

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра кріогенної техніки



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

На тему: «Дослідження ефективності роботи аксіального компресора
транспортного кондиціонера колісної спецтехніки на альтернативних
холодоагентах (БТР-80)»

Здобувача Слесар В.О.
(прізвище, ініціали)

2-го м курсу КТ-262м групи

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

Консультант: проф. Морозюк Л.І
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 20____ р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій Симоненко**

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Кріогенні технології виробництва, зрідження і транспортування природного газу»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Юрій СИМОНЕНКО

« » 2023 року

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

Слесар Віталій Олексійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження ефективності роботи аксіального компресора транспортного кондиціонера колісної спецтехніки на альтернативних холодоагентах (БТР-80)

керівник роботи к.т.н., доц., Яковлев Юрій Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 30 листопада 2023 року № 897-03

2. Термін здачі здобувачем 1 грудня 2023 року

закінченої роботи

3. Вихідні дані до роботи: Температурний режим кондиціонування: температура кипіння холодоагенту 0...+15 °С, температура конденсації +30...+50 °С, робочі речовини: R134a, R1234yf, R1234ze.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Актуальність теми; Вступ; Аналіз літературних джерел і постановка проблеми; Теоретична частина; Аналіз конструкцій холодильних компресорів спеціального призначення; Обґрунтування вибору та аналіз конструкції досліджуваного компресора; Аналіз застосування холодоагентів нового покоління; Аналіз характеристик досліджуваних холодоагентів; Опис схеми і принципу роботи транспортного кондиціонера при модернізації колісної техніки; Аналітична частина; Тепловий розрахунок холодильного циклу в режимі кондиціонування; Тепловий розрахунок холодильного циклу на різних температурних режимах; Аналіз характеристик зрівнюваних холодоагентів; Аналіз робочих характеристик досліджуваного компресора; Охорона праці; Висновки; Список використаних джерел інформації.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point (12 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання 01.11.2023

Керівник доц. Юрій ЯКОВЛЕВ

Завдання прийняв до виконання Віталій СЛЕСАРЬ

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і аналіз літератури	30 днів	
3	Розробка схемно-циклового рішення установки	10 днів	
4	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	28 днів	
5	Теплові розрахунки циклу	20 днів	
6	Розробка графічних моделей	10 днів	
7	Аналіз результатів досліджень	8 днів	
8	Оформлення пояснювальної записки	10 днів	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	5 днів	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	5 днів	

Здобувач-дипломник Юрій ЯКОВЛЕВ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи Віталій СЛЕСАРЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

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

Здобувач-дипломник Віталій СЛЕСАРЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра (пояснювальна записка) містить сторінок 83, рисунків 37, таблиць 18, список джерел з 14 найменувань.

Розроблено: схему керування компресором кліматичної установки при різних навантаженнях.

Актуальністю даної теми є забезпечення безперебійної роботи кліматичної установки з регульованим компресором на холодоагентах нового покоління

Для вирішення задачі дослідження: Проведено порівняльний аналіз характеристик холодильних агентів. Досліджено ефективність роботи аксіального компресора на холодоагентах нового покоління.

Ключові слова: компресор, енергетичний аналіз розрахунок, альтернативні холодильні агенти, кондиціонування, кліматична установка, потенціал глобального потепління.

ABSTRACT

Thesis (explanatory note) contains pages 83, figures 37, tables 18, a list of sources from 14 items.

Developed: a control scheme for the air conditioner compressor under different loads.

The relevance of this topic is the provision of uninterrupted operation of the climate system with an adjustable compressor on new generation refrigerants

To solve the research problem: A comparative analysis of the characteristics of refrigerants was carried out. The effectiveness of the axial compressor on new generation refrigerants was investigated.

Key words: compressor, energy analysis, alternative refrigerants, air conditioning, air conditioning unit, global warming potential.

Зміст

ВСТУП.....	5
Розділ 1. Теоретична частина	6
1.1. Холодильне компресорне обладнання на сучасному етапі.....	6
1.2. Аналіз конструкцій холодильних компресорів спеціального призначення.....	13
1.3. Обґрунтування вибору та аналіз конструкції досліджуваного компресора	31
1.4. Аналіз застосування холодоагентів нового покоління з низьким потенціалом глобального потепління для кондиціонерів і теплових насосів.....	37
1.5. Аналіз характеристик досліджуваних холодоагентів.....	43
1.6. Опис схеми і принципу роботи транспортного кондиціонера при модернізації колісної техніки	47
Розділ 2. Аналітична частина	50
2.1. Тепловий розрахунок холодильного циклу в режимі кондиціювання ..	50
2.2. Тепловий розрахунок холодильного циклу на різних температурних режимах	59
2.3. Аналіз характеристик зрівнюваних холодоагентів	67
2.4. Аналіз робочих характеристик досліджуваного компресора	69
Розділ 3. Охорона праці	74
3.1. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища та охорона праці	74
Список використаних джерел інформації.....	81
Додаток А	83

					КРМ.КТ.2.897-03.1.20			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження ефективності роботи аксіального компресора транспортного кондиціонера колісної спецтехніки на альтернативних холодоагентах (БТР-80)	Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.		Слесар В.О.						
Перевір.		Яковлев Ю.О.					4	83
Реценз.						ОНТУ група КТ-262м		
Н. Контр.								
Затверд.								

ВСТУП

Вирішення проблеми отримання високих енергетичних характеристик компресорів під час їх створення чи модернізації та проблема переходу на перспективні екологічно безпечні холодильні агенти потребує науково-технічного обґрунтування нових ефективних методів та технологій проектування.

При цьому бажано звести до мінімуму витрати, пов'язані з принциповою зміною конструкції компресорних машин та переоснащенням виробничої бази у зв'язку із застосуванням нових холодильних агентів.

Ефективність роботи систем кондиціонування автотранспортних засобів багато в чому визначається енергетичними показниками холодильних компресорів, що використовуються в них.

Оскільки проблема переходу на нові озонобезпечні робочі тіла та пов'язана з нею проблема підвищення енергетичних показників холодильних компресорів залишається невирішеною, необхідно розширити теоретичні та експериментальні дослідження в даній галузі.

Теоретичні дослідження параметрів компресорних машин, з метою підвищення їхньої продуктивності, реалізуються з урахуванням математичного моделювання робочих процесів. При моделюванні робочих процесів у компресорах об'ємного принципу стиснення буде використана методологія термодинаміки тіла змінної маси (термодинаміка відкритих систем), до переваг якої слід віднести те, що вона крім термо-газодинаміки включає динаміку механізмів з їх основними конструктивними параметрами. Останнє уможливорює використання побудованих математичних моделей як для вирішення прямих завдань (розрахунків робочих процесів), так і зворотних (оптимізація за тим чи іншим критерієм якості).

Розділ 1. Теоретична частина

1.1. Холодильне компресорне обладнання на сучасному етапі

Області застосування компресорних машин не є постійними та змінюються залежно від удосконалення машин різних типів за продуктивністю та тиском. В даний час має місце велика різноманітність конструкцій і типів компресорів, різних за тиском, продуктивності, середовищі, що стискається, умовам навколишнього середовища.

Компресори класифікуються:

- за принципом дії: об'ємні та лопатеві;
- за призначенням: по галузі виробництва, для якої вони призначені (хімічні, енергетичні, загального призначення і т. д.),
- за родом газу, що стискається (повітряні, гелеві, хлорні, кисневі, азотні і т.д.),
- за безпосереднім призначенням (пускового повітря, гальмівні тощо);
- по кінцевому тиску: вакуум-компресори – машини, які відсмоктують газ із простору з тиском нижче за атмосферний або вище; компресори низького тиску (КНД) – призначені для нагнітання газу при тиску від 0,15 до 1,2 МПа, середнього тиску (КСД) – від 1,2 до 10 МПа, високого (КВД) – від 10 до 100 МПа, надвисокого (КСВД) – понад 100 МПа;
- за способом відведення теплоти – з повітряним та водяним охолодженням;
- за типом приводного двигуна – з приводом електродвигуна, двигуна внутрішнього згоряння, парової чи газової турбіни.

Вимоги до компресора, його розміри і конструкція головних вузлів і деталей залежать від властивостей газу, що стискається. Наприклад, при стисканні газів з корозійними властивостями (сірководень, хлор та ін) необхідно застосування спеціальних матеріалів для деталей газового тракту; газів, що відрізняються токсичністю (оксид вуглецю, хлор та ін.) та

підвищеною плинністю (гелій), а також пожежонебезпечних газів (кисень, водень, вуглеводневі гази), головна вимога – герметичність.

В даний час продовжується тенденція заміни традиційних поршневих компресорів на машини нового типу. Але для нових конструкцій особливо важливі ретельне дотримання геометрії деталей та точність складання, тому своєю появою вони багато в чому завдячують прогресу технологій металообробки.

На додаток до зменшення енергоспоживання шляхом підвищення ефективності, зниження парникової дії систем кондиціювання повітря та холодопостачання досягається за рахунок переходу на холодоагенти з нижчим потенціалом глобального потепління (ПГП). Зокрема, у побутових холодильниках використовують ізобутан (R600a), у теплових насосах, що нагрівають воду для господарсько-побутових потреб, застосовують CO₂, у потужному холодильному та морозильному устаткуванні застосовують аміак (NH₃), а у напівпромислових та побутових кондиціонерах повітря – R32.

Зростає використання CO₂ у компресорах, детандерах (розширювачах), детандер-компресорах. У другій половині 1990-х років посилилася стурбованість проблемою глобального потепління, і увагу привернули системи кондиціювання повітря та холодопостачання, які використовують як холодоагент CO₂. Дослідження показали можливість застосування компресорів для CO₂ у автомобільних кондиціонерах та теплових насосах для нагрівання води.

Аналогічний підхід та введені законодавства, що ґрунтуються на Кігалійській поправці, визначили чітку тенденцію у розвитку виробництва холодильних компресорів провідних компаній у світі. Загальне уявлення про основні виробничі майданчики та вироблену ними продукцію наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Основні виробники компресорів об'ємного принципу дії

Main manufacturers of volumetric compressors

Виробники	Об'ємні технології				США	Китай	Японія	Таїланд	Корея	ЕС
	Поршневі	Винтові	Спіральні	Ротаційні						
Copeland	*		*		*	*		*		*
Danfoss	*		*		*	*				*
Bitzer	*	*	*	*	*	*				*
Bock	*			*						*
Dorin	*	*								*
Friscold	*									*
Bristol		*	*		*					
Trane					*					*
Tecumseh	*			*	*					
Mitsubishi electric			*	*			*	*		
MHI	*		*				*			
Hitachi			*	*		*	*			*
Sanyo			*	*		*	*	*		
Daikin			*	*		*	*	*		*
Matsushita (Panasonic)	*		*	*			*			
Mycom	*	*					*			
Toshiba Carrier			*	*		*	*			
Invotech			*	*		*				
Gree			*			*				
COAIRE (Kyungwon Machinery)		*	*					*	*	
LG	*		*	*					*	
Samsung			*	*					*	
Carrier	*	*			*					
Gea Grasso		*								*
Vilter (Emerson)		*			*					
York		*			*					
Howden		*								*

Світовий розвиток цифрових технологій визначає широке використання систем автоматизованого проектування (САПР) різного призначення в усіх галузях промисловості. Такі системи дозволяють як скоротити терміни

виведення готової продукції ринку, а й знизити її собівартість, і навіть підвищити якість.

В основі систем комп'ютерного проектування та моделювання лежить використання науково обґрунтованих та експериментально перевірених математичних моделей. При використанні САПР вдається в 2-3 рази скоротити кількість помилок і нестижок за рахунок усунення «центру тяжіння» на етапі проектування та моделювання в процесі розробки, а також подальшої експлуатації компресорних та холодильних установок. Таким чином, застосування інструментів комп'ютерного інжинірингу, зокрема CAE-систем, дозволило успішно впровадити технологію «цифрових двійників», яка є основним елементом Індустрії 4.0 (Industry 4.0) у практику вітчизняного компресоробудування. Ще до одного з досягнень цифровізації, що застосовується до галузі сучасного компресоробудування , можна віднести застосування технології AR (Augmented Reality (доповнена реальність) при проектуванні, виробництві, експлуатації та маркетингу компресорного обладнання, яку широко застосовує на всіх етапах життєвого циклу своєї продукції, зокрема гвинтових компресорів виробник Howden (Німеччина).

Впровадження ЕОМ, вже традиційно допомагає вирішувати складні нелінійні рівняння n - го порядку, тим самим добиватися кращої якості математичної моделі. Так, наприклад, часто зустрічається завдання нестационарного перебігу робочого середовища в різних елементах компресорів, що вимагає чисельного рішення, може бути виконана за допомогою прикладних програм для ЕОМ. Даний тип програм принципово відрізняються від CAE-програм виконанням комплексного чисельного експерименту в режимі експрес-аналізу, а також відсутністю необхідності створювати складні CAD-моделі, оскільки спочатку як об'єкт дослідження приймається ступінь компресора. В даний час такий метод отримав розвиток у науковому напрямі «Математичне моделювання та САПР об'ємних компресорів».

Ще одним класом програмних продуктів прийнято вважати програми з підбору обладнання. Серед компаній OEM-виробників, інсталяторів обладнання у проектних організаціях широко використовуються програми, призначені для підбору обладнання. Такі програми включає практичне керівництво та довідники, а також інформацію щодо властивостей робочого тіла; вибір компресора під потрібну продуктивність; розрахунок навантаження; паспортні дані геометрії компресора; розрахунок механізмів руху; відомості щодо специфікацій API та ISO; доступ до креслень схеми обладнання та ін. Широко поширені програми таких виробників, як Bitzer , Danfoss , Gea , Dorin , Eсо та ін Вихідними даними для роботи в програмах зазвичай є: вид холодоагенту, температура кипіння, холодопродуктивність, режим електроживлення та інше.

Щодо теми підбору компресорного обладнання актуальним питанням є розробка нових методик підбору, заснованих, наприклад, на методах статистичної обробки даних та машинного навчання (machine learning).

Сучасне моделювання компресорних систем все частіше звертається до методу штучних нейронних мереж (ІНС). Застосування такого методу відіграє роль універсального апроксиматора функції кількох змінних, який реалізує нелінійну функцію виду $y = F(x)$, де x – вхідний вектор (можливо, цілий масив змінних), а y – реалізована функція кількох змінних. Що, безумовно, є хорошим інструментом стосовно моделювання робочих процесів компресорів, проте слід брати до уваги необхідність створення великої бази даних, що можливо за рахунок великого обсягу теоретичних та експериментальних напрацювань.

Основні досягнення Індустрії 4.0, розвиток методів комп'ютерного інжинірингу, концепція «цифрових двійників» та ін., які можуть значно скоротити технологічний розрив між зарубіжними та вітчизняними компаніями, при цьому в процесі розробки отримані дані збираються та аналізуються, а також розраховуються ключові показники ефективності компресора. Враховуючи зазначені тези, цифрове проектування та

моделювання є ключовою технологією для швидкого створення глобально конкурентоспроможної продукції нового покоління, у тому числі у сфері створення компресорів.

У результаті, дотримуючись тренд протидії глобальному потеплінню, промисловість клімату та штучного холоду знижує енергоспоживання обладнання, підвищуючи його ефективність, і переходить на холодоагенти з нижчим ПГП.

Такий стан справ вимагає адаптації вже апробованих моделей і створення нових зразків, з метою чого слід вирішити низку наступних актуальних завдань.

1. Удосконалення внутрішніх процесів у компресорах як основи підвищення їх робочих характеристик, поліпшення технології виготовлення та підвищення експлуатаційної надійності компресорів. Модернізація та створення нових конструкцій машин.

2. Розширення випуску компресорів із утилізацією тепла стискування.

3. Оснащення компресорного обладнання засобами технічної діагностики та мікропроцесорної техніки.

4. Найважливішим напрямом залишається підвищення ККД компресорів, особливо під час роботи на нерозрахункових режимах. Необхідність ефективних методів регулювання продуктивності.

У світових масштабах після закінчення заходів, пов'язаних із поглинанням, міграцією та злиттям підприємств на ринок вийдуть нові універсальні виробники, готові запропонувати кінцевому покупцеві повністю готовий продукт інсталяція якого полягатиме переважно в простій установці та підключенні до енергетичних джерел та інженерних комунікацій. Вітчизняне компресоробудування, мабуть, має пройти весь шлях та інтенсифікувати виробництво починаючи не з повторення, а з удосконалення конструкцій, технології виготовлення, а також форм і методів серійного виробництва, при цьому найсучасніша конструкція часто не може бути впроваджена у виробництво, якщо вона не є технологічною.

Одне з головних завдань галузі — здійснення комплексу заходів щодо управління технологічністю та вдосконалення умов виробництва компресорів. Це дозволить у свою чергу:

1. Здійснити цілеспрямоване відпрацювання нових конструкцій машин на всіх етапах проектування та тим самим підвищити техніко-економічні показники, а також зменшити обсяг робіт при проектуванні.

2. Забезпечити широке впровадження прогресивних технологічних процесів та знизити трудомісткість, металомісткість, енергоємність.

3. Підвищити при проектуванні точність техніко-економічних показників та розрахунків на міцність та надійність.

4. Ширше використовувати позитивний досвід заводів галузі у проектуванні та виробництві.

5. Забезпечити єдність технологічного підходу.

6. Автоматизувати керування технологічністю.

Звичайно, слід зазначити необхідність міжгалузевого співробітництва та відновлення повного обсягу профільної освіти, підвищення його якості з урахуванням сучасних запитів ринку.

1.2. Аналіз конструкцій холодильних компресорів спеціального призначення

Пристрій і принцип дії мембранного компресора

Мембранний компресор за своїм пристроєм та принципом дії повинен бути віднесений до поршневих компресорів, тобто до машин об'ємного типу. Стиснення газу в цих компресорах відбувається в результаті зменшення обсягу камери стиснення внаслідок поступального руху поршня.

В даному випадку поршнем є кругла гнучка мембрана, затиснута по периметру між кришкою і циліндром і приводиться в коливальний рух. Застосовуються мембранні компресори двох типів: із приводом гнучкої мембрани безпосередньо від кривошипно-шатунного механізму та з гідроприводом. В цьому випадку прогин металевої мембрани викликається зворотно-поступальним рухом стовпа рідини, на який впливає через кривошипно-шатунний механізм поршень гідроприводу.

На рис. 1.1 показано схему мембранного компресора першого типу. Мембрана з еластичного матеріалу прикріплена в центрі до штока, що має зворотно-поступальний рух ексцентрика, що сидить на корінному валу компресора. Мембрана зацемлена по периферії так, що між нею та кришкою утворена герметична порожнина стиснення, повністю ізольована від механізму руху.

Мастило з картера може потрапити в камеру стиснення тільки у разі руйнування гнучкої мембрани.

Стиснене середовище (повітря, газ) надходить у камеру стиснення через всмоктувальний клапан 4. Стиснутий газ виходить через нагнітальний клапан 5; обидва клапани розміщені в чавунній кришці циліндра, забезпеченої для охолодження ребрами. Блок-картер машини також чавунний із розточками для опорних підшипників валу.

Такі мембранні компресори використовують для стиснення малої кількості газу до невисокого тиску. Мембрани виготовляють з матеріалів, що допускають велику кількість циклів навантаження при відносно великих прогинах, наприклад, прогумованої тканини або просто гуми.

Жорсткий зв'язок мембрани зі штоком дозволяє допускати досить високу кутову швидкість обертання валу (приблизно до 100 рад/сек).

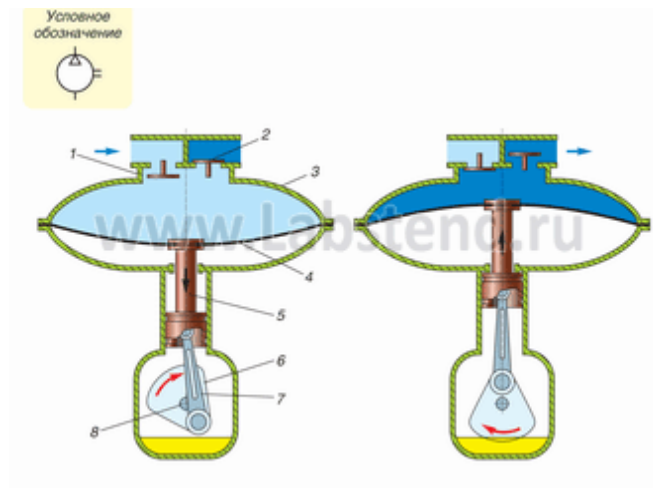


Рис. 1.1. Схема мембранного компресора:

1 - впускний (всмоктуючий) клапан; 2 - нагнітальний клапан; 3 - корпус головки; 4 - мембрана; 5 - сполучний шток; 6 - колінчастий вал; 7 - шатун; 8 - вал електродвигуна

Мембранні компресори відносяться до групи побутових та призначені для епізодичного використання. Вони можуть застосовуватись у гаражах для підкачування шин, надувних матраців, у системах кондиціювання. При застосуванні побутових компресорів слід враховувати, що тривалість робіт не повинна перевищувати 10 хв на годину (інакше вони перегріваються та швидко виходять з ладу). Даний тип компресорів відрізняє низьку продуктивність і високий рівень шуму. Їхнє завдання – отримання високого тиску при низькій продуктивності.

