

Міністерство освіти і науки України
Національний університет "Одеська морська академія"

Навчально-науковий інститут інженерії

Кафедра суднових допоміжних установок і холодильної техніки

ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему: **Аналіз холодильного обладнання суднових систем комфортного кондиціонування повітря при використанні екологічних холодоагентів**

Курсанта 6-ого курсу ННІ Інженерії Майстренко Максима Олеговича
Керівник: к.т.н., проф. Козьмініх М. А.

Нормоконтроль

Олександр В. М. / доц. Фарієвська Д. Т.

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових допоміжних установок і холодильної техніки.

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 6 від 16 12 2025 р.

Завідувач кафедри СДУ і ХТ

д.т.н., професор

**ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ
ЗАВІДУЮЧИЙ КАФЕДРОЮ**
О.Я.Халева

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових енергетичних установок.

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 9 від 17 12 2025 р.

Завідувач випускової кафедри СЕУ,

д.т.н., професор

С.В.Сагін
С.В.Сагін

Рецензент

(підпис, ПІБ, дата)

Рецензент

(підпис, ПІБ, дата)

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»
Навчально-науковий інститут інженерії
Кафедра Суднових допоміжних установок і холодильної техніки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач випускової кафедри
д.т.н, професор  Сагін С.В.
(підпис, вчене звання, П.І.Б.)
« 10 »  2025 р.

ЗАВДАННЯ
на виконання дипломної роботи магістра

Курсант (студент) ННІ Майстренко Максим Олегович

1. Тема дипломної роботи «Аналіз холодильного обладнання суднових систем комфортного кондиціювання повітря при використанні екологічних холодоагентів».

Затверджена наказом ректора НУ ОМА № 1414 від 24 чер. 2025 р.

2. Об'єкт дослідження - Холодильне обладнання суднових систем комфортного кондиціювання повітря.

3. Предмет дослідження – екологічна безпека та надійність холодильного обладнання суднових систем комфортного кондиціювання повітря

4. Обсяг пояснювальної записки: 90 с.

5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: Вступ, вибір об'єкту для дослідження, огляд сучасного стану питання використання холодильного обладнання на морських судах, вибір енергетичного обладнання та визначення його ефективності в залежності від типу судна, аналіз впливу використаного холодоагенту на ефективності холодильного обладнання, висновки.

6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці) - Вступ, визначення енергетичної ефективності судового обладнання, аналіз поширених схем суднових систем комфортного кондиціювання повітря, визначення експлуатаційних показників елементів холодильної установки, рекомендації з підвищення ефективності холодильних установок з урахