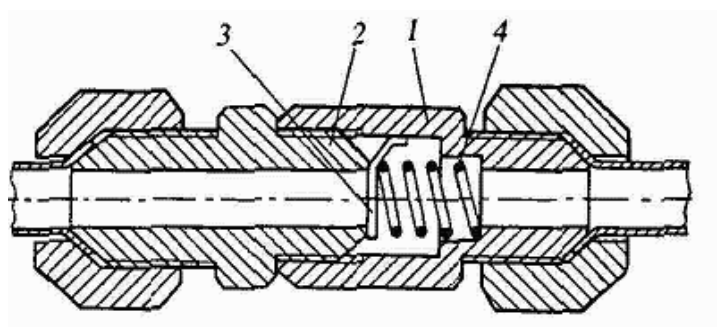


Рис. 6.23. Зворотний клапан KV1/2

Він складається з корпусу, штуцера з сідлом 2, пелюсткового клапана 3 і пружини 4; встановлюється в рідинному трубопроводі між конденсатором і ресивером і запобігає надходженню холодоагенту в конденсатор після вимкнення холодильної машини, у період пуску і при роботі в режимі відтавання випаровувача.

## Контрольні запитання

1. Як класифікуються холодильні установки за рівнем автоматизації?
2. який рівень автоматизації холодильних установок сучасного рухомого складу?
3. За якими ознаками класифікуються систем автоматики установок кондиціонування повітря?
4. Як здійснюється плавне регулювання?
5. Як здійснюється позиційне регулювання?
6. Що називається системою автоматичного управління?
7. З яких елементів складається структурна схема автоматичного регулювання?
8. Яким чином здійснюється регулювання холодопродуктивності холодильної установки?
9. Назвати основні елементи приладів автоматики та їх призначення?
10. Які функції виконують прилади автоматичного регулювання?
11. Які функції виконують прилади автоматичного захисту?
12. Які функції виконують прилади автоматичного контролю?
13. Які функції виконують прилади автоматичної сигналізації?
14. Призначення та принцип дії терморегулюючого вентиля?
15. Призначення та види реле тиску?
16. Призначення та види реле температур?
17. Призначення та будова магнітних вентилів?
18. Призначення зворотних клапанів?

## Бібліографічний список

1. Демьянков, Н.В. Холодильные машины и установки [Текст]: учебник / Н.В. Демьянков. – М.: Транспорт, 1976. – 360 с.
2. Фаерштейн, Ю.О. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах [Текст]: ученик / Ю.О. Фаерштейн, Б.Н. Китаев. – М.: Транспорт, 1984. – 345 с.
3. Осадчук, Г.И. Холодильное оборудование вагонов и кондиционирование воздуха [Текст]: учебник / Г.И. Осадчук, Е.С. Фарафонов. – М.: Транспорт, 1974. – 304 с.
4. Зворыкин, М.А. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах [Текст]: ученик / М.А. Зворыкин, В.М. Черкез. – М.: Транспорт, 1977. – 286 с.
5. Фарафонов, Е.С. Ремонт компрессоров пассажирских вагонов [Текст]: учебник / Е.С. Фарафонов, Н.С. Ким. – М.: Транспорт, 1973. – 127 с.
6. Екимовский, И.П. Эксплуатация и техническое обслуживание рефрижераторного подвижного состава [Текст]: учебник / И.П. Екимовский. – М.: Транспорт, 1983. – 156 с.
7. Кржимовский, В.Е. Рефрижераторные секции отечественной постройки [Текст]: учебник / В.Е. Кржимовский. – М.: Транспорт, 1983. – 184 с.
8. Бартош, Е.Т. Энергетика изотермического подвижного состава [Текст] / Е.Т. Бартош. – М.: Транспорт, 1976. – 303 с.
9. Комаров, Н.С. Справочник холодильщика [Текст] / Н.С. Комаров. – М.: Транспорт, 1962. – 419 с.
10. Маханько, М.Г. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и локомотивах [Текст]: ученик / М.Г. Маханько. – М.: Транспорт, 1981. – 254 с.
11. Кошкин, Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст]: учебник / Н.Н. Кошкин. – Л.: 1976. – 328 с.
12. Сидоров, Ю.Л. Основы кондиционирования воздуха на предприятиях ж-д. транспорта и подвижном составе [Текст]: учебник / Ю.Л. Сидоров. – М.: Транспорт, 1984. – 199 с.
13. Китаев, Б.Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов [Текст] / Б.Н. Китаев. – М.: Транспорт, 1984. – 184 с.