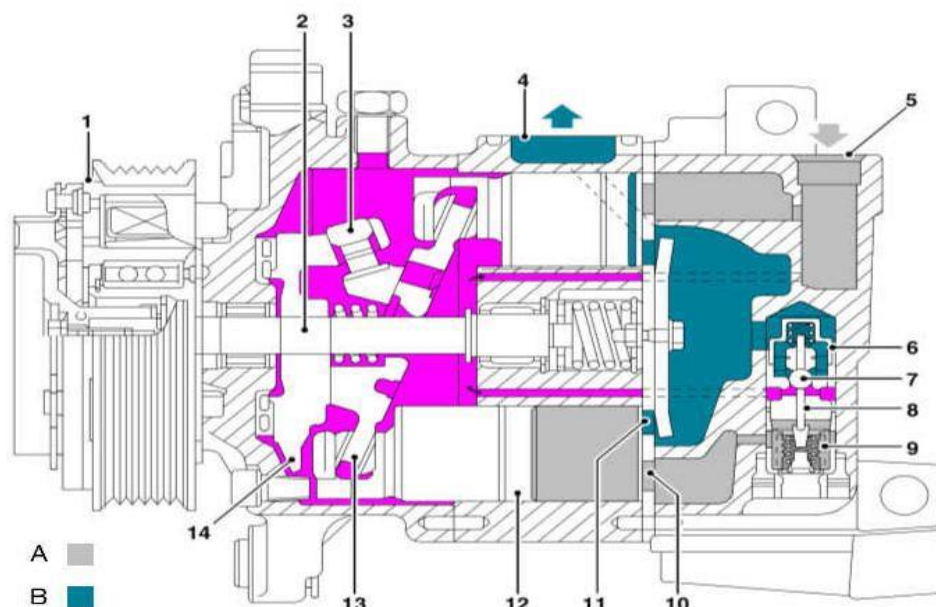


Рис. 1.2. Поршневий мембранний компресор з шайбою кондиціонера, що коливається.

1 – електромагнітне зчеплення; 2 – вал; 3 – напрямний штифт; 4 – випускний канал;
5 – впускний канал; 6 – контрольний клапан у зборі; 7 – кульовий клапан; 8 – шток штовхача; 9 – мембрана; 10 - клапан впускний; 11 – клапан випускний; 12 – поршень; 13 - похила шайба; 14 – опорна пластина

Основним робочим вузлом, що виконує роль циліндра цього компресора є мембранний блок. Він складається з обмежувального та розподільчого дисків, між якими защемлена по периферії мембрана, а також корпуси з гідравлічним циліндром. Внутрішні поверхні обмежувального та розподільчого дисків мають однакові увігнуті профілі, внаслідок чого між ними утворюється замкнута порожнина. Мембрана поділяє цю порожнину дві частини. Зовнішня частина порожнини повідомляється через всмоктувальний та нагнітальний автоматичні клапани з відповідними газовими комунікаціями, а внутрішня частина – через рівномірно розподільний диск – з гідравлічним циліндром.

При роботі гідроприводу (у багатьох конструкціях поршневого типу з кривошипно-шатунним механізмом руху) мембрані повідомляється

коливальний рух, при цьому вона прогинається в обидва боки від площини її загортання. Об'єм, укладений між профільованими поверхнями обмежувального та розподільчого дисків, дещо перевищує робочий об'єм гідравлічного циліндра. Тому, якщо в кінці процесу нагнітання мембрана щільно притискається до профільованої поверхні недовірливого диска, то в кінці процесу всмоктування вона не доходить до поверхні розподільчого диска.

При подальшому русі поршня до кінця його ходу надлишок рідини відводиться з гідравлічної порожнини блоку через спеціальний клапан перепуску, так званий обмежувач тиску, який відкривається при тиску, що перевищує тиск нагнітання. Цим досягається щільне прилягання мембрани до профільованої обмежувальної поверхні диска і повне витіснення газу з камери стиснення в нагнітальний канал.

Таким чином, при роботі компресора мембрана повністю ізолює стисливий газ від зовнішнього середовища та рідини гідроприводу. Вона навантажена із боку обмежувального диска тиском газу, а з боку валу – тиском рідини. Величина цих тисків безперервно змінюється, але протягом усього періоду руху мембрани підтримується деяка їх мінімальна різниця, необхідна для подолання внутрішніх пружних сил мембрани. Слабка залежність граничного за міцністю стану мембрани від величини тиску газу, що нагнітається, дозволяє застосовувати відносно тонкі мембрани навіть у ступенях високого тиску.

При невисоких швидкостях обертання мембранні компресори зазвичай рухаються через клинопасову передачу від електродвигунів, тому на одному з кінців колінчастого валу закріплюють маховик-шків.

Для посилення охолодження і підвищення цим продуктивності машини в порожнині під розподільчим диском часто мають змійовик, що охолоджується водою.

Мембранний блок кріпиться болтами до фланця рідинного циліндра; при цьому має забезпечуватися щільне з'єднання між обмежувальним та розподільчим дисками та мембраною без будь-яких прокладок.

Інтенсивне охолодження газу, що стискається внаслідок відносно великих поверхонь мембрани і маси металу блоку, а також дуже низькі величини відносного мертвого простору дозволяють досягати високих відносин тисків в одному ступені. Так, для досягнення тиску 100 Мн /м² достатньо лише трьох ступенів стиснення.

Металеві мембрани працюють у межах пружних деформацій, їх довговічність щодо невелика (500-1500 год), що стосується недоліків цих компресорів.

При руйнуванні мембрани робоча рідина може потрапити в газ, що стискається. Щоб уникнути цього і підвищення надійності роботи машини застосовують багатопарові мембрани.

Довговічність мембрани значною мірою визначається правильно обраним профілем увігнутих поверхонь обмежувального диска та величиною максимального прогину.

Профільована поверхня повинна забезпечувати не тільки зниження максимальної напруги в мембрані під час роботи компресора, але також і створювати умови мінімального мертвого об'єму в камері стиснення та високий коефіцієнт подачі. Крім того, правильно вибраний профіль впливає на величину тиску рідини, необхідного для прогину мембрани.

Залежно від продуктивності випускаються одно- та двоступінчасті компресори. Одноступеневі можуть бути з одним або двома мембранними блоками. Двоступінчасті мембранні компресори мають по два мембранні блоки. Розташування мембранних блоків – кутове.

Один мембранний компресор (рис. 2.3) має чотири модифікації, залежно від властивостей газу, що стискається, і умов експлуатації за рівнем вибухо- і пожежобезпеки.



Рис. 1.3. Мембранний компресор високого тиску 1,6 МК

Пристрій і принцип дії компресора з шайбою, що коливається.

Робочий об'єм компресора варіюється зміною нахилу шайби, що коливається (косою) (рис. 2.4).

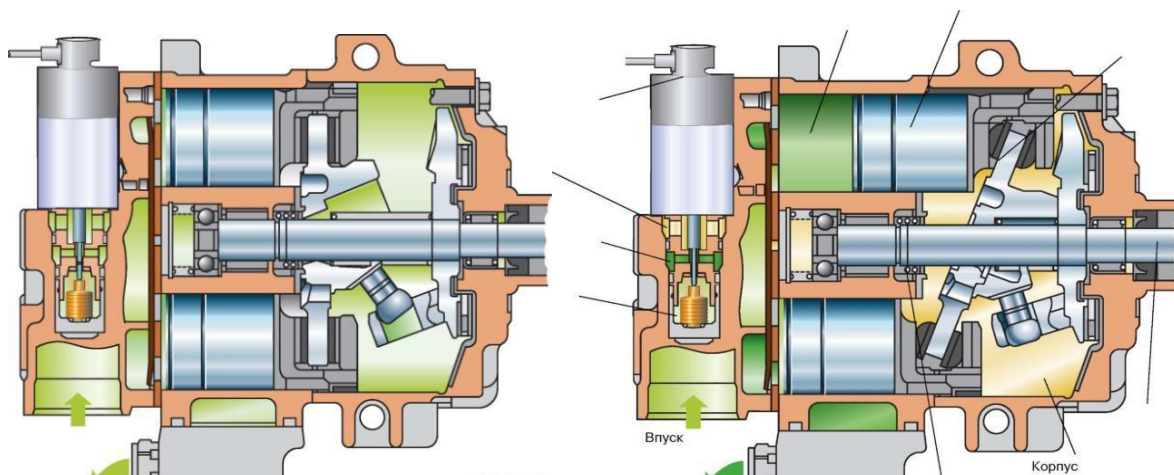


Рис. 1.4. Схема компресора з шайбою, що коливається.

Коли компресор не задіяний, шайба, що коливається, знаходиться у вертикальному положенні (хід поршнів становить менше 2%). Зміна положення шайби, що коливається, регулюється за рахунок зміни співвідношень різних тисків в компресорі.

Тиск на впуску – тиск у контурі низького тиску системи, тобто тиск холодоагенту перед компресором.

Високий тиск (тиск у контурі високого тиску). Тиск холодоагенту за компресором - основний тиск, що змінює положення шайби, що коливається, для збільшення продуктивності.

Тиск в корпусі компресора - протитиск в корпусі компресора в поєднанні з зусиллям зворотної пружини шайби, що змінюється, змінюють положення шайби, що коливається, для зменшення продуктивності. За баланс цих тисків відповідає регулювальний клапан, що знаходиться під їх впливом. Основний вплив на підсумковий баланс сил чинять тиск у корпусі компресора і контурі високого тиску. Високий тиск впливає в камері стиснення на поршень і намагається привести шайбу, що коливається, в похило положення, тобто положення великого робочого об'єму. Тиск у корпусі дає силу, що прагне надати шайбі, що коливається, вертикальне положення.

Відомий механізм з шайбою, що коливається, для приводу поршневих машин, що містить корпус, встановлений в корпусі на опорах приводний вал, шарнірно пов'язану з валом шайбу, що коливається, жорстко закріплені в корпусі циліндри, розміщені в циліндрах поршні, шатуни, шарнірно пов'язані з качающоюся фіксує шайбу, що коливається, від обертання пристрій.

Технічний недолік механізму з шайбою, що коливається: рухи шатунів з поршнями попарно збігаються по фазі, отже, має місце підвищена нерівномірність експлуатаційно-технологічних показників роботи поршневої машини, підвищені габарити.

Компресори з кривошипно-шатунним механізмом руху

Поршневі компресори (детандери) розрізняють у пристрої кривошипно-шатунного механізму. Характерними особливостями поршневих машин є зворотно-поступальний рух поршня, примусове виштовхування газу шляхом переміщення поршня, перерва подачі газу.

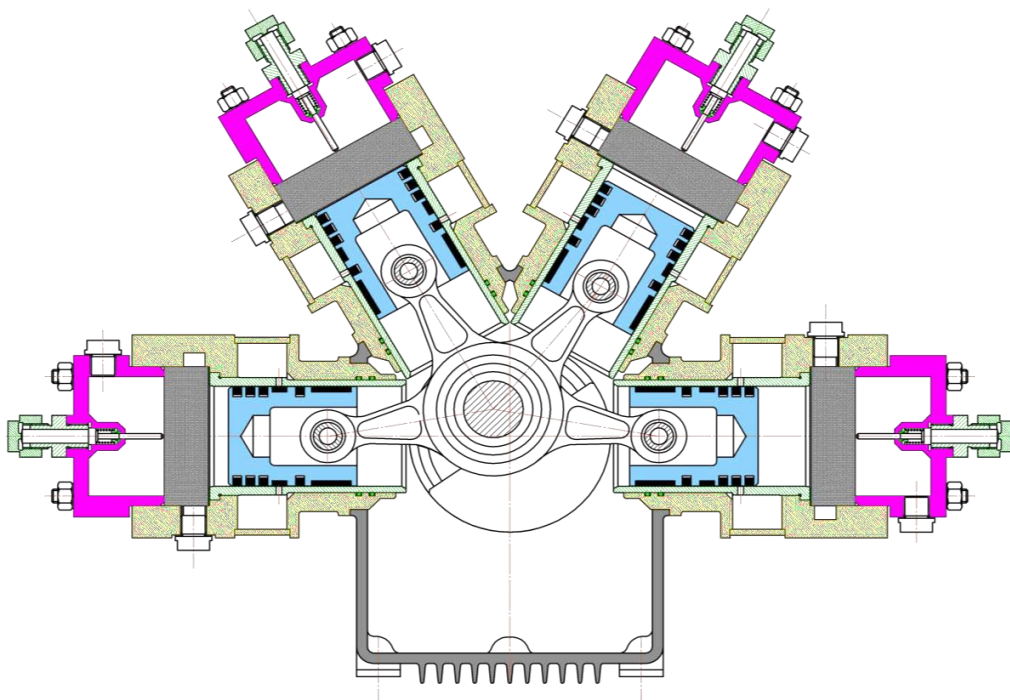


Рис. 1.5. Багаторядний поршневий детандер

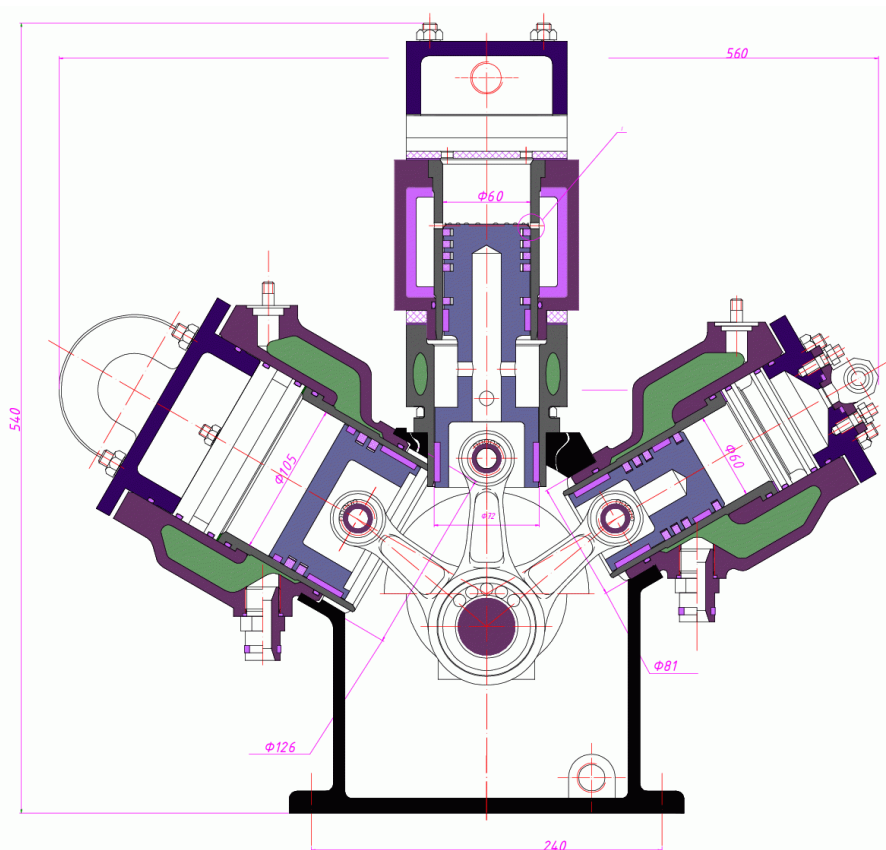


Рис. 1.6. Автономний детандер – компресорний агрегат

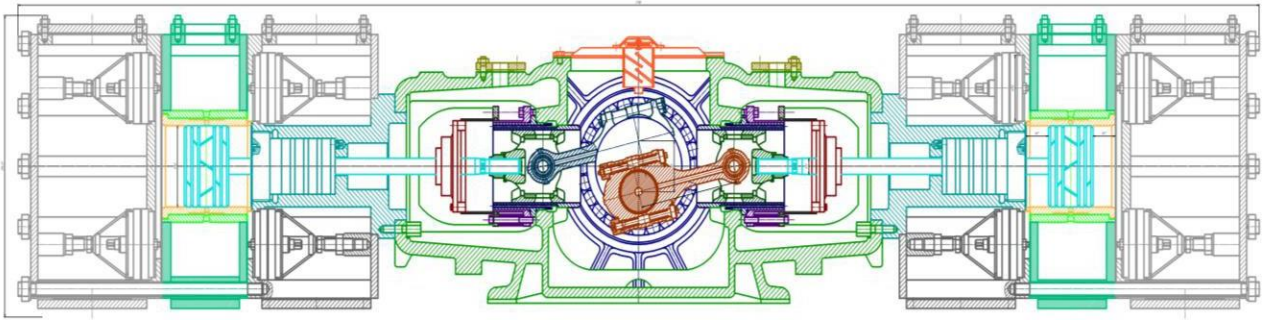


Рис. 1.7. Опозитний поршневий детандер із поршнями двосторонньої дії

За влаштуванням кривошипно-шатунного механізму (рис. 1.9) компресори розрізняють на безкрейцкопфні та крейцкопфні; з влаштування циліндрів – з циліндрами простої та подвійної дії.



Рис. 1.8. База рідинного детандеру

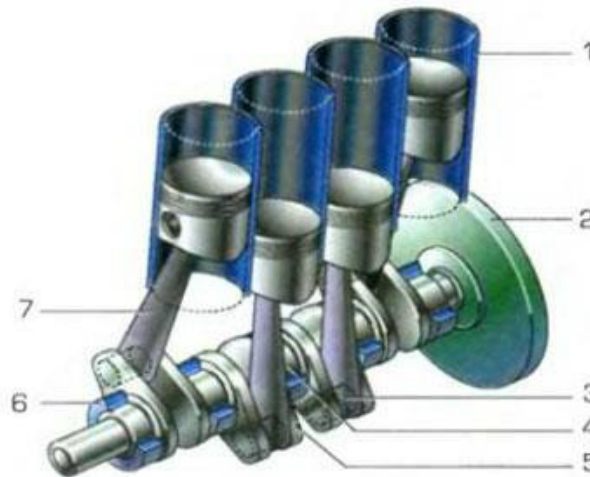


Рис. 1.9. Кривошипно-шатунний механізм:

1 – циліндр; 2 – маховик; 3 – шатунний підшипник; 4 – колінчастий вал;
5 – коліно; 6 – корінний підшипник; 7 – шатун

Компресори, що мають крейцкопф, називаються крейцкопфними. За розташуванням циліндрів компресори поділяють на вертикальні, горизонтальні та кутові. До вертикальних відносяться машини з циліндрами, які розташовані вертикально щодо фундаменту, до горизонтальних – з циліндрами, розташованими горизонтально. При горизонтальному розташуванні циліндри можуть бути розміщені з одного боку колінчастого валу, такі компресори називаються горизонтальними з одностороннім розташуванням циліндрів, і з обох боків валу (рис. 1.7). Останні називають горизонтальними оппозитними чи просто оппозитними.

Кривошипно-шатунний механізм (рис. 1.10) призначений для перетворення поворотно-поступального руху поршня в циліндрі в обертальний рух колінчастого валу двигуна.

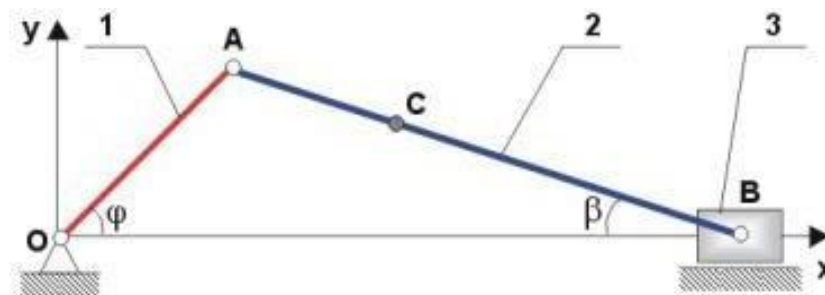


Рис. 1.10. Схема кривошипно-шатунного механізму

Пряма схема: Поршень під впливом тиску газів здійснює поступальний рух у бік колінчастого валу. За допомогою кінематичних пар «поршень-шатун» і «шатун-вал» поступальний рух поршня перетворюється на обертальний рух колінчастого валу.

Зворотна схема: Колінчастий вал під дією прикладеного зовнішнього крутного моменту здійснює обертальний рух, який через кінематичний ланцюг «вал-шатун-поршень» перетворюється на поступальний рух поршня.

При русі поршня до верхньої мертвої точки починає зменшуватися робоча порожнина циліндра і підвищуватися тиск у циліндрі. Цей процес називається стисненням.

Коли тиск у циліндрі перевищить тиск за нагнітальним клапаном, останній під дією різниці тисків відкривається і відбувається нагнітання газу в патрубках нагнітальний. Цей процес називається нагнітанням, він відбувається доти, поки поршень не прийде в крайнє верхнє положення. Об'єм газу в циліндрі компресора в цьому положенні мінімальний - це мертвий об'єм, іноді його називають шкідливим. Газ знаходиться в мертвому обсязі під тиском, і коли відбувається рух поршня від в.м.т. до н.м.т. , він розширюється, займаючи якусь частку робочого об'єму циліндра та заважаючи увійти свіжій порції газу. Процес розширення газу із мертвого обсягу називається процесом розширення. Таким чином, в циліндрі компресора при одному ході поршня (одному такті) відбуваються розширення та всмоктування газу, а при іншому – стиск та нагнітання. Такий компресор називається компресором із

циліндрами простої дії. За такою схемою виконують компресори малої продуктивності. Ця схема відрізняється простотою, але порожнина циліндра, звернена до картера, залишається неробочою. Отже, збільшуються діаметри циліндрів, зростають втрати енергії на механічне тертя в циліндрах та механізмі руху, зростають витрати через поршневі кільця. В принципі, можна використовувати порожнину циліндра з боку картера. Для цього використовують схему крейцкопфного компресора зі штоком. Циліндри, у яких робочі процеси відбуваються з обох боків поршня, називаються циліндрами подвійної дії, а компресори – компресорами з циліндрами подвійної дії. Робочі процеси в циліндрах подвійної дії відбуваються одночасно в обох площинах, але процеси зміщені в часі на тривалість ходу поршня. Передача руху від кривошипно-шатунного механізму до поршня здійснюється через шток та крейцкопф (повзун), що рухається у спеціальних напрямних.

Окремим випадком кривошипно-шатунного механізму є механізм руху з причіпними шатунами (рис. 1.11).

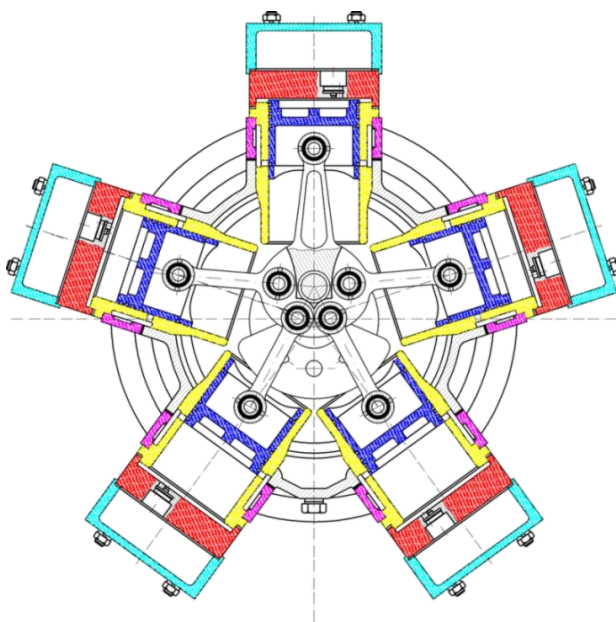


Рис. 1.11. Механізм руху з причіпними шатунами

Кулачковий механізм руху поршневого детандера

Кулачковий механізм (рис. 1.12, 1.13) механізм, що має рухливу ланку, що здійснює обертальний рух – кулак (кулачок), з поверхнею змінної кривизни, що взаємодіє з іншою рухомою ланкою – штовхачем, якщо рухома ланка здійснює прямолінійний рух або коромисло, якщо рухоме гойдання. Кулак, що здійснює прямолінійний рух називається копіром.

Кулачкові механізми широко застосовуються у двигунах внутрішнього згоряння, у текстильних машинах, у поліграфічних машинах, у машинах – автоматах різного призначення, у різноманітних приладах. Гідність кулачкових механізмів – можливість відтворювати майже будь-який закон руху, причому синтез їх відносно нескладний. Недоліки – наявність вищої кінематичної пари та, як наслідок, обмежена довговічність, складність виготовлення, висока вартість.

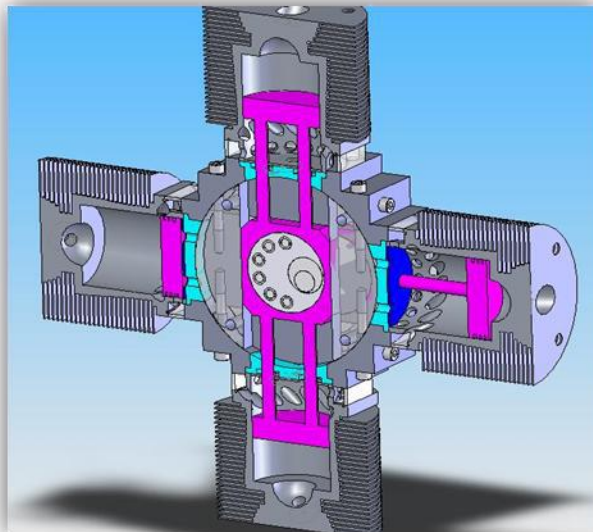


Рис. 1.12. Кулачковий механізм руху поршневого детандера

Кулачкові механізми поділяють на 4 групи: за типом штовхача:

- із плоским штовхачем;
- з роликовим;
- з голчастим;
- з гострою;

- за характером руху штовхача:
- зворотно-поступальне;
- коливається;
- за характером руху кулачка:
- зворотно-поступальне;
- коливається;
- обертається.

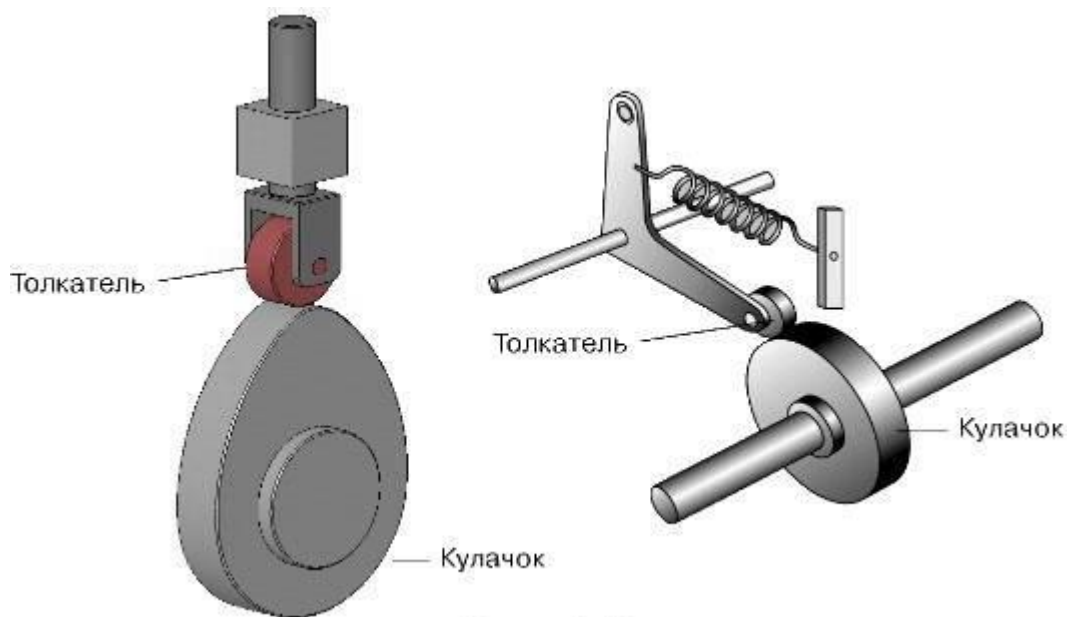


Рис. 1.13. Кулачковий механізм

Кулачкові механізми з роликовим штовхачем бувають двох видів:

- дезаксіальні (вісь кулачка не під штовхачем);
- центральні (вісь кулачка під штовхачем).

Основні характеристики кулачкового механізму – це максимальне переміщення штовхача (кут хитання коромисла), максимальна швидкість або прискорення виконавчого механізму та закон руху виконавчого механізму.

Толкач – деталь, що служить для повідомлення поступального руху іншим деталям чи механізмам машини. Товкачі часто застосовують у кулачкових механізмах, у яких він зазвичай є веденою ланкою, що отримує рух від кулачка.

Існують три основні типи штовхачів клапанів: механічні, гідравлічні та роликові. Механічні штовхачі є найстарішими, найпростішими та найдешевшими. Через свою невелику вагу, механічні штовхачі дозволяють двигуну обертатися набагато швидше перед спрацюванням клапанів. Основні недоліки механічних штовхачів – необхідність частого регулювання клапанів та шум від їхньої роботи.

Гідравлічні штовхачі (рис. 1.14) є найпопулярнішим типом, що використовується на двигунах. Вони мають невелику внутрішню камеру, де накопичується моторне масло, і контрольний клапан для запобігання зворотному потоку масла. Ці особливості дозволяють штовхачеві автоматично компенсувати різницю в клапанних зазорах. Стандартні гідравлічні штовхачі відносно недорогі і не вимагають технічного обслуговування, проте, на високих обертах вони прагнуть «прокачуватися» і зависають клапани. Існують спеціальні штовхачі, які розширюють діапазон обертів достатньо, щоб задовольняти потреби практично будь-якого двигуна. Гідравлічні штовхачі є найпопулярнішим типом штовхачів і добре працюють у всіх умовах.

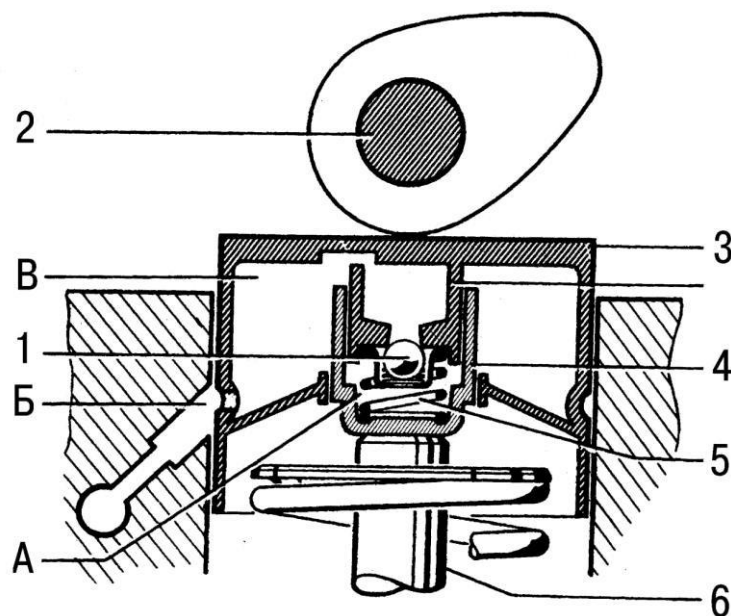


Рис. 1.14 Гідравлічний штовхач:

1 – зворотний клапан; 2 – кулачок розподільного валу; 3 – штовхач; 4 – циліндр; 5 – пружина компенсації зазорів; 6 – стрижень клапана; А – камера високого тиску; Б - канал подачі олії до штовхача; В – накопичувальна камера

Роликові штовхачі клапанів є найкращими та найдорожчими штовхачами. Вони збільшують потужність та покращують економічність шляхом зменшення тертя. Роликові штовхачі є і в механічному, і гідравлічному варіантах.

Кулачковий механізм застосовується в двигунах внутрішнього згоряння в газорозподільному механізмі (рис. 1.15), металорізальних верстатах та інших машинах для відтворення складної траєкторії руху робочих органів і виконання функцій управління, таких як включення і вимкнення робочих органів за певною схемою.

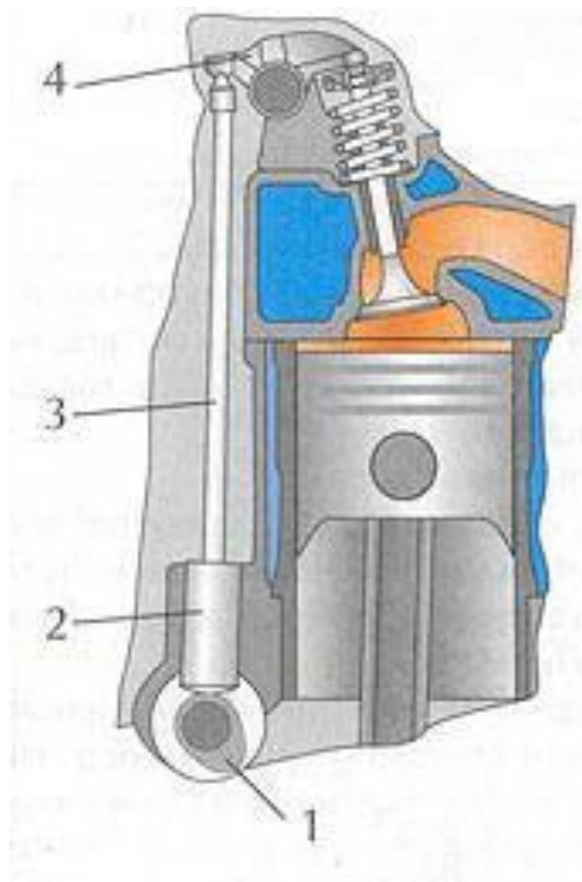


Рис. 1.15 Газорозподільний механізм:

1 – кулачок; 2 – штовхач; 3 – штанга; 4 – коромисло

Ромбічний механізм руху

Відомі поршневі машини з ромбічним механізмом лінійного руху поршнів (рис. 1.16).

Недоліком відомих машин є те, що вони мають у камерах об'ємного витіснення поршневі штоки, змонтовані один в одному. Це знижує надійність машини, оскільки містить велику кількість пар тертя.

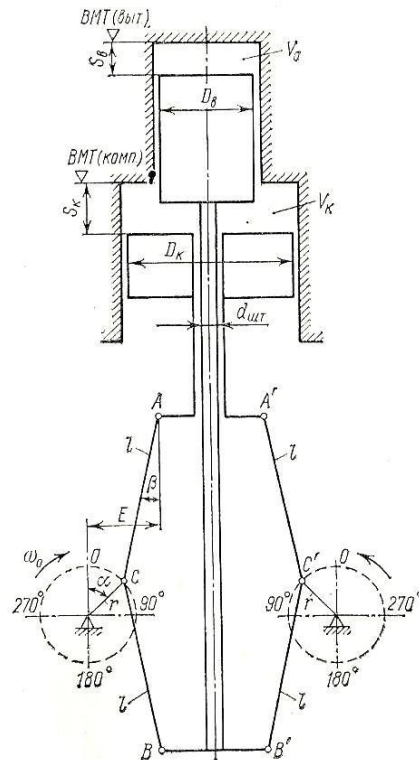


Рис. 1.16 . Кінематична схема газової холодильної машини з ромбічним приводом

Ромбічний кривошипно-планетарний поршковий механізм містить (рис. 18): корпус з циліндром 1, шток 2, планетарні шатуни 4 і кривошипи 5. Шток 2 закріплений з поршнем і з'єднаний через шарнірний вузол з планетарними шатунами 4. Планетарні шатуни 4 Міжцентрові відстані планетарних шатунів 4 рівні радіусам кривошипів 5.

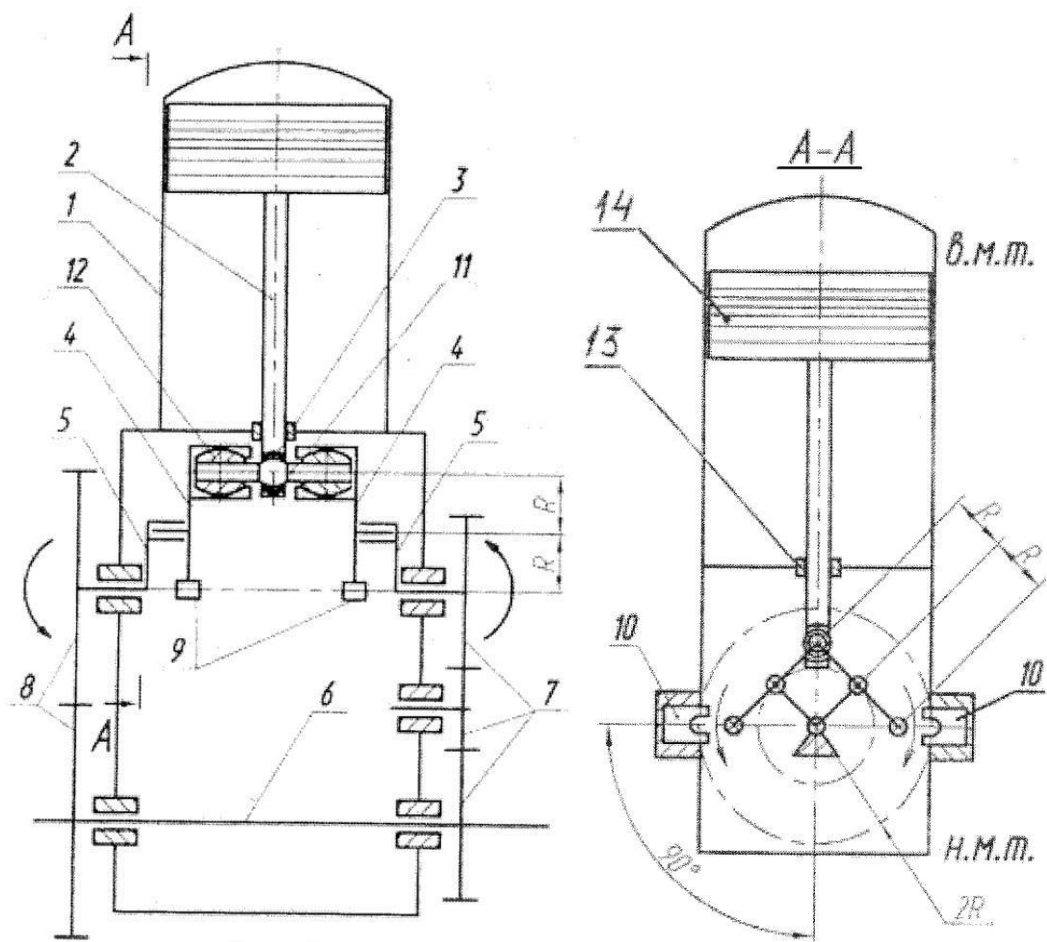


Рис. 1.17 Схема ромбічного кривошипно-планетарного поршневого механізму:

- 1 – корпус із циліндром; 2 – шток; 3 – шарнір; 4 – планетарні шатуни;
 5 – кривошипи; 6 – вал; 7, 8 – шестерні; 9 – кулачки; 10 - упори;
 11 – шарнірний палець; 12 – сферичні підшипники;
 13 - напрямна штока; 14 – поршень

Вихідний вал виконаний з можливістю передачі обертання від правого кривошипа 5 трьома шестернями 7, а від лівого кривошипа 5 - двома шестернями 8 зі збереженням передавального відношення. Шарнірний вузол містить центральний шарнір 3 і закріплений в ньому шарнірний палець 11. Планетарні шатуни 4 мають синхронізуючі упори 10. Синхронізуючі упори 10, розташовані на лінії, що проходить через центри обертання планетарних шатунів 5, на відстані $5/4$. Гнізда упорів розташовані в корпусі, на лінії, що проходить через центри обертання кривошипів 5 на відстані, що дорівнює

двом радіусам кривошипів 5. Лінія розташування гнізд упорів перпендикулярна осі руху штока 2. Планетарні шатуни 4 можуть бути пов'язані з кривошипами 5. Шарнірний вузол може додатково містити сферичні підшипники 12. Кривошипи 5 можуть бути виконані співвісними та зустрічно-обертовими.

У звичайних кривошипно-шатунних механізмів при високому тиску на поршень і великих кутах відхилення шатуна виникають великі бічні сили, що діють на поршень і є причиною великих втрат на тертя і зносу. При застосуванні ромбічного механізму це негативне явище усувається і можна досягти хорошого ущільнення поршнів.

1.3. Обґрунтування вибору та аналіз конструкції досліджуваного компресора

Кондиціонер для колісної спецтехніки являє собою досить складну систему, вимогливу до технічного обслуговування і профілактичних робіт. Основна функція кондиціонерів – обробка внутрішнього повітря в салоні, оскільки кондиціонери лише забезпечують комфортну для людини температуру, а саме охолодження або обігрів повітря. Основним робочим вузлом кліматичної системи служить компресор – пристрій, що перекачує холодоагент і нагнітає тиск, достатній для конденсації газу. Незважаючи на високу надійність агрегату, поломки трапляються і з ним. Якщо прийшли в непридатність внутрішні елементи конструкції, з економічної точки зору доцільно відмовитися від відновлення компресора і встановити в систему новий пристрій, що може бути ускладнено умовами експлуатації спецтехніки.