14. Пигарев, В.Е. Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха. Учебник для техникумов и колледжей железнодорожного транспорта [Текст] / В.Е. Пигарев, П.Е. Архипов. – М.: Маршрут, 2003. – 424 с.

15. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1973.

16. Чернин, И.Л. Расчет, подбор и эксплуатация рефрижераторного подвижного состава [Текст]: Учеб. пособие. – Гомель: БелИИЖТ, 1984. – Ч. 1. – 45 с.

17. Алексюткин, Б.А. Холодильное оборудование и кондиционирование воздуха [Текст]: методические указания для курсового и дипломного проектирования / Б.А. Алексюткин, П.А. Устич. – М.: МИИТ, 1991. – 61 с.

**Додаток 1**  
(довідковий)

Основні характеристики холодильних агентів

Таблиця Д.1.1

Характеристики холодоагенту R12

Параметр	Величина
Тиск, МПа	
у випаровувачі при -15 °С	0,183
у конденсаторі при 30 °С	0,7435
Ступінь стиснення	4,08
Прихована теплота паротворення при -15 °С, кДж/кг	159,28
Холодопродуктивність нетто, Вт×год/кг	32,3
Кількість циркулюючого холодоагенту на 1000 Вт холодопродуктивності, кг/год	3,09
Об'єм насиченої рідини при 30 °С, м <sup>3</sup> /кг	0,7748
Кількість циркулюючої рідини на 1000 Вт холодопродуктивності, м <sup>3</sup> /год	0,0245
Густина насиченої пари, кг/м <sup>3</sup>	
при -15°С	10,96
при 30°С	42,08
Об'ємна продуктивність компресора на 1000 Вт холодопродуктивності, м <sup>3</sup> /год	2,81
Холодопродуктивність на 1 м <sup>3</sup> робочого об'єму циліндрів компресора, Вт	290,3
Теплота стиснення, кДж/кг	24,739
Температура нагнітання в компресорі, °С	38,01
Потужність на 1000 Вт холодопродуктивності, кВт	0,212

## Характеристики холодоагенту R22

Параметр	Величина
Тиск, МПа	
у випаровувачі при -15 °С	0,2966
у конденсаторі при 30 °С	1,1908
Ступінь стиснення	4,01
Прихована теплота паротворення при -15 °С, кДж/кг	215,79
Холодопродуктивність нетто, Вт×год/кг	45,2
Кількість циркулюючого холодоагенту на 1000 Вт холодопродуктивності, кг/год	22,2
Об'єм насиченої рідини при 30°С, м <sup>3</sup> /кг	0,8515
Кількість циркулюючої рідини на 1000 Вт холодопродуктивності, м <sup>3</sup> /год	0,0192
Густина насиченої пари, кг/м <sup>3</sup>	
при -15 °С	77,29
при 30 °С	19,70
Об'ємна продуктивність компресора на 1000 Вт холодопродуктивності, м <sup>3</sup> /год	1,71
Холодопродуктивність на 1 м <sup>3</sup> робочого об'єму циліндрів компресора, Вт	476,5
Теплота стиснення, кДж/кг	34,941
Температура нагнітання в компресорі, °С	52,6
Потужність на 1000 Вт холодопродуктивності, кВт	0,662

## Характеристики холодоагенту R502

Параметр	Величина
Температура, °С	
кипіння	-29
пари, що всмоктується	18,3
конденсації	49
Тиск, МПа	
у випаровувачі	0,207
у конденсаторі	2,072
Ступінь стиснення	10,02
Холодопродуктивність нетто, Вт×год/кг	29,24
Об'єм насиченої рідини при 49 °С, м <sup>3</sup> /кг	0,664
Кількість циркулюючої рідини на 1000 Вт холодопродуктивності, м <sup>3</sup> /год	0,0321
Густина насиченої пари, кг/м <sup>3</sup> при -18,3 °С	9,8753
Об'ємна продуктивність компресора на 1000 Вт холодопродуктивності, м <sup>3</sup> /год	3,46
Холодопродуктивність на 1 м <sup>3</sup> робочого об'єму циліндрів компресора, Вт	236
Теплота стиснення, кДж/кг	52,382
Температура нагнітання в компресорі, °С	52,6
Потужність на 1000 Вт холодопродуктивності, кВт	0,495