У зв'язку з тим, що в системах кондиціювання колісної спецтехніки застосовуються нерегульовані компресори, що не володіють великим терміном служби, у якості модернізації пропонується застосування аксіально-поршневого компресора з обертовим похилим диском. Цей тип компресорів

дозволяє узгодити роботу кліматичної установки зі швидкістю двигуна, температурою зовнішнього повітря і температурою повітря в кабіні, тобто з необхідною холодопродуктивністю. Такий ефект досягається за рахунок зміни кута нахилу шайби, що обертається, та системі регулювання навантаження.

Принцип дії компресора з шайбою, що коливаєтьсяся

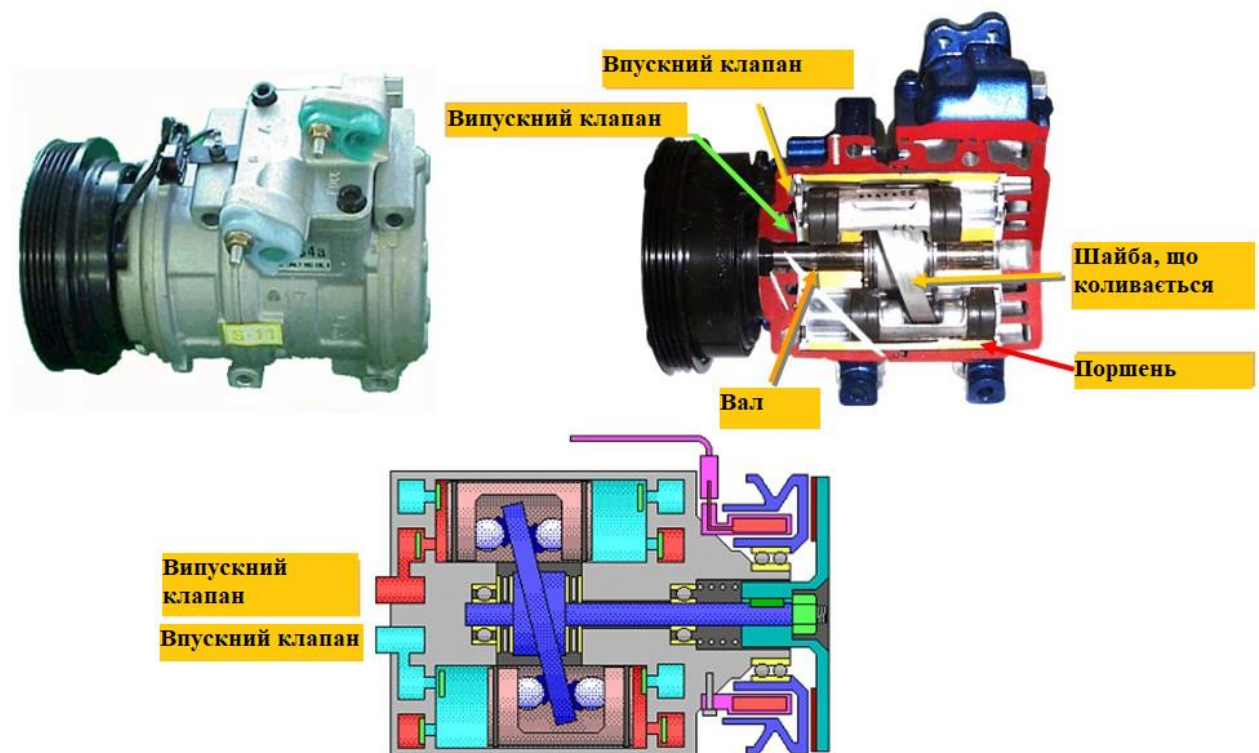


Рис. 1.18 Принцип дії аксіального компресора

Компресор рухається двигуном. Компресор стискає хладагент (газ), що випарувався, підвищує його тиск (при цьому зростає температура) і направляє в конденсатор. Коли в конденсаторі температура знижується, холодоагент перетворюється на рідину. Для того щоб пристосуватися до різної частоти обертання двигуна, змін зовнішньої температури або налаштування температури в салоні, коефіцієнт подачі компресора роблять змінним. Більшість компресорів регулюються двопозиційно - увімк./вимк. У компресорі з шайбою поршні, що коливаєтьсяся, наводяться в рух так званої шайбою, що коливаєтьсяся, яка являє собою диск, закріплений на валу компресора під деяким

кутом. Завдяки цьому, коли вал обертається, поршні рухаються вперед і назад (цикли всмоктування та стискування). У компресорів з шайбою, що коливається, кілька незалежних поршнів, наприклад, 5, які працюють в 10 циліндрах. На такті всмоктування холодоагент R134a з боку низького тиску системи (випарник) втягується в компресор. Всмоктування R134a відбувається через пластинчастий клапан. Це зворотний клапан, що контролює надходження газоподібного холодоагенту в циліндр. На такті стиснення газоподібний R134a стискається. При цьому зростає як тиск, так і температура холодоагенту. Потім відкриваються пластинчасті клапани на стороні виходу (нагнітання) і холодоагент подається в конденсатор. Від випускного клапана і далі починається бік високого тиску.

Компресори цієї моделі розраховані на роботу тільки з пароподібним холодоагентом, рідкий холодоагент викликає пошкодження пластинчастих клапанів компресора. У деяких системах є так званий плавкий запобіжник у котушці соленоїда, який запобігає обриву ременя навісних агрегатів у разі заклинювання компресора.

Принцип дії компресора з шайбою змінного кута нахилу, що коливається.

Компресор рухається двигуном. Компресор стискає холодагент (газ), що випарувався, підвищує його тиск (при цьому зростає температура) і направляє в конденсатор. Коли в конденсаторі температура знижується, холодоагент перетворюється на рідину. Для того щоб пристосуватися до різної частоти обертання двигуна, змін зовнішньої температури або налаштування температури в салоні, коефіцієнт подачі компресора роблять змінним. Більшість компресорів регулюються двопозиційно - увімк./вимк.

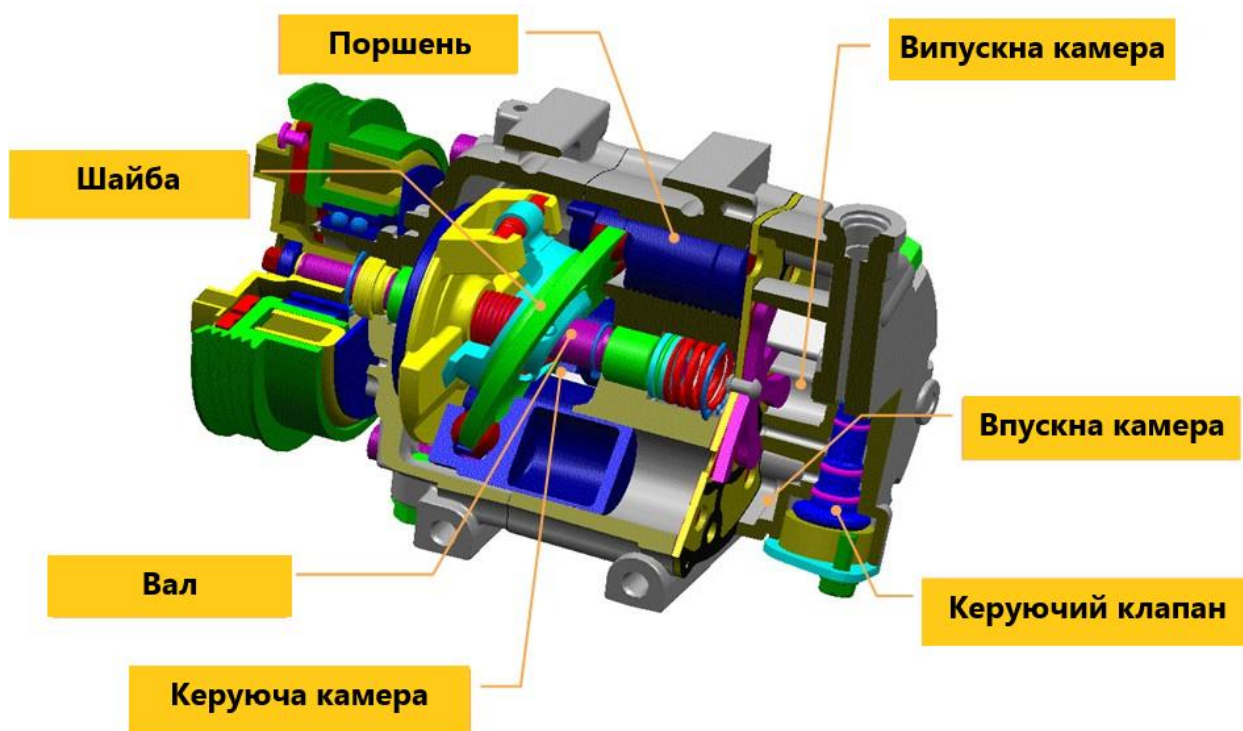


Рис. 1.19 Принцип дії компресора з шайбою змінного кута нахилу, що коливається.

У компресорі з шайбою поршні, що коливається, наводяться в рух так званої шайбою, що коливається, яка являє собою диск, закріплений на валу компресора під деяким кутом. Завдяки цьому, коли вал обертається, поршні рухаються вперед і назад (цикли всмоктування та стискування). У компресорів з шайбою, що коливається, кілька незалежних поршнів, наприклад, 5, які працюють в 10 циліндрах. На такті всмоктування холодоагент R134a з боку низького тиску системи (випарник) втягується в компресор. Всмоктування R134a відбувається через пластинчастий клапан. Це зворотний клапан, що контролює надходження газоподібного холодоагенту в циліндр. На такті стиснення газоподібний R134a стискується. При цьому зростає як тиск, так і температура холодоагенту. Потім відкриваються пластинчасті клапани на стороні виходу (нагнітання) і холодоагент подається в конденсатор. Від випускного клапана і далі починається бік високого тиску.

Робота компресора за низького навантаження системи кондиціювання

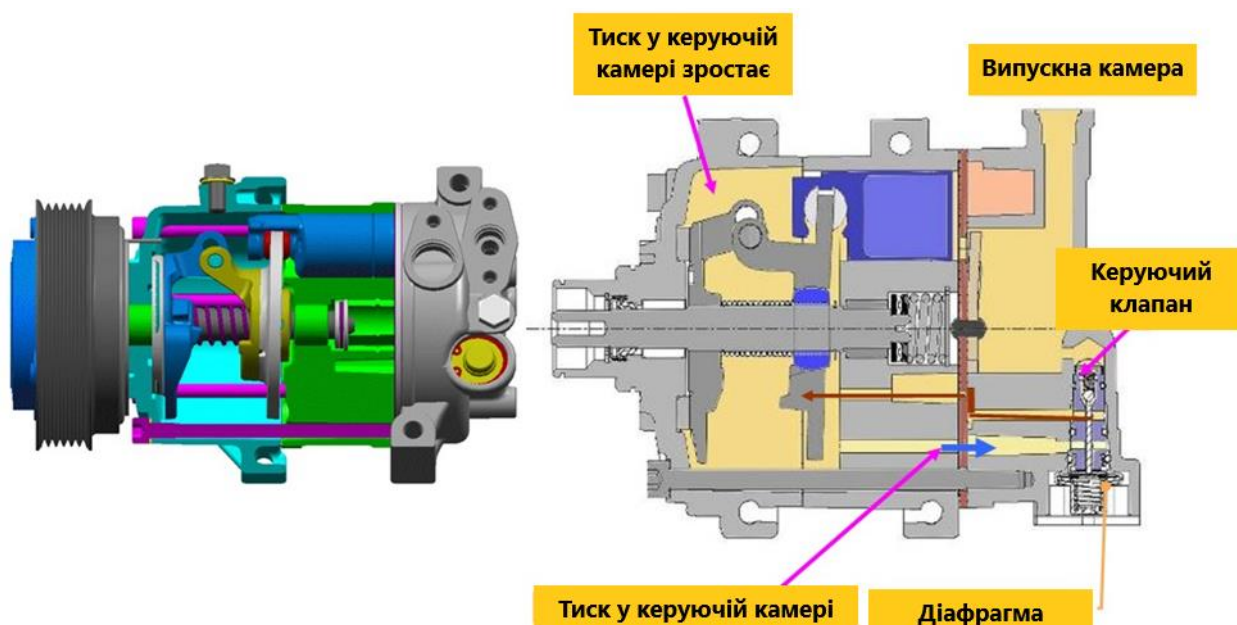


Рис. 1.20 Принцип дії компресора за низького навантаження системи кондиціювання

Коли витрата холоду мала, розширювальний клапан майже повністю закритий. Це спричиняє зниження тиску у впускній камері. Якщо тиск опускається нижче стандартного значення ($2,0 \text{ кгс/см}^2$), діафрагма (що повідомляється з впускною камерою) розтягується, відкриваючи канал між випускною та камерою, що управляє. Тиск в керуючій камері зростає, і кут нахилу шайби, що коливається, зменшується. При цьому подача холодоагенту компресором зменшується до необхідної кількості.

Високе навантаження системи кондиціювання

Коли витрата холоду висока, розширювальний клапан майже повністю відкритий. Це спричиняє зниження тиску у впускній камері. Якщо тиск піднімається вище за стандартне значення, діафрагма (яка повідомляється з впускною камерою) стискається, закриваючи канал між випускною і керуючою камерами. Тиск в керуючій камері падає, і кут нахилу шайби, що

коливається, збільшується. При цьому подача холодоагенту компресором збільшується до необхідної кількості.

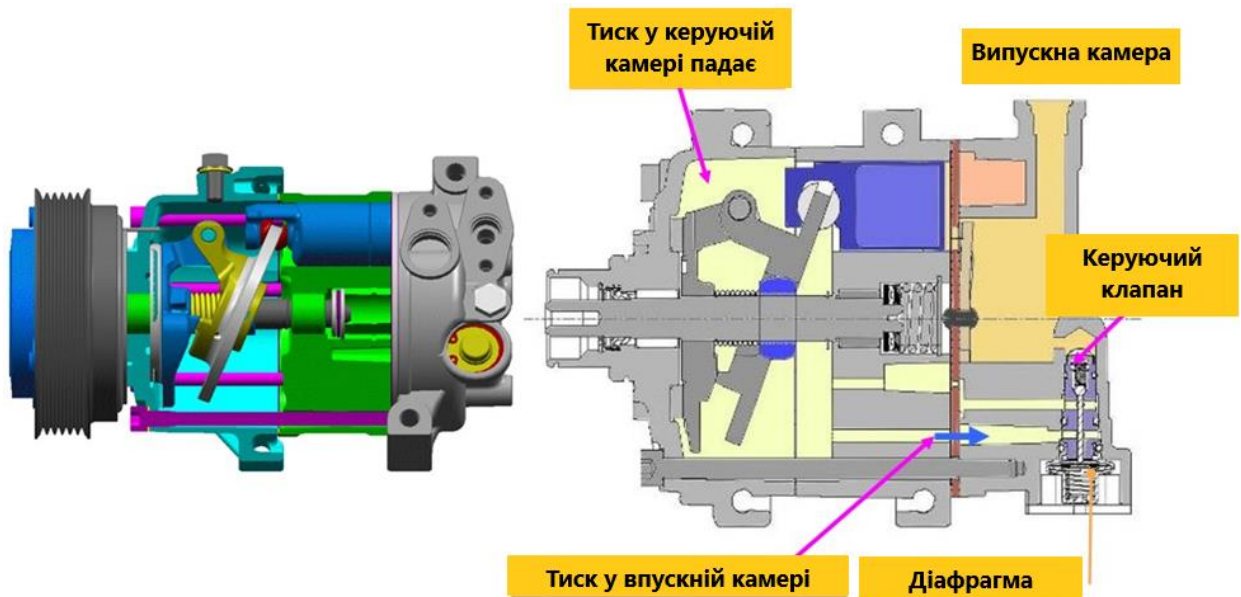


Рис. 1.21 Принцип дії компресора за високого навантаження системи кондиціювання

Схема керування компресором

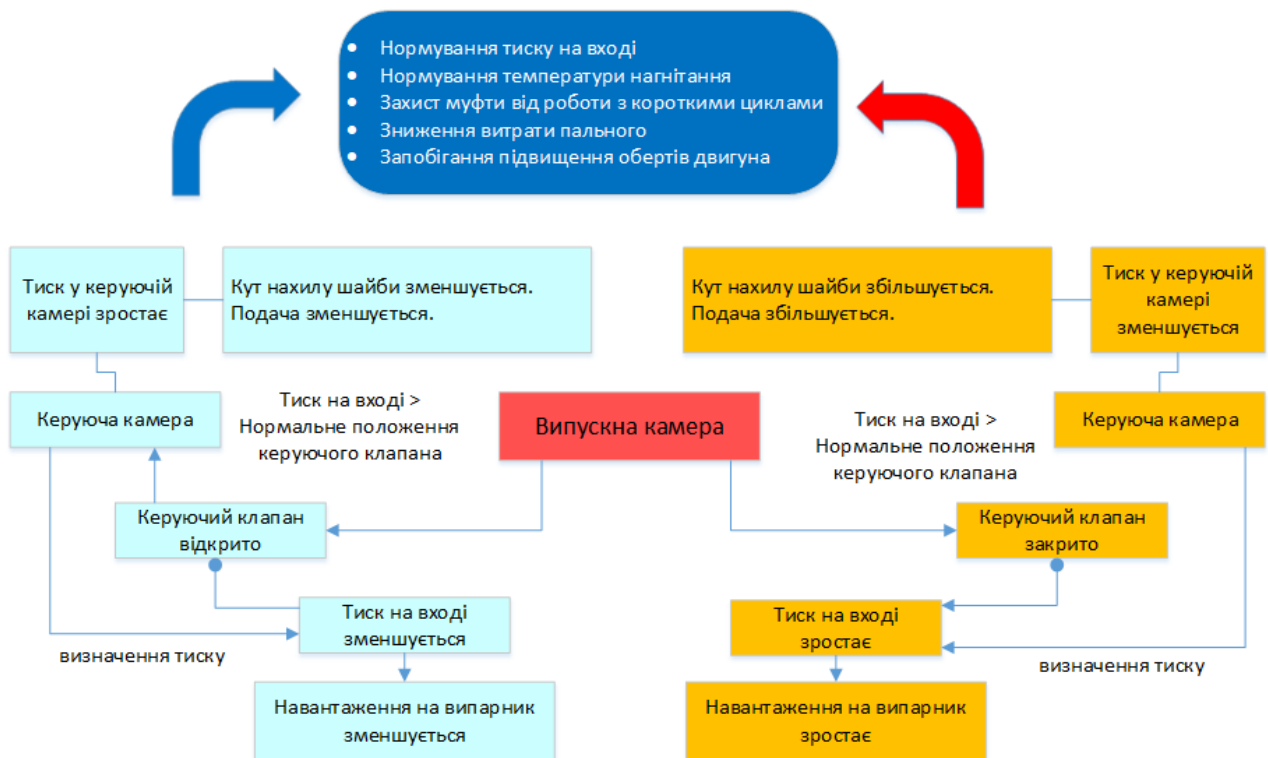


Рис. 1.22 Схема керування компресором при різних навантаженнях на систему кондиціювання

На рис 3.5 показано принцип управління компресором. Керуючий клапан повідомляється з впускною, випускною та керуючою камерами компресора. Тиск відкриття та закриття керуючого клапана встановлюється механічно за рахунок балансу тиску на вході, тиску на виході та сили стиснення пружин усередині клапана. У разі низького навантаження кут нахилу шайби (подача компресора) зменшується. При високому навантаженні кут і, отже, подача компресора збільшуються.

1.4. Аналіз застосування холодоагентів нового покоління з низьким потенціалом глобального потепління для кондиціонерів і теплових насосів

Конструкція холодильного обладнання сильно залежить від властивостей обраного холодоагенту. Вибір холодоагенту передбачає компроміси між суперечливими бажаними теплофізичними властивостями. Холодоагент повинен задовольняти багатьом вимогам, деякі з яких безпосередньо не пов'язані з його здатністю передавати тепло. Хімічна стабільність в умовах використання є важливою характеристикою. Кодекси безпеки можуть вимагати використання легкозаймистого холодоагенту з низькою токсичністю для деяких програм. Також слід враховувати екологічні наслідки витоків холодоагенту. Вартість, доступність, ефективність та сумісність із компресорними мастилами та матеріалами обладнання є іншими проблемами. Властивості безпеки холодоагентів з урахуванням займистості та токсичності визначаються стандартом ASHRAE 34 (2007). Класифікація токсичності холодоагентів віднесена до класів А або В. Клас А означає холодоагенти, для яких токсичність не виявлена при концентраціях, менших або рівних 400 ppm за обсягом, а клас В означає холодоагенти з доказами токсичності при концентраціях нижче 400 ppm за обсягом. За горючості холодоагенти поділяються на три класи. Клас 1 вказує на холодоагенти, які не

виявляють поширення полум'я при випробуванні на повітрі (при 101 кПа і 21 С). Клас 2 означає холодоагенти, що мають нижчу межу горючості (LFL) понад 0,10 кг / м³ і теплоту згоряння менше 19 000 кДж / кг. Клас 3 вказує на легкозаймисті холодоагенти, визначені коефіцієнтом корисної дії, меншим або рівним 0,10 кг / м³, або теплотою згоряння, що перевищує або дорівнює 19000 кДж / кг. З 2010 року додано новий клас займистості 2L, що позначає холодоагенти зі швидкістю горіння менше 10 см / с.

Мінімізація всіх викидів холодоагенту з систем є важливою не тільки через вплив на навколишнє середовище, а й через те, що втрати заряду призводять до недостатнього рівня заряду системи, що в свою чергу призводить до неоптимальної роботи та зниження ефективності. Середня глобальна температура визначається балансом енергії від сонця, що нагріває землю та її атмосферу, та енергії, що випромінюється із землі та атмосфери у космос. Парникові гази (ПГ), такі як CO₂ та водяна пара, а також дрібні частинки затримують тепло на поверхні та поблизу неї, підтримуючи середню температуру поверхні Землі при температурі приблизно на 34 К теплішою, ніж це було б, якби ці гази та частинок не було (парниковий ефект). Глобальне потепління викликає занепокоєння через збільшення парникового ефекту від збільшення концентрацій парникових газів, пов'язаних з діяльністю людини. Таким чином, негативний вплив робочих рідин на навколишнє середовище, особливо вплив галогенованих холодоагентів на навколишнє середовище, може бути синтезований двома ефектами (ASHRAE, 2013):

- виснаження озонового шару;
- внесок у глобальне потепління на планетному рівні через парниковий ефект.

Мірою здатності матеріалу руйнувати стратосферний озон є його потенціал руйнування озону (ODP), відносно значення до потенціалу R11, який має ODP 1,0. Потенціал глобального потепління (ПГП) парникових газів - це індекс, що описує його відносну здатність збирати променисту енергію порівняно з CO₂, який має дуже тривалий час життя в атмосфері. Таким чином,

холодоагенти будуть обрані таким чином, щоб потенціал руйнування озонового шару був нульовим та зі зниженим ПГП. Найбільш використовуваними галогенованими холодоагентами є сімейство хімічних сполук, отриманих з вуглеводнів (НС) (метан та етан) шляхом заміщення атомів хлору (Cl) та фтору (F) на водень (H), токсичність та шкала горючості відповідно до кількості атомів Cl і H. Наявність галогенованих атомів відповідає за ODP і GWP.

Протягом минулого століття галогеновані холодоагенти домінували в системах на основі стиснення пари завдяки його хорошим термодинамічним та термофізичним властивостям. Але галогеновані холодоагенти мають погані екологічні властивості щодо ODP та GWP. ХФУ другого покоління, ХФУ замінили класичні холодоагенти на початку 20 століття. Холодоагенти як ХФУ (R12, R11 та R13) використовуються з 1930-х років завдяки їх чудовим характеристикам безпеки та експлуатаційних характеристик. Однак їх виробництво для використання в розвинених країнах було ліквідовано, оскільки було показано, що вони руйнують озоновий шар (UNEP, 2003). ХФУ та ГХФУ, представлені R22 та сумішшю R502, домінували в холодоагентах другого покоління.

ГХФУ також руйнують озоновий шар, але в значно меншій мірі, ніж ХФУ. Виробництво ГХФУ для використання в якості холодоагентів планується ліквідувати до 2030 року для розвинених країн та до 2040 року для країн, що розвиваються. Отже, традиційні холодоагенти (ХФУ) були заборонені Монреальським протоколом через їхній внесок у порушення стратосферного озонового шару. У Кіотському протоколі перераховані ГХФУ з великими ГВП. З поступовим припиненням використання ХФУ були запропоновані хімічні речовини, такі як ГХФУ та ГФУ, які використовувались як тимчасові альтернативи. ГФУ не руйнують озоновий шар і мають багато бажаних властивостей ХФУ та ГХФУ. Вони широко використовуються як замітники холодоагентів для ХФУ та ГХФУ. Холодоагенти HFC мають суттєві переваги щодо безпеки, стабільності та низької токсичності, тому підходять

для великомасштабних застосувань. Крім того, суміші холодоагентів HC і HFC з незначним впливом на навколишнє середовище розглядаються як потенційні альтернативи поступовому відміні існуючих галогенованих холодоагентів. Суміші на основі HC є екологічно чистими, які можна використовувати як альтернативи без змін у існуючих системах. Але суміші холодоагентів HC легкозаймисті, що обмежує використання у системах великої ємності. Суміші ГФУ є озонобезпечними, але вони мають значний ПГВ. Суміші ГФУ не змішуються з мінеральним маслом, для чого потрібні синтетичні мастила (наприклад, поліолестер). Раніше розслідування повідомляло, що суміші HFC / HC змішуються з мінеральною олією. Можна замішувати холодоагенти, що містять HC, з HFC для заміни існуючих галогенованих холодоагентів. Другий вплив холодоагентів на навколишнє середовище, як уже згадувалося раніше, призвів до нової класифікації холодоагентів відповідно до їхнього внеску в глобальне потепління. Порівняння цього конкретного внеску у парниковий ефект проводиться навіть для R11 (найбільш шкідливого навіть з точки зору ODP), а також для CO₂. Галогеновані холодоагенти класифіковані (14%) між парниковими газами, що можна пояснити їх великою здатністю поглинання інфрачервоного випромінювання. У разі систем охолодження та теплових насосів, хоча це доповнення до прямої дії на парниковий ефект через витік холодоагентів в атмосферу, це повинно розглядатися навіть як непряма дія на глобальне потепління за рахунок кількості CO₂, що виділяється під час виробництва приводу енергії для системи, очевидно, більша, ніж пов'язана з нею пряма дія. Поки кількість холодоагенту в системі збільшується, ефект прямої дії зростає.

Екологічно бажані холодоагенти мають:

- низький або нульовий ODP;
- відносно короткий час життя в атмосфері;
- низький ПГП;
- здатність забезпечити хорошу ефективність системи;
- відповідні безпечні властивості;

- можливість отримати низький рівень TEWI або LCCP в системних додатках.

Таблиця 1.2 Екологічні властивості холодоагентів використовуваних у кондиціонерах і теплових насосах

Group	Fluid	ODP	GWP (R11=1)	GWP (CO ₂ =1)	Atmospheric lifetime [years]
0	1	2	3	4	5
CFC	R11	1	1	4000	50...60
	R12	1	2.1...3.05	10600	102...130
	R113	0.8-1.07	1.3	4200	90...110
	R114	0.7-1.0	4.15	6900	130...220
	R12B ₁	3-13	—	1300	11...25
	R13B ₁	10-16	1.65	6900	65...110
HCFC	R21	0.05	0.1	—	<10
	R22	0.055	0.034	1900	11.8
	R123	0.02	0.02	120	1.4...2
	R142b	0.065	0.3...0.46	2000	19...22.4
HFC	R23	0	6	14800	24.3
	R32	0	0.14	580	6...7.3
	R125	0	0.58...0.85	3200	32.6
	R134a	0	0.28	1600	14...15.6
	R143a	0	0.75...1.2	3900	55...64.2
	R152a	0	0.03...0.04	140	1.5...8
HFO	R1234yf	0	—	<4.4	0.029
NH ₃	R717	0	—	0	<0.02
CO ₂	R744	0	—	1	>50

Оскільки ГФУ не містять хлору або бром, їх значення ODP незначні і представлені 0. Аміак, ГХФУ, більшість ГФУ і ГФО мають менший атмосферний термін життя, ніж ХФУ, оскільки вони в значній мірі руйнуються в нижніх шарах атмосфери в результаті реакції з радикалами ОН. Коротше атмосферне життя, як правило, призводить до зниження значень ODP та GWP. Європейська комісія (COM643, 2012) опублікувала свою тверду пропозицію щодо змін до ЄС щодо регулювання викидів газу. Ці зміни спрямовані на значне зменшення викидів фторованих (F) газів протягом наступних 20 років. F-гази - парникові гази, ПГП у кілька тисяч разів перевищує CO₂. Найбільше використання F-газів у Європі застосовується для холодоагентів з ГФУ, і відповідно до нового регулювання F-газів їх використання буде суворо обмежено.

Хладагенти CFC R11 і R12 замінені на більш прості складні холодоагенти R123 (HCFC) і R134a (HFC) зі зменшеним або навіть нульовим впливом на виснаження озонового шару. Ця альтернатива приваблива тим, що

замінники мають схожі властивості (температура, тиск) із заміненими, а зміни, що відбуваються безпосередньо на існуючих установках, реалізуються з мінімальними вкладеннями. Крім того, заміна холодоагентів R123 або R11 на R22 або R134a, молекулярні маси яких нижчі на 50%, призводить до зменшення розмірів холодильного обладнання на 25-30%. Для інших холодоагентів жодні прості сполучні рідини, наприклад для R502, не можна замінити сумішшю R115 (CFC) і R22 (HCFC) або в деяких випадках лише R22, який є рідиною для тимчасового заміщення. Однак усі ці сполуки вважаються парниковими газами. Як відповідь на ці занепокоєння, ще більше екологічних холодоагентів, головним чином R1234yf та природні холодоагенти, зокрема CO₂ і NH₃, були запропоновані як замінники. У автомобільних системах кондиціонування холодоагент R12, який може руйнувати озоновий шар, був замінений на R134a в 1990-х. Однак R134a все ще є парниковим газом, загальний обсяг виробництва якого становить приблизно 1300. Під час Кіотського протоколу (GECA, 1997) R134a вже входив до списку холодоагентів, використання яких обмежено. Безперечно, необхідність заміни холодоагенту в автомобільних системах кондиціонування є дуже нагальною, і R134a найближчим часом повинен бути замінений екологічним холодоагентом. Попередні дослідження розглядали R152a та природний холодоагент CO₂ як можливі замінники R134a в автомобільних системах кондиціонування. Однак R152a є легкозаймистим холодоагентом, який повинен використовувати вторинну петлю при використанні в автомобільних системах кондиціонування. Робочий тиск, необхідний для системи CO₂, набагато вищий, ніж для системи R134a. Надзвичайно високий тиск призводить до значних змін у існуючій системі і, отже, до вищої вартості системи. Отже, ці два холодоагенти далеко не практичні для використання як замінники R134a в сучасних автомобільних системах кондиціонування.

Нещодавно R1234yf був запропонований як альтернатива R134a в автомобільних системах кондиціонування R1234yf має ODP 0, а його GWP - лише 4. Таким чином, R1234yf досить добре задовольняє останні екологічні

вимоги та політику. Цей холодоагент класифікували як дуже легкозаймисту робочу рідину (група безпеки A2L (ASHRAE, 2013)). Крім того, термофізичні властивості R1234yf досить подібні до властивостей R134a. Основні термодинамічні та термофізичні властивості R1234yf узагальнені в таблиці 6 та порівняні із властивостями R134a. Робочий тиск системи R1234yf дуже близький до тиску системи R134a за умов роботи автомобільних систем кондиціонування. При порівнянні ефективності систем кондиціонування, використовуючи або R1234yf, або R134a в якості робочих рідин, і виявив, що характеристики цих двох холодоагентів в одній системі порівнянні за однакових робочих умов. Крім того, R1234yf має низьку токсичність, подібну до токсичності R134a. Використання міні-канального теплообмінника рекомендується в системах R1234yf, оскільки це може значно зменшити витрату холодоагенту.

З огляду на опрацьовані інформаційні джерела та дослідження було прийнято рішення провести чисельний аналіз ефективності наступних холодоагентів для отримання більш детальної інформації щодо їх доцільного економічного використання у представленому дослідженні аксіального компресора транспортного кондиціонера: R134a, R1234yf, R1234ze.

1.5. Аналіз характеристик досліджуваних холодоагентів

Прийняті міжнародними комітетами заходи із запобігання руйнуванню шару стратосферного озону, а також виникнення парникового ефекту в атмосфері через викиди холодоагентів привели, починаючи з початку 90-х років, до радикальних змін в технологіях кондиціонування повітря і штучного охолодження. На ринку стали з'являтися все нові і нові холодоагенти, що випускаються різними виробниками. Фахівці холодильних компаній і кінцеві споживачі стали губитися в здогадах про можливі перспективи використання того чи іншого холодоагенту в існуючих і перспективних холодильних

установках. Євросоюз з 1 січня 2020 р вводить заборону на використання холодоагентів з потенціалом глобального потепління, більшим ніж 2500, а з 2025 р - заборону на холодоагенти з потенціалом глобального потепління більшими ніж 150. Синхронно відбувається повне припинення виробництва озоноруйнуючих речовин з 2020 р, за поправками до Монреальського протоколу 1987 р.

Таблиця 1.3 Дати припинення виробництва деяких холодоагентів

Fluids	R507A	R404A	R452A	R407A	R410A	R407F	R407C	R134a	R449A	R448A	R32	R513A	R450A	R454C	R455A	R152a	1234ze	1234yf	R290 (Propane)	R744 (CO ₂)	R717 (NH ₃)
GWP	3985	3922	2141	2107	2088	1825	1774	1430	1397	1273	675	631	600	148	145	124	6	4	3	1	0
Usage authorization	before 2020		before/after 2020					before/after 2022 (date for reexamining the F-Gas regulation)						before/after 2022 (date for reexamining the F-Gas regulation)							
Glide (K) to 40°C (Eurovent conditions)	0	0.3	3	4.5	0.1	4.5	5.1	0	4.5	4.8	0	0	0.6	6	11.4	0	0	0	0	0	0
Habitually used in positive refrigeration		X	X	X		X		X	X	X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Usually used in negative refrigeration		X	X	X		X			X	X				X	X			X	X	X	X

Таблиця 1.4 Холодоагенти Opteon XL

ISO 817 / ANSI / ASHRAE 34 Refrigerant Designation	Chemours Tradename	Composition (weight %)	GWP*	ODP	Application Area	Replaces
R-1234yf	Opteon™ XL10	R-1234yf (100)	<1 (4)	0	Stationary Refrigeration/AC	R-134a
R-452B	Opteon™ XL55	R-32/125/1234yf (67/7/26)	676 (698)	0	AC and Heat-pumps	R-410A
R-454A	Opteon™ XL40	R-32/1234yf (35/65)	238 (239)	0	Medium and Low Temperature Refrigeration	R-404A, R-507A, R-407A, R-407F
R-454B	Opteon™ XL41	R-32/1234yf (68.9/31.1)	467 (466)	0	AC and Heat-pumps	R-410A
R-454C	Opteon™ XL20	R-32/1234yf (21.5/78.5)	146 (148)	0	Hermetic Medium and Low Temperature Refrigeration	R-22, R-407C, R-404A

В огляді новітніх холодоагентів Chemours в якості заміни для R134A представила групу нових холодоагентів Opteo XL. Холодоагенти Opteon XL складається з гідрофторолефінів (HFOs) або сумішей гідрофтор-олефінів (HFO) і сполук гідрофторуглерода (HFC). Гідрофтор-олефіни (HFOs) є ненасиченими фторуглеродними холодоагентами за рахунок подвійного зв'язку. Саме цей подвійний зв'язок дає сполукам типу HFO свої унікальні властивості.

Opteon XL10 (R-1234yf) — легкозаймистий холодоагент із потенціалом глобального потепління (GWP) менше 1 для заміни R-134a в нових

конструкціях обладнання. Цей холодоагент на основі гідрофторолефінів (HFO) з низьким ПГП із оптимальним балансом властивостей для заміни R-134a в об'ємних, середньотемпературних комерційних і промислових застосуваннях прямого розширення.

R-1234yf забезпечує таку ж продуктивність, як холодоагенти, які він призначений замінити, що робить його легким і економічно ефективним для використання в новому обладнанні без серйозних модифікацій. Класифікований як легкозаймистий (ISO/ASHRAE клас 2L), Opteon R-1234yf дозволяє заправляти набагато більші обсяги, ніж інші більш легкозаймисті холодоагенти, і його можна безпечно використовувати, дотримуючись відповідних норм і стандартів. З GWP менше 1, R-1234yf підпадає під порогове значення 150 у Регламенті 517/2014 про екодизайн і F-Gas

Таблиця 1.5 Характеристики холодоагенту Opteon XL10 (R-1234yf)

ASHRAE Number	R-1234yf
Composition Wt %	R-1234yf 100
Molecular Weight	114.04 g/mol
Boiling Point @ 1 atm (101.3 kPa)	-29.5 °C (-21.1 °F)
Critical Temperature	94.7 °C (202.4 °F)
Liquid Density @ 21.1 °C	1106 Kg/m ³ (69.0 lb/ft ³)
Ozone Depletion Potential (CFC-11 = 1.0)	0
AR5 (AR4) GWP (CO ₂ = 1.0)	<1 (4)
ASHRAE Safety Classification	A2L
Temperature Glide	-
LFL	0.289 kg/m ³ (18.0 10 ⁻³ lb/ft ³)
Burning Velocity @ 23 °C	1.5 cm/s (0.59 in/s)

Газ-холодоагент R-1234ze — це HFO, який замінює R-134a в чиллерах для промислового охолодження та кондиціонування повітря. Як і всі HFO холодоагенти, він не завдає шкоди озоновому шару. Має високу термічну та хімічну стабільність, низьку токсичність, а також високу сумісність з

більшістю матеріалів. R-1234ze є негорючим відповідно до стандарту ASHRAE 34 (ISO 817). Однак він може спалахнути, якщо його змішати з повітрям під тиском і піддати впливу сильних джерел займання. Його клас безпеки A2L група L2. Він змішується з поліефірними синтетичними маслами (POE) і поліалкіленгліколями (PAG), тому його слід завжди використовувати з цими видами масел. Застосовується в чиллерах, герметичних компресорах для промислового холоду, торгових автоматах, холодильних шафах і холодильних камерах.

R-1234ze – речовина з дуже низькою токсичністю. Балони R-1234ze слід зберігати в прохолодному та добре провітрюваному місці, подалі від джерел тепла. Пари R-1234ze важчі за повітря і можуть спричинити задиху через зменшення вмісту кисню у повітрі, що вдихається. Захищайте його від сонячних променів і не піддавайте його впливу температур вище 50 °C. Унікальною особливістю R-1234ze є той факт, що він не горить при змішуванні з повітрям при температурі на 30°C нижче кімнатної. Тому він вважається негорючим для транспортування та зберігання.

Таблиця 1.6 Характеристики холодоагенту R-1234ze

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-1234ze
Molecular weight	(g/mol)	114,0
Boiling point	(°C)	-19,0
Critical temperature	(°C)	109,4
Critical pressure	(bar)	36,36
Critical density	(Kg/m³)	489,0
Vapour pressure (20°C)	(bar)	4,27
Vapour pressure (54,4°C)	(bar)	11,15
Density (21,1°C)	(Kg/m³)	1170
Solubility in water	(mg/l)	373
Sliding temperature or glide	(K)	0
Safety classification		A2L
Auto-ignition temperature	(°C)	368
ODP	-	0
GWP	-	7*

* According to IPPCC-AR4/CIE (Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel of Experts on Climate Change)-2007.

1.6. Опис схеми і принципу роботи транспортного кондиціонера при модернізації колісної техніки

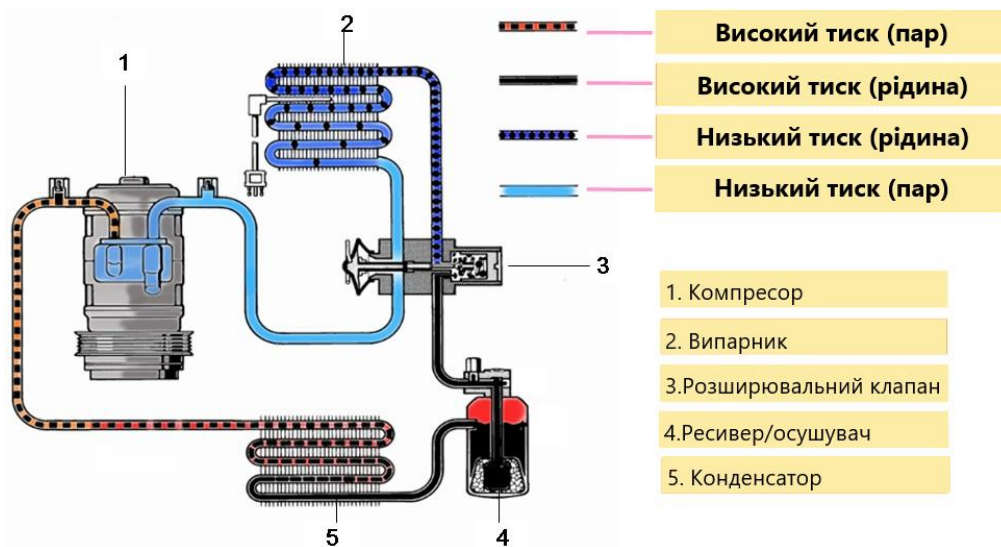


Рис. 1.23 Принципова схема роботи транспортного кондиціонера

У транспортному кондиціонері тепло, передане холодоагенту у випарнику, переноситься по системі циркулюючим холодоагентом R134a (циркуляція холодоагенту забезпечується компресором). Потік холодоагенту переносить тепло від випарника до конденсатора, де воно розсіюється в атмосферу. Подібним чином, як тільки тепло, передане в конденсатор, проводиться через матеріал ребра, воно випромінюється в атмосферу. Потік повітря, що набігає (потік повітря, що проходить через радіатор під дією швидкісного напору при русі автомобіля) відводить тепло від конденсатора. Це ще один різновид конвекції. У системі кондиціонування повітря тепло із салону автомобіля передається через металеве ребра випарника холоднішому холодоагенту (R134a). І аналогічно, тепло від більш теплого холодоагенту на іншій стороні системи кондиціонування передається через металеве ребра конденсатора, звідки відводиться шляхом випромінювання та конвекції. При поглинанні тепла холодоагент випаровується та переносить тепло в конденсатор. У цій точці системи холодоагент перебуває під високим тиском і має високу температуру. Температура холодоагенту вища, ніж температура зовнішнього повітря навколо конденсатора.

Знову тепло перетікає від теплішого тіла до холоднішого і, таким чином, розсіюється зовні транспортного засобу. Віддаючи тепло, холодоагент знову конденсується, перетворюючись на рідину, і цикл повторюється. Однією з основних переваг використання холодоагенту є його здатність циклічно змінювати агрегатний стан у широких діапазонах температури та тиску, які мають місце в системі кондиціонування. Нагадування: холодоагент двічі здійснює фазовий перехід за цикл. З газу в рідину в конденсаторі та з рідини назад у газ у випарнику.

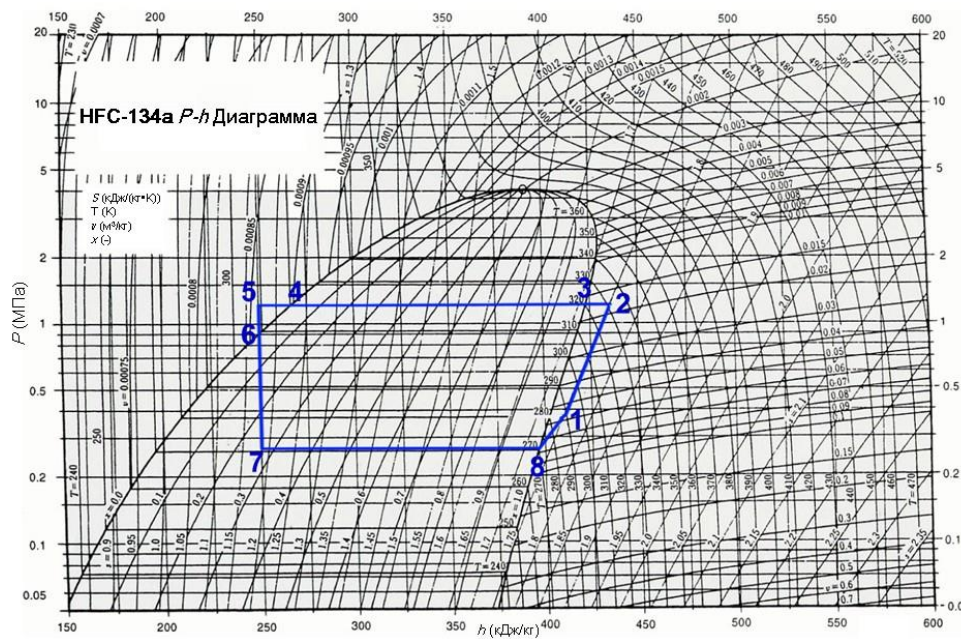


Рис. 1.24 Принципова схема роботи транспортного кондиціонера

1. Холодоагент надходить у компресор. У нашому прикладі це холодний газ з температурою 10 °С тиску близько 2,2 бар.

2. Компресор виконав свою роботу. Зауважте, що тиск зріс з 2,2 бар приблизно до 13,5 бар. Також різко зросла температура газу - приблизно до 70 °С. Одночасно зі зростанням тиску і температури відбувається збільшення ентальпії (оскільки процес відхиляється вправо на діаграмі). Потім холодоагент, володіючи більшою енергією, входить у конденсатор.

3. Потрапивши в конденсатор, холодоагент віддає частину свого тепла, його температура знижується, але тиск залишається незмінним. У цій галузі холодоагент є насиченою парою, яка при подальшому відведенні тепла починає конденсуватися.

4. Суміш містить 0% газу - це насичена рідина. Температура холодоагенту така сама, як була в точці 3, але ентальпія значно зменшилася. Теплова енергія була розсіяна через конденсатор.

5. Це точка виходу із конденсатора. Між точками 4 та 5 конденсатор тільки охолоджує рідину. Зауважте, що тиск залишається постійним, але температура та ентальпія зменшуються. Цей процес називається процесом переохолодження.

6. Між точками 5 та 7 знаходиться розширювальний клапан. Коли холодоагент проходить через пристрій клапана, що дроселює, тиск і температура різко падають (вертикальна лінія на діаграмі). У точці 6 холодоагент знову перетинає криву насиченої рідини.

7. Холодоагент входить у випарник. При цьому частина холодоагенту вже перетворилася на пару. Як показує діаграма, суміш рідини та пари містить близько 27% пари. У цьому прикладі температура холодоагенту становить близько 0 °C. У цій точці холодоагент починає поглинати тепло, що від нього і потрібно. Позначте відносно низьке значення ентальпії. У цій точці холодоагент пройшов більшу частину шляху через випарник. Він поглинув велику кількість тепла, відзначте зростання ентальпії. Температура холодоагенту залишилася тією ж, що була на вході у випарник. У точці 8 холодоагент є насиченою парою. Після того, як холодоагент залишає випарник і до моменту входу компресор у точці 1 температура холодоагенту трохи підвищується. Цей процес називають перегрівом. Переохолодження та перегрів: оскільки процес поглинання тепла протікає між точками 7 та 1, це називається охолоджувальною здатністю. При більшому переохолодженні можна було б зрушити далі вліво по діаграмі, а потім перетнути криву насиченої рідини в точці, яка продовжила б процес поглинання тепла. Перегрів також має важливе значення. Підвищення температури холодоагенту понад точку насичення є засобом захисту від потрапляння частини рідкого холодоагенту компресор. Це може статися, якщо холодоагент поглинув недостатню кількість теплової енергії, щоб повністю перетворитися на пару.

Розділ 2. Аналітична частина

2.1. Тепловий розрахунок холодильного циклу в режимі кондиціювання

Холодильний агент R134a

Тепловий розрахунок циклу проводиться на базі існуючого компресора фірми “Valeo” - TM21, з наступними параметрами: $z = 2$ шт.

- Об’ємна продуктивність компресора: $V_h = 0.0052 \frac{м^3}{с}$
- Кількість обертів валу за хвилину: $n = 1450 \frac{об}{хв}$

Розрахунок циклу холодильної машини зроблений з урахуванням перегріву на всмоктуванні у режимі кондиціювання з параметрами:

- Температура кипіння холодильного агента: $t_o = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Температура конденсації холодильного агента : $t_k = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Температура на всмоктуванні у компресор : $t_{вс} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

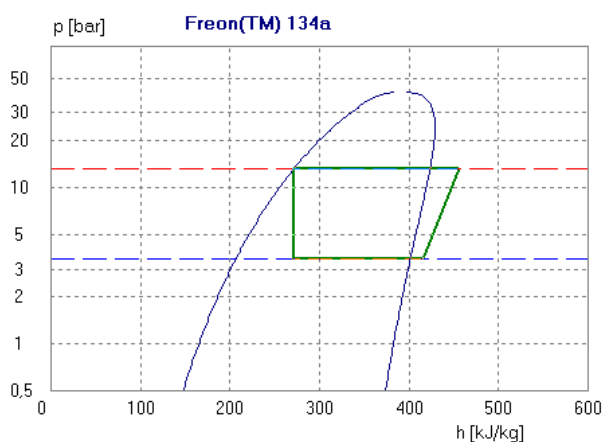


Рис. 2.1 Цикл установки

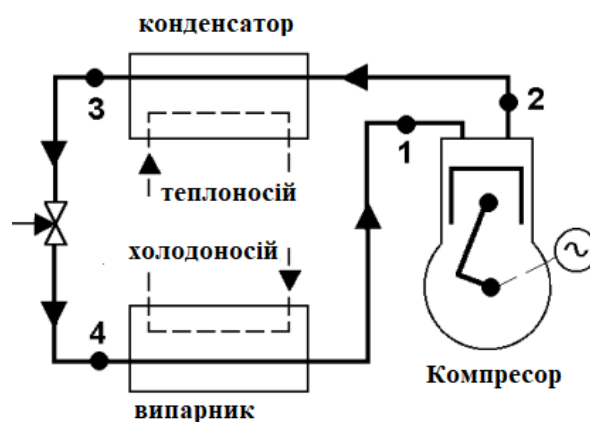


Рис. 2.2 Схема установки

Таблиця 2.1 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, МПа	h, кДж/кг	$v_{вс}$, м³/кг
1	20	3,4966	415	0,063
2	79	13,1791	445	
3	50	13,1791	272	
4	5	3,4966	272	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_1 - h_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.1)$$

$$q_0 = 415 - 272 = 143, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.2)$$

$$q_k = 455 - 272 = 173, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (2.3)$$

$$q_v = \frac{143}{0.063} = 2270, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування:

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.4)$$

$$q_k = 445 - 415 = 30, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w \quad (2.5)$$

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - 0.015 \left[\left(\frac{3.5}{13.2} \right)^{1/1} - 1 \right] = 0.985$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta} = \frac{278 + \theta}{1.12 \cdot 323 + 0.5 \cdot 15} = 0.793$$

$$\lambda = 0.985 \cdot 0.793 = 0.76$$

де, λ_c – коефіцієнт подачі, що враховує вплив «мертвого простору», c – відносна величина «мертвого простору», що залежить від типу та розмірів компресора, конструкції клапанів та режиму роботи, $\lambda_c = 0,015 \dots 0,05$, m – показник політропи зворотного розширення із «мертвого простору» $m = 1.0$ –

1.05. λ'_w – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням із порожнини стиснення в порожнину всмоктування внаслідок внутрішніх нещільностей. θ - загальний перегрів робочої речовини на всмоктуванні, $\alpha = 1.12$, $\beta = 0.5$ коефіцієнти для всіх речовин HFC- та HCFC-типу.

Холодопродуктивність компресора для даного температурного режиму:

$$Q_0 = V_h \cdot \lambda \cdot q_v, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.6)$$

$$Q_0 = 0.052 \cdot 0.76 \cdot 2270 = 8.99, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.7)$$

$$M_a = \frac{8.99}{143} = 0.0626, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (2.8)$$

$$N_a = 0.0626 \cdot 143 = 1.88, \text{кВт}$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w \cdot b \cdot t_0, \text{кВт} \quad (2.9)$$

$$\eta_i = 0.793 \cdot 0.025 \cdot 5 = 0.81, \text{кВт}$$

Де, b – коефіцієнт, що дорівнює 0,025 для речовин HFC- та HCFC-типу.

Потужність затрачена на тертя:

$$N_{\text{тр}} = V_h \cdot p_{\text{тр}}, \text{кВт} \quad (2.10)$$

$$N_{\text{тр}} = 0.052 \cdot 50 = 0.26, \text{кВт}$$

Де, $p_{\text{тр}}$ – середній індикаторний тиск (30-50 кПа для речовин HFC- та HCFC-типу).

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_i} + N_{тр}, \text{ кВт} \quad (2.11)$$

$$N_e = \frac{1,88}{0,81} + 0,26 = 2,6, \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення COP:

$$COP = \frac{Q_0}{N_e} \quad (2.12)$$

$$COP = \frac{8,99}{2,6} = 3,46$$

Холодильний агент R1234yf

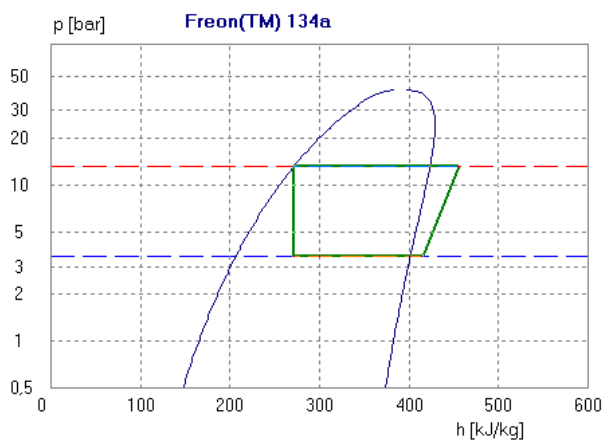


Рис. 2.3 Цикл установки

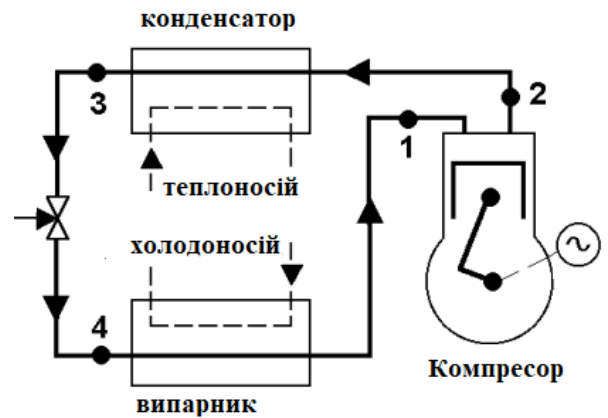


Рис. 2.4 Схема установки

Таблиця 2.2 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, МПа	h, кДж/кг	$\nu_{вс}$, м ³ /кг
1	20	3,7292	381	0,052
2	60,5	13,0232	405	
3	50	13,0232	270	
4	5	3,7292	270	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_1 - h_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.13)$$

$$q_0 = 381 - 270 = 111, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.14)$$

$$q_k = 405 - 270 = 135, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (2.15)$$

$$q_v = \frac{111}{0.052} = 2135, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування:

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.16)$$

$$q_k = 405 - 381 = 24, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w \quad (2.17)$$

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - 0.015 \left[\left(\frac{3.7}{13} \right)^{1/1} - 1 \right] = 0.962$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta} = \frac{278 + \theta}{1.12 \cdot 323 + 0.5 \cdot 15} = 0.793$$

$$\lambda = 0.962 \cdot 0.793 = 0.764$$

де, λ_c – коефіцієнт подачі, що враховує вплив «мертвого простору», c – відносна величина «мертвого простору», що залежить від типу та розмірів компресора, конструкції клапанів та режиму роботи, $\lambda_c = 0,015 \dots 0,05$, m – показник політропи зворотного розширення із «мертвого простору» $m = 1.0-1.05$. λ'_w – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням

пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням із порожнини стиснення в порожнину всмоктування внаслідок внутрішніх нещільностей. θ - загальний перегрів робочої речовини на всмоктуванні, $\alpha = 1.12$, $\beta = 0.5$ коефіцієнти для всіх речовин HFC- та HCFC-типу.

Холодопродуктивність компресора для даного температурного режиму:

$$Q_0 = V_h \cdot \lambda \cdot q_v, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.18)$$

$$Q_0 = 0.052 \cdot 0,764 \cdot 2135 = 8.48, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.19)$$

$$M_a = \frac{8,48}{111} = 0.0764, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (2.20)$$

$$N_a = 0.0764 \cdot 111 = 1.83, \text{кВт}$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w \cdot b \cdot t_0, \text{кВт} \quad (2.21)$$

$$\eta_i = 0.793 \cdot 0.025 \cdot 5 = 0.81, \text{кВт}$$

Де, b – коефіцієнт, що дорівнює 0,025 для речовин HFC- та HCFC-типу.

Потужність затрачена на тертя:

$$N_{\text{тр}} = V_h \cdot p_{\text{тр}}, \text{кВт} \quad (2.22)$$

$$N_{\text{тр}} = 0.052 \cdot 50 = 0,26, \text{кВт}$$

Де, $p_{\text{тр}}$ – середній індикаторний тиск (30-50 кПа для речовин HFC- та HCFC-типу).

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_i} + N_{тр}, \text{ кВт} \quad (2.23)$$

$$N_e = \frac{1,83}{0,81} + 0,26 = 2,53, \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення COP:

$$COP = \frac{Q_0}{N_e} \quad (2.24)$$

$$COP = \frac{8,48}{2,53} = 3.44$$

Холодильний агент R1234ze

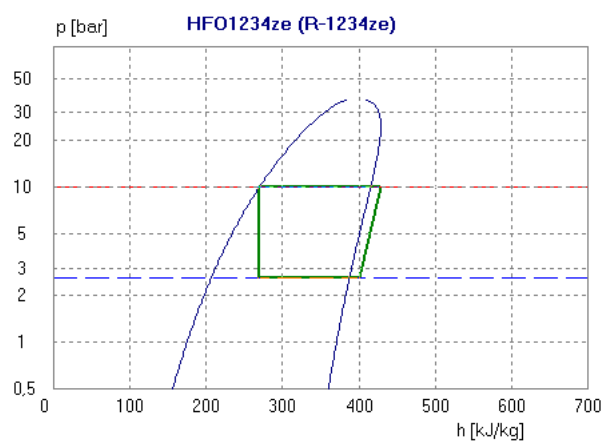


Рис. 2.5 Цикл установки

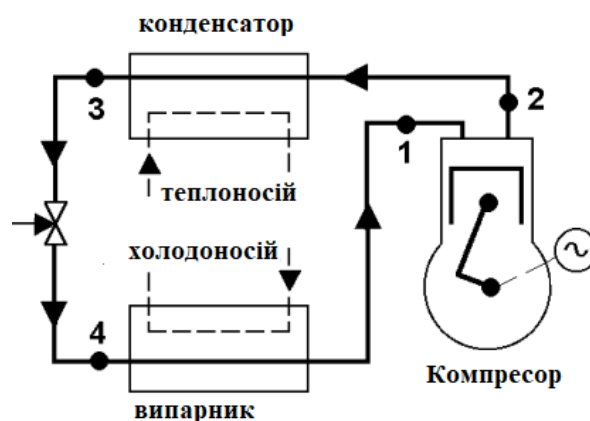


Рис. 2.6 Схема установки

Таблиця 2.3 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, МПа	h, кДж/кг	$\nu_{вс}$, м ³ /кг
1	20	2,5934	401	0,076
2	61,89	9,9722	428	
3	50	9,9722	269	
4	5	2,5934	269	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_1 - h_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.25)$$

$$q_0 = 401 - 269 = 132, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.26)$$

$$q_k = 428 - 269 = 159, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (2.27)$$

$$q_v = \frac{132}{0.076} = 1737, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування:

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.28)$$

$$q_k = 428 - 401 = 27, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w \quad (2.29)$$

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - 0.015 \left[\left(\frac{2.6}{9.95} \right)^{1/1} - 1 \right] = 0.958$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta} = \frac{278 + \theta}{1.12 \cdot 323 + 0.5 \cdot 15} = 0.793$$

$$\lambda = 0.985 \cdot 0.793 = 0.76$$

де, λ_c — коефіцієнт подачі, що враховує вплив «мертвого простору», c — відносна величина «мертвого простору», що залежить від типу та розмірів компресора, конструкції клапанів та режиму роботи, $\lambda_c = 0,015 \dots 0,05$, m — показник політропи зворотного розширення із «мертвого простору» $m = 1.0$ —

1.05. λ'_w – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням із порожнини стиснення в порожнину всмоктування внаслідок внутрішніх нещільностей. θ - загальний перегрів робочої речовини на всмоктуванні, $\alpha = 1.12$, $\beta = 0.5$ коефіцієнти для всіх речовин HFC- та HCFC-типу.

Холодопродуктивність компресора для даного температурного режиму:

$$Q_0 = V_h \cdot \lambda \cdot q_v, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.30)$$

$$Q_0 = 0.052 \cdot 0.76 \cdot 1737 = 6.86, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.31)$$

$$M_a = \frac{6.86}{132} = 0.052, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (2.32)$$

$$N_a = 0.052 \cdot 132 = 1.4, \text{кВт}$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w \cdot b \cdot t_0, \text{кВт} \quad (2.33)$$

$$\eta_i = 0.793 \cdot 0.025 \cdot 5 = 0.81, \text{кВт}$$

Де, b – коефіцієнт, що дорівнює 0,025 для речовин HFC- та HCFC-типу.

Потужність затрачена на тертя:

$$N_{\text{тр}} = V_h \cdot p_{\text{тр}}, \text{кВт} \quad (2.34)$$

$$N_{\text{тр}} = 0.052 \cdot 50 = 0.26, \text{кВт}$$

Де, $p_{\text{тр}}$ – середній індикаторний тиск (30-50 кПа для речовин HFC- та HCFC-типу).

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_i} + N_{тр}, \text{ кВт} \quad (2.35)$$

$$N_e = \frac{1,4}{0.81} + 0,26 = 2, \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення COP:

$$COP = \frac{Q_0}{N_e} \quad (2.36)$$

$$COP = \frac{6,86}{2} = 3.43$$

2.2. Тепловий розрахунок холодильного циклу на різних температурних режимах

Розрахунок проводиться аналогічно до розділу 2.1.

Вхідні дані для розрахунку:

- Об'ємна продуктивність компресора: $V_h = 0.0052 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$
- Кількість обертів валу за хвилину: $1450 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$

Розрахунок циклу холодильної машини зроблений з урахуванням перегріву на всмоктуванні на різних температурних режимах з параметрами:

Режим 1)

- Стала температура конденсації холодильного агенту : $t_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
- Температура кипіння холодильного агенту: $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
- Температура на всмоктуванні у компресор : $t_{вс} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Режим 2)

- Стала температура конденсації холодильного агенту : $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
- Температура кипіння холодильного агенту: $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

- Температура на всмоктуванні у компресор : $t_{\text{вс}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Режим 3)

- Стала температура конденсації холодильного агенту : $t_{\text{к}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Температура кипіння холодильного агенту: $t_0 = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Температура на всмоктуванні у компресор : $t_{\text{вс}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Результати розрахунків зведено у таблиці:

Таблиця 2.4 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_{\text{к}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R134a**

Температура конденсації $t_{\text{к}}$ [$^{\circ}\text{C}$]	30	30	30	30
Тиск конденсації $P_{\text{к}}$ [bar]	7,702	7,702	7,702	7,702
Температура кипіння t_0 [$^{\circ}\text{C}$]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_0 [bar]	2,928	3,4966	4,1461	4,8837
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	2,63	2,203	1,858	1,577
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	4,774	4,205	3,556	2,818
Об'ємна продуктивність компресора [m ³ /год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0517	0,0626	0,0756	0,091
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m ³]	2291,6	2758	3301	3932,6
Холодопродуктивність Q_0 [kW]	9,03	10,86	13	15,49
Ефективна потужність компресора [kW]	1,59	1,54	1,42	1,23
Теплове навантаження на конденсатор [kW]	10,62	12,4	14,43	16,72
COP	5,68	7,06	9,15	12,65

Таблиця 2.5 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R134a**

Температура конденсації t_k [$^{\circ}\text{C}$]	40	40	40	40
Тиск конденсації P_k [bar]	10,166	10,166	10,166	10,166
Температура кипіння t_o [$^{\circ}\text{C}$]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_o [bar]	2,928	3,4966	4,1461	4,8837
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	3,472	2,907	2,452	2,082
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	7,238	6,669	6,02	5,282
Об'ємна продуктивність компресора [m ³ /год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0517	0,0626	0,0756	0,091
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m ³]	2098,9	2524,4	3019,1	3593,2
Холодопродуктивність Q_o [kW]	8,27	9,94	11,89	14,15
Ефективна потужність компресора [kW]	2,06	2,09	2,06	1,97
Теплове навантаження на конденсатор [kW]	10,32	12,03	13,96	16,13
COP	4,02	4,76	5,76	7,17

Таблиця 2.6 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R134a**

Температура конденсації t_k [$^{\circ}\text{C}$]	50	50	50	50
Тиск конденсації P_k [bar]	13,179	13,179	13,179	13,179
Температура кипіння t_o [$^{\circ}\text{C}$]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_o [bar]	2,928	3,497	4,146	4,884
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	4,501	3,769	3,179	2,699
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	10,251	9,682	9,033	8,295

Об'ємна продуктивність компресора [m³/год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0517	0,0626	0,0756	0,091
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m³]	1899,3	2282,5	2727	3241,6
Холодопродуктивність Q _o [kW]	7,48	8,99	10,74	12,77
Ефективна потужність компресора [kW]	2,49	2,6	2,66	2,67
Теплове навантаження на конденсатор [kW]	9,97	11,59	13,41	15,44
COP	3	3,46	4,03	4,78

Таблиця 2.7 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R1234yf**

Температура конденсації t_k [°C]	30	30	30	30
Тиск конденсації P_k [bar]	7,835	7,835	7,835	7,835
Температура кипіння t_o [°C]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_0 [bar]	3,158	3,729	4,375	5,103
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	2,481	2,101	1,791	1,536
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	4,677	4,106	3,46	2,733
Об'ємна продуктивність компресора [m³/год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0631	0,0757	0,0906	0,1082
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m³]	2263,6	2695,5	3194,6	3771,5
Холодопродуктивність Q _o [kW]	8,92	10,62	12,58	14,86
Ефективна потужність компресора [kW]	1,58	1,52	1,39	1,19

Теплове навантаження на конденсатор [kW]	10,5	12,14	13,98	16,05
COP	5,63	6,99	9,04	12,46

Таблиця 2.8 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R1234yf**

Температура конденсації t_k [$^{\circ}\text{C}$]	40	40	40	40
Тиск конденсації P_k [bar]	10,184	10,184	10,184	10,184
Температура кипіння t_o [$^{\circ}\text{C}$]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_o [bar]	3,158	3,729	4,375	5,103
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	3,225	2,731	2,328	1,996
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	7,026	6,455	5,809	5,081
Об'ємна продуктивність компресора [m ³ /год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0631	0,0757	0,0906	0,1082
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m ³]	2033,3	2419	2863,7	3376,3
Холодопродуктивність Q_o [kW]	8,01	9,53	11,28	13,3
Ефективна потужність компресора [kW]	2,04	2,05	2,01	1,91
Теплове навантаження на конденсатор [kW]	10,05	11,58	13,29	15,21
COP	3,93	4,65	5,61	6,96

Таблиця 2.9 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R1234yf**

Температура конденсації t_k [$^{\circ}\text{C}$]	50	50	50	50
Тиск конденсації P_k [bar]	13,023	13,023	13,023	13,023
Температура кипіння t_o [$^{\circ}\text{C}$]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_0 [bar]	3,158	3,729	4,375	5,103
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	4,124	3,492	2,977	2,552
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	9,865	9,294	8,648	7,921
Об'ємна продуктивність компресора [m ³ /год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0631	0,0757	0,0906	0,1082
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m ³]	1794	2131,7	2519,9	2965,6
Холодопродуктивність Q_o [kW]	7,07	8,4	9,93	11,68
Ефективна потужність компресора [kW]	2,46	2,54	2,58	2,57
Теплове навантаження на конденсатор [kW]	9,52	10,94	12,51	14,25
COP	2,88	3,31	3,85	4,55

Таблиця 2.10 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R1234ze**

Температура конденсації t_k [$^{\circ}\text{C}$]	30	30	30	30
Тиск конденсації P_k [bar]	5,783	5,783	5,783	5,783
Температура кипіння t_o [$^{\circ}\text{C}$]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_0 [bar]	2,166	2,593	3,084	3,642
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	2,671	2,23	1,876	1,588

Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	3,618	3,19	2,7	2,142
Об'ємна продуктивність компресора [m ³ /год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0422	0,0512	0,0618	0,0743
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m ³]	1729,5	2085,8	2500,9	2983,3
Холодопродуктивність Q_0 [kW]	6,81	8,22	9,85	11,75
Ефективна потужність компресора [kW]	1,19	1,15	1,07	0,92
Теплове навантаження на конденсатор [kW]	8	9,37	10,92	12,68
COP	5,74	7,13	9,22	12,71

Таблиця 2.11 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R1234ze**

Температура конденсації t_k [°C]	40	40	40	40
Тиск конденсації P_k [bar]	7,665	7,665	7,665	7,665
Температура кипіння t_0 [°C]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_0 [bar]	2,166	2,593	3,084	3,642
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	3,539	2,955	2,486	2,105
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	5,499	5,071	4,581	4,023
Об'ємна продуктивність компресора [m ³ /год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0422	0,0512	0,0618	0,0743
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m ³]	1576,9	1900,8	2277,7	2715
Холодопродуктивність Q_0 [kW]	6,21	7,49	8,97	10,7
Ефективна потужність компресора [kW]	1,53	1,56	1,55	1,49

Теплове навантаження на конденсатор [kW]	7,74	9,05	10,52	12,18
COP	4,06	4,8	5,8	7,2

Таблиця 2.12 Тепловий розрахунок циклу при температурі конденсації $t_k = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ для холодоагенту **R1234ze**

Температура конденсації t_k [$^{\circ}\text{C}$]	50	50	50	50
Тиск конденсації P_k [bar]	9,972	9,972	9,972	9,972
Температура кипіння t_o [$^{\circ}\text{C}$]	0	5	10	15
Тиск кипіння P_o [bar]	2,166	2,593	3,084	3,642
Перегрів на всмоктуванні [K]	20	15	10	5
Співвідношення тиску p_2/p_1 [bar]	4,605	3,845	3,234	2,738
Різниця тиску p_2-p_1 [bar]	7,807	7,379	6,889	6,331
Об'ємна продуктивність компресора [m ³ /год]	18,66	18,66	18,66	18,66
Масова витрата [kg/s]	0,0422	0,0512	0,0618	0,0743
Питома об'ємна холодопродуктивність [kJ/m ³]	1419,9	1710,5	2047,9	2438,9
Холодопродуктивність Q_o [kW]	5,59	6,74	8,07	9,61
Ефективна потужність компресора [kW]	1,85	1,94	1,99	2,01
Теплове навантаження на конденсатор [kW]	7,44	8,68	10,06	11,61
COP	3,02	3,48	4,05	4,79

2.3. Аналіз характеристик зрівнюваних холодоагентів

В роботі було розглянуто наступні холодильні агенти: R134a, R1234yf, R1234ze в циклі з аксіальним компресором TM21 при однакових умовах експлуатації ($t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_k = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$).

В результаті розрахунків були визначені такі параметри: масова витрата холодоагента, ефективна потужність компресора, температура нагнітання, питома об'ємна холодопродуктивність, холодопродуктивність, COP.

Для порівняння роботи аксіального поршневого компресора в схемі холодильної машини, розрахункові дані представлені на рис. 2.7-2.10 у вигляді гістограм. Еталоном для порівняння було використано отримані параметри для R134a, оскільки його планується замінити на альтернативні холодоагенти з низьким ПГП.

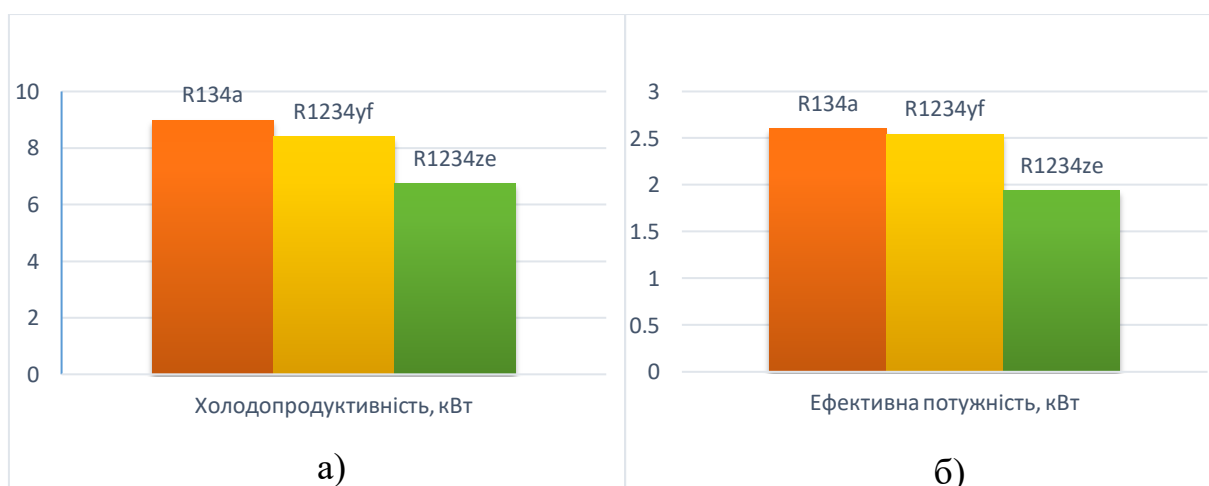


Рис. 2.7 Робочі характеристики аксіального компресора:

а) – холодопродуктивність; б) – електрична потужність

Холодопродуктивність компресора і споживана електрична потужність представлені на рис. 2.7. З результатів розрахунків можна зробити висновок, що при однакових умовах роботи R1234yf, дає практично таку ж холодопродуктивність як у R134a.

R1234ze показує значне зниження холодопродуктивності на 25%. Якщо R1234ze буде використовуватися в якості альтернативи R134a, то необхідно

використовувати компресори більшої об'ємної продуктивності для R1234ze, щоб досягти аналогічних показників, як у R134a.



Рис. 2.8 Коефіцієнт перетворення COP холодильної машини

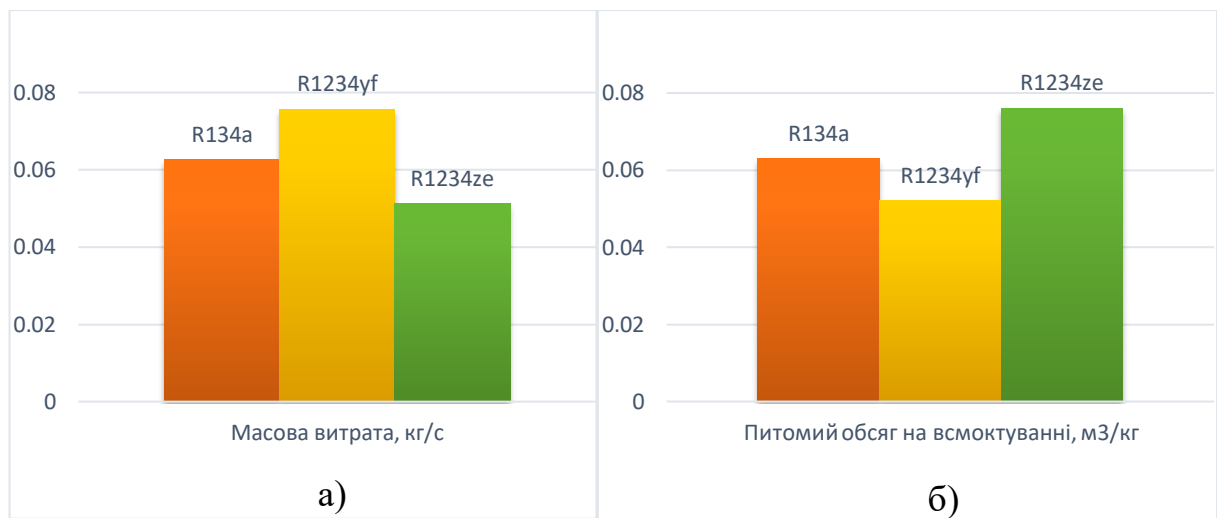


Рис. 2.9 Робочі характеристики аксіального компресора:

а) – масова витрата; б) – питомий обсяг на всмоктуванні

COP холодильної машини (рис. 2.8) визначався як відношення холодопродуктивності (Q_o) до електричної потужності, споживаної машиною (N_e). З рис. 2.8 видно, що в цілому COP холодильної машини не змінюється при переході на альтернативні холодоагенти.

З результатів, представлених на рис. 2.9 а) видно, що масова витрата холодоагенту при роботі компресора на R1234yf, є найвищим з усіх протестованих холодоагентів (на 21% більше в порівнянні з R134a). У той же час R1234ze демонструє протилежну тенденцію, маючи нижче значення

масової витрати (на 18% менше, відповідно, ніж у R134a). Це обумовлено високим значенням питомого обсягу парів на всмоктуванні (рис. 2.9 б)).

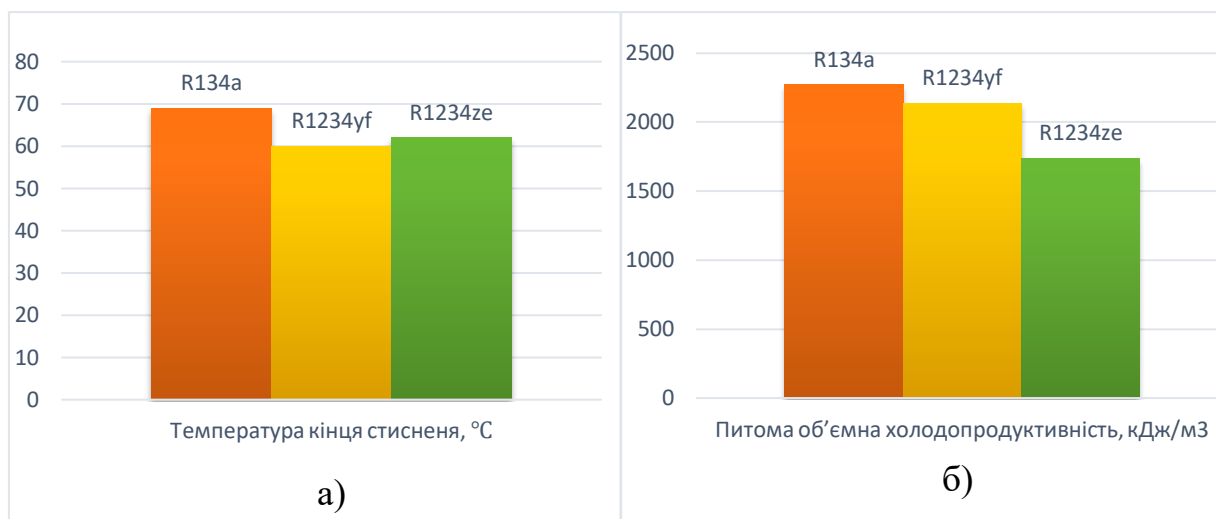


Рис. 2.10 Характеристики досліджуваних холодоагентів:

а) – температура кінця стиснення; б) – питома об'ємна холодопродуктивність

Температура нагнітання і питомий об'єм пари на всмоктуванні в компресор наведені на рис. 2.10. Температура нагнітання - це параметр, який залежить від термодинамічних властивостей холодоагенту, параметрів його на всмоктуванні в компресор і системи охолодження. Температури нагнітання у R1234yf і R1234ze нижче температури нагнітання R134a на 9 і 7 градусів відповідно.

Підводячи підсумок, беручи до уваги результати чисельного тестування, можна констатувати, що R1234yf є потенційним альтернативним холодоагентом для заміни R134a з урахуванням енергоспоживання і холодопродуктивності холодильної машини.

2.4. Аналіз робочих характеристик досліджуваного компресора

Виходячи з результатів попереднього аналізу альтернативних холодоагентів у якості робочого тіла для кліматичної установки було вирішено використовувати R1234yf.

Наступним кроком було проведення чисельного експерименту з використанням порівнюваних холодоагентів R1234yf і R134a в якості

робочого тіла в термодинамічному циклі холодильної машини. Дослідження проводилися в інтервалах температур кипіння (+15 °С, +10 °С, +5 °С, 0 °С) і конденсації (+30 °С, +40 °С, +50 °С), характерних для умов роботи транспортних систем кондиціонування повітря.

Порівняльна оцінка ефективності R1234yf і R134a проводилася за такими параметрами термодинамічного циклу: питома масова холодопродуктивність, питома об'ємна холодопродуктивність, питома адіабатна робота стиснення, температура кінця адіабатного стиснення в компресорі, холодопродуктивність Q_0 , споживана потужність N_e і коефіцієнт перетворення COP.

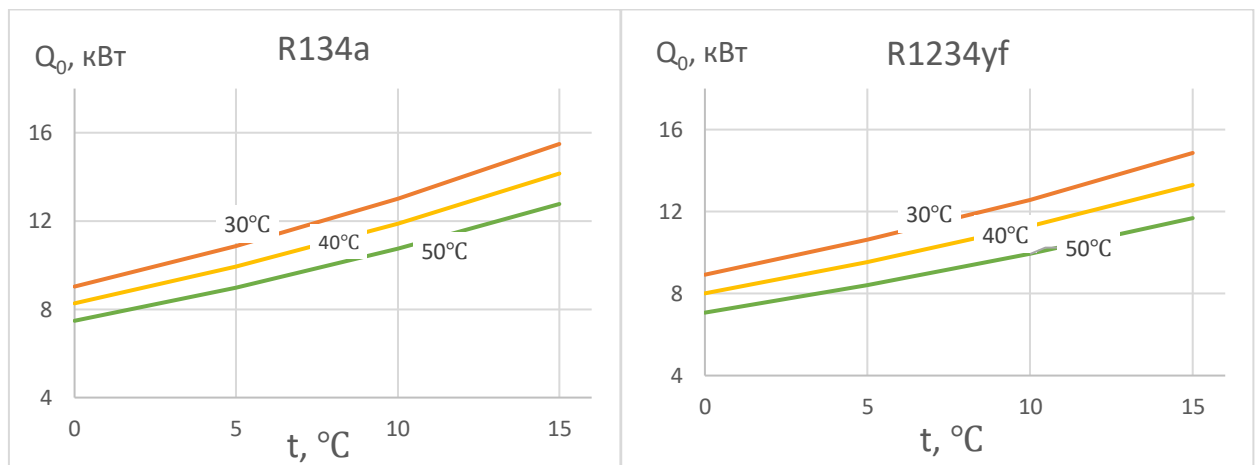


Рис. 2.11 Залежність холодопродуктивності компресора від температур кипіння і конденсації при роботі на R1234yf і R134a

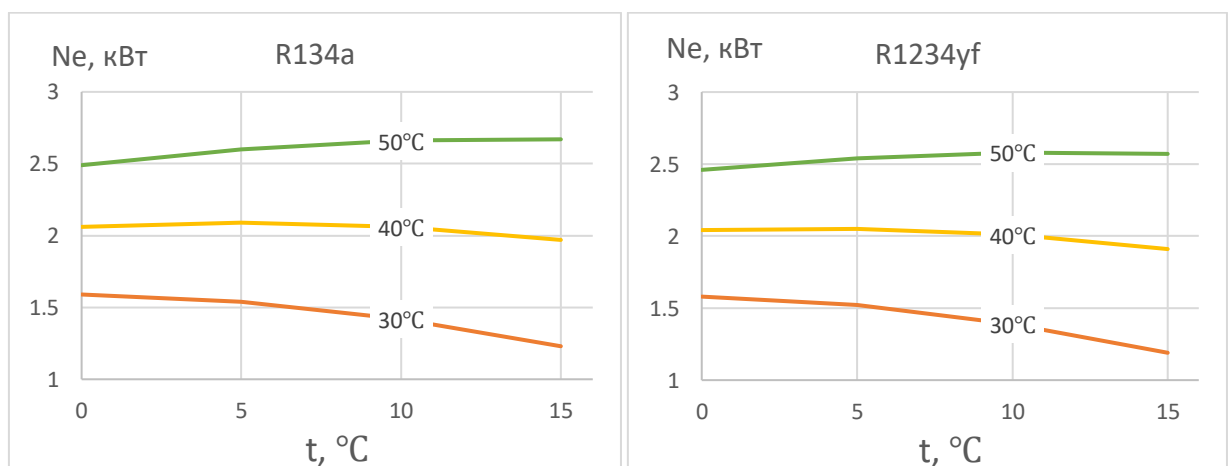


Рис. 2.12 Залежність споживаної потужності компресора від температур кипіння і конденсації при роботі на R1234yf і R134a

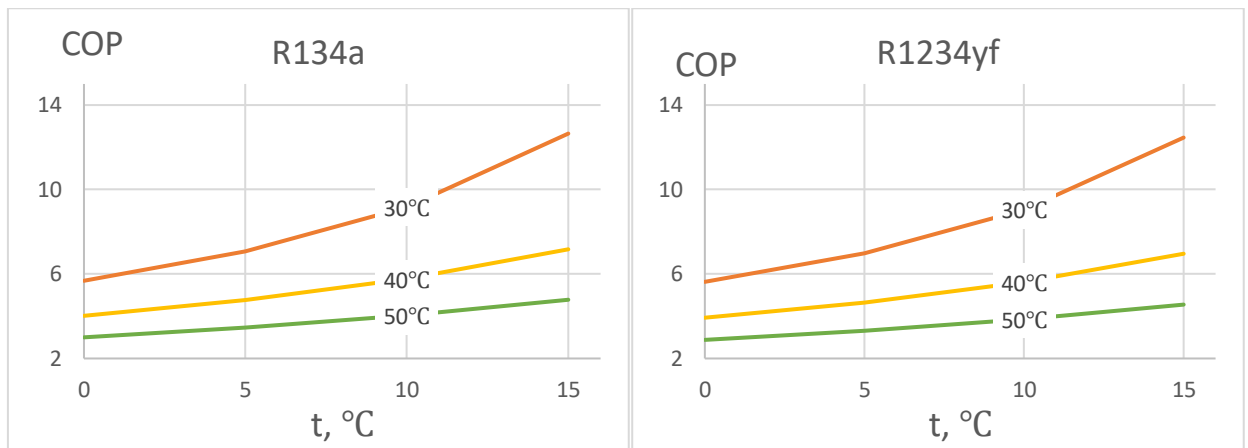


Рис. 2.13 Залежність COP циклу від температур кипіння і конденсації при роботі на R1234yf і R134a

На рис. 2.11-2.13 приведені енергетичні характеристики компресора TM21 при роботі на холодоагентах R1234yf і R134a. Характер зміни кривих для R1234yf і R134a ідентичний.

При зниженні температури кипіння знижується холодопродуктивність компресора. Це пов'язано з тим, що питома масова холодопродуктивність, зменшується, але незначно, так як при дроселюванні до більш низького тиску при постійному тиску конденсації холодоагент надходить у випарник з великим змістом пари. Питома адіабатна робота стиснення компресора з пониженням температури кипіння збільшується, підвищується температура кінця стиснення парів холодоагенту в компресорі.

Зі зниженням температури і тиску кипіння:

- значно збільшується питомий об'єм всмоктуваного пара, що призводить до суттєвого зменшення питомої об'ємної холодопродуктивності компресора;

- зменшується коефіцієнт подачі компресора.

У нашому випадку, при зниженні температури кипіння на 10 °C градусів (від +10 °C до 0 °C), холодопродуктивність компресора TM21 знижується:

- для R1234yf – з 9,93 кВт до 7,07 кВт, тобто зменшується на ~ 29 %;
- для R134a – 10,74 кВт до 7,48 кВт, тобто зменшується на ~ 30 %.

До аналогічних наслідків призводить підвищення температури конденсації і відповідно тиску конденсації. Крім того, збільшується нагрів компресора і споживання електроенергії. Однак, якщо зниження температури кипіння на 1 °С зменшує холодопродуктивність машини на 3...5 %, то підвищення температури конденсації на 1 °С знижує його всього на 1...2 %.

Зі зниженням температури кипіння ефективна потужність компресора спочатку підвищується, досягає екстремуму, коли відношення тисків конденсації і кипіння $p_k / p_o \approx 3$ (режим максимальної потужності), а потім починає монотонно зменшуватися. Хоча питома адіабатна робота компресора і зростає зі зниженням температури кипіння, але масова витрата агенту циркулюючого в циклі зменшується швидше. Коефіцієнт перетворення COP з пониженням температури кипіння зменшується, але більш полого, ніж знижується холодопродуктивність компресора.

Таким чином, зі зниженням температури кипіння:

- зменшується холодопродуктивність компресора;
- знижується її енергетична ефективність, так як зменшується значення коефіцієнта перетворення;
- погіршуються робочі характеристики компресора, так як зі збільшенням відносини тисків p_k / p_o і їх різниці $p_k - p_o$ зростає навантаження на механізм руху і підвищується температура стиснення.

З графіків на рис. 2.11-2.13 можна зробити висновок, що при роботі на R1234yf холодопродуктивність компресора TM21 в порівнянні з R134a менше на 5-9 %. Велика різниця холодопродуктивності відповідає графікам при температури конденсації +50 °С. Вирішити цю проблему можливо за допомогою організації додаткового теплообміну між магістралями низького і високого тиску, що компенсує відсутні 5-9 % холодопродуктивності.

Висновки

1. R1234ze показує значне зниження холодопродуктивності на 25%, та збільшення споживаної компресором потужності, що затрудняє його використання з компресорами однакової об'ємної продуктивності з R134a.
2. При однакових умовах роботи R1234yf, дає практично такі ж показники холодопродуктивності та COP як у R134a.
3. При зниженні температури кипіння на 10 °C градусів (від +10 °C до 0 °C), холодопродуктивність компресора TM21 знижується:
 - а. для R1234yf – з 9,93 кВт до 7,07 кВт, тобто зменшується на ~ 29 %;
 - б. для R134a – 10,74 кВт до 7,48 кВт, тобто зменшується на ~ 30 %.
4. Зменшення холодопродуктивності R1234yf в порівнянні з R134a м на 5-9 % можливо вирішити за допомогою організації додаткового теплообміну між магістралями низького і високого тиску.
5. Підводячи підсумок, беручи до уваги результати чисельного тестування, можна констатувати, що R1234yf є потенційним альтернативним холодоагентом для заміни R134a.

Розділ 3. Охорона праці

3.1. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища та охорона праці

Стандарт EN 378-1:2008+A2:2012 визначає вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища на етапах проектування, виробництва, будівництва, монтажу, експлуатації, технічного обслуговування, ремонту і утилізації холодильних систем і установок по відношенню до навколишнього середовища в приміщеннях і навколишньому середовищу в цілому.

Поняття «холодильна система», що використовується в цьому стандарті, включає в себе теплові насоси.

Можливі ризики, які існують в холодильній техніці, перераховані нижче. Крім того, при аналізі ризиків доцільно брати до уваги стандарти EN ISO 12100-1 та EN ISO 12100-2, в яких перераховані ризики машин і устаткування, не охоплені цим стандартом.

Метою цього стандарту є зниження ймовірності виникнення потенційних аварій з боку холодильних установок і холодоагентів зі збитком для життя і здоров'я людей, майна та навколишнього середовища. Ці аварії головним чином можуть бути обумовлені фізико-хімічними властивостями холодоагентів, а також дією тисків і температур, що виникають в процесі реалізації холодильних циклів.

Недостатність запобіжних заходів може призвести:

- до руйнування окремих елементів системи, в тому числі вибухового характеру з подальшою можливістю розльоту осколків;
- викиду холодоагенту з ризиком заподіяння шкоди або шкоди навколишньому середовищу, отруєння атмосфери токсичними речовинами через поломки, витіку, викликаної поганою конструкцією, неправильною експлуатацією, технічним обслуговуванням, ремонтом, заправкою або неправильної утилізацією;

- займання (загоряння) холодоагенту з небезпекою виникнення пожежі і в тому числі з ризиком утворення токсичних продуктів горіння горючих холодоагентів.

Холодоагенти, їх суміші та комбінації з маслом, водою або іншими речовинами, якими навмисно чи ні заповнюють холодильну систему, надають хімічну і фізичну дію на внутрішні поверхні конструкційних матеріалів і елементів холодильної системи, в тому числі через значний тиск і температуру. Холодоагенти можуть, якщо у них є руйнують властивості, становити небезпеку для людей, майна та навколишнього середовища, безпосередньо або побічно в силу ефектів їх глобального довгострокового впливу (ОРП, ПГП), при їх викиді з холодильної системи. Холодоагенти вибирають з урахуванням їх потенційного впливу на навколишнє середовище в цілому і їх можливого впливу на навколишнє середовище в приміщенні. Однак оцінка екологічних показників вимагає підходу, який повинен враховувати характер типового життєвого циклу системи.

Якщо мова йде про вплив викидів холодоагенту на зміну клімату, то в даний час зазвичай як основу для оцінки такого впливу використовують показник, який називають повним еквівалентним внеском (TEWI) в парниковий ефект (див. додаток В). Для розгляду інших екологічних аспектів використовують серію стандартів EN ISO 14040.

TEWI (повний еквівалентний внесок у парниковий ефект) є показником для оцінки парникового ефекту шляхом поєднання прямого вкладу від викидів холодоагентів в атмосферу і непрямого внеску від викидів вуглекислого газу та інших газів, що утворюються при виробленні енергії, необхідної для роботи холодильної системи протягом усього терміну її експлуатації.

Показник TEWI призначений для розрахунку повного впливу процесів штучного охолодження на парниковий ефект. Цей показник враховує як прямий вплив на парниковий ефект холодоагенту, якщо має місце його витік, так і непрямий вплив холодильної системи внаслідок споживання нею енергії, використовуваної для енергопостачання установки при її нормальній роботі

протягом всього терміну її експлуатації. Такий підхід справедливий тільки при порівнянні між собою двох холодильних систем або при виборі хладагентів для застосування в одній і тій же системі.

Показник TEWI може бути розрахований за такою формулою, де різні фактори впливу (величини вкладу в сумарне значення TEWI) представлені відповідними складовими:

$$TEWI = ПГП \cdot L \cdot n + [ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{\text{рекуперации}})] + [n \cdot E_{\text{годовое}} \cdot \beta], \quad (3.1)$$

де, $ПГП \cdot L \cdot n$ — внесок внаслідок витоків холодоагенту з системи;

$ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{\text{рекуперации}})$ — внесок, обумовлений наявністю або відсутністю рекуперації;

$n \cdot E_{\text{годовое}} \cdot \beta$ — внесок, обумовлений енергоспоживанням;

TEWI — повний еквівалентний внесок у парниковий ефект, кілограми CO₂;

ПГП — величина потенціалу глобального потепління холодоагенту по відношенню до CO₂;

L — величина витоків холодоагенту, кг/г;

n — повний час експлуатації системи, лет;

m — маса холодоагенту, заправленого в систему, кг;

$\alpha_{\text{рекуперации}}$ — коефіцієнт ступеня рекуперації холодоагенту, може приймати значення від 0 до 1;

$E_{\text{годовое}}$ — середньорічне споживання енергії, кВт · ч/г;

β — емісія CO₂, кг на кВт · ч.

На навколишнє середовище роблять той чи інший вплив багато чинників, наприклад:

- розташування системи;
- енергетична ефективність системи;
- тип холодоагенту;
- циклограмма роботи системи;
- величина витоків холодоагенту;

- вплив навантаження на ефективність;
- мінімізація теплоприпливів;
- методи контролю і управління роботою системи.

Непрямий вплив на екологічні показники надає вартість системи. Додаткові інвестиції можуть бути спрямовані на зниження величини витоків холодоагенту, підвищення енергоефективності, зміна конструкції для отримання можливості використання інших холодоагентів. Тільки аналіз типового життєвого циклу системи дозволяє виявити ключові позиції, при яких додаткові інвестиції можуть привести до досягнення більш вигідних результатів.

Небезпеки, обумовлені величинами тиску і температури в холодильних системах, в основному виникають внаслідок одночасної присутності в холодильному контурі рідкої і газоподібної фаз холодоагенту. Крім того, ступінь впливу холодоагенту на різні компоненти системи залежить не тільки процесів і параметрів всередині установки, але також і від зовнішніх факторів.

Перелік небезпек представлений таким списком:

а) прямий вплив екстремальних температур, наприклад: розтріскування матеріалів при низькій температурі; замерзання рідини в замкнутому просторі (вода, розсіл і т. д.); термічні напрути; об'ємні деформації при зміні температури; несприятливий вплив низьких температур на людей; дотик до гарячих поверхонь;

б) вплив надмірного тиску в результаті, наприклад: підвищення тиску конденсації внаслідок недостатнього охолодження, парціального тиску неконденсованих газів, накопичення масла або холодоагенту в рідкій фазі; підвищення тиску насиченої пари через надмірне зовнішнього нагріву, наприклад, в установці для охолодження рідини, при відтайці повітроохолоджувача або при високій температурі довкілля під час стоянки системи; теплового розширення рідкого холодоагенту в замкнутому просторі під час відсутності газової подушки при підвищенні зовнішньої температури; пожежі;

с) безпосередній вплив рідини, наприклад: надмірна заправка або затоплення обладнання; потрапляння рідкої фази в компресор внаслідок підсмоктування або конденсації парів холодоагенту в компресорі; гідравлічний удар в трубах; погане змащення через розрідження масла; кавітація;

д) витоку холодоагенту, наприклад: пожежа; вибух; токсичність, включаючи продукти горіння; обмороження шкіри; задуха; паніка; руйнування озонового шару; парниковий ефект;

е) обертові частини механізмів, наприклад: поранення; втрата слуху через надмірного шуму; пошкодження, викликані вібраціями.

Слід також звернути увагу на небезпеку, загальні для всіх компресорних систем, такі як висока температура нагнітання, гідравлічний удар, неправильне поводження і зниження механічної міцності, викликане корозією, ерозією, термічним напруженням, вібрацією або гідравлічними ударами.

Особливу увагу слід звернути на корозію в холодильних системах, оскільки такі системи працюють в специфічних умовах поперемінних циклів «заморожування - відтавання», і обладнання, закритого теплоізоляцією.

За рівнем токсичності холодоагенти відносять до однієї з двох груп - А чи В - в залежності від рівня допустимої концентрації при тривалому впливі:

Група А (низька токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони, яка дорівнює або більша 400 мл / м³ (400 частин на мільйон за обсягом), відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8-годинну робочого дня при 40-годинному робочому тижні;

Група В (висока токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони нижче 400 мл / м³ (400 частин на мільйон за обсягом) відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8 - годинного робочого дня при 40-годинному робочому тижні.

За займистості холодоагенти відносять до одного з трьох класів - 1, 2 або 3 - в залежності від результатів випробувань займистості. Сумішеві холодоагенти займистістю класифікують на основі аналізу результатів процесу розкладання суміші на фракції і визначення найгіршої рецептури по займистості.

Клас 1 (негорючі холодоагенти) До першого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, які не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Сумішеві холодоагенти відносять до першого класу, якщо фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН, не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Клас 2 (трудногорючі холодоагенти) До другого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних трьох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом; -теплота згоряння менш 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до другого класу при виконанні наступних трьох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом; - суміш з номінальною рецептурою має теплоту згоряння менш 19000 кДж / кг.

Клас 3 (горючі холодоагенти) До третього класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних двох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа; - значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом або теплота згоряння не менше 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до третього класу при виконанні наступних двох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом або теплоту згоряння не менше 19000 кДж / кг.

Таблиця 3.1 Система класифікації холодоагентів по групах небезпеки

Горючість	Токсичність	
	Низька	Висока
Здатність до поширення полум'я відсутня	A1	B1
Важка горючість	A2	B2
Горючість	A3	B3

Список використаних джерел інформації

1. Яковлєв Ю.О., Семко А.С. Дослідження ефективності роботи аксіально-поршневого компресора автомобільного кондиціонера. Збірник тез доповідей 82 наукової конференції викладачів університету – Одеса: ОНТУ, 2022 р. - 397-399 с.
2. Яковлєв Ю.О., Войтюк С.Ю. Дослідження ефективності роботи безшатунного компресора на альтернативних холодоагентах. Збірник тез доповідей 82 наукової конференції викладачів університету – Одеса: ОНТУ, 2019 р. - 249-250 с.
3. Яковлєв Ю.О., Сирбу М.І., Пазина І.В. дослідження роботи безсальникового компресора на альтернативних холодоагентах Збірник тез доповідей XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса: ОНТУ, 2021. –188-191 с.
4. Яковлєв Ю.О., Кременецький В.В. Дослідження ефективності роботи вуглекислотних компресорів Збірник тез доповідей 79 наукової конференції викладачів університету – Одеса: ОНТУ, 2019 р. – 249-250 с.
5. Морозюк Л.І., Соколовська В.В, Єрін В.О., Гайдук С.В. Проектування поршневого компресора холодильних машин і теплових насосів: посібник до виконання курсового проекту / Одеська національна академія харчових технологій, 2015. – 96 с.
6. Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Холодильні машини: конспект лекцій та посібник для самостійної роботи, частина 2. – Одеська національна академія харчових технологій, 2017. – 59 с.
7. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин та теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. – 712 с.
8. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. Київ: Мінрегіонбуд України , 2013. - 141 с.

9.

- 10.Лавренченко Г.К., Хмельнюк М.Г. Чи є альтернатива альтернативному холодоагенту R134a Матеріали II міжнародної конференції “Проблеми екології та ресурсозбереження для сільськогосподарських районів та агропромислових комплексів”, серпень 1992. – Одеса. - С.49
- 11.27. Хмельнюк М.Г., Лавренченко Г.К., Возний В.Ф. Застосування чистих вуглеводнів та його сумішей у малих холодильних машинах // Збірник наукових праць 2-ой Міжнародної науково-технічної конф. "Сучасні проблеми холодильної техніки та технології". - Одеса: Видавництво ОДАХ. - 2002. - С. 100-101.
- 12.Витт М. «Природні холодоагенти – актуальний розвиток та тенденції», журнал «Холодильний бізнес», №9, 2010, стор 48-51
- 13.Лагутін А. Ю. Апарати холодильних установок. В двох томах. Том 1. – Одеса: видавництво ОДАХ, 2003. – 141 с.
- 14.Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., та ін. Холодильні установки. Проектування: Учебний посібник 4-е вид. переробл. і доп. – Одеса: Друк, 2008. – 156 с.

Технічний опис компресора «Valeo» TM21

Technical specifications: TM21



- Heavy Duty compressor
- High durability
- Smooth operation & high efficiency
- Compact packaging & light weight



Model	TM21
Technology	Heavy Duty Swash Plate
Displacement	215 cm ³ / rev
Number of cylinders	10 (5 double-headed pistons)
Revolution range	700 – 6000 rpm
Direction of rotation	Clockwise and Counter-Clockwise (viewed from clutch)
Bore	32.0 mm
Stroke	26.7 mm
Lubrication type	Splash lubrication
Shaft seal	Lip seal type
Oil	ZXL 100PG PAG OIL (180 cm ³)
Weight	5.1 kg (w/o clutch)
Dimensions	229 – 80 – 150 mm (w/ clutch)
Mounting	Direct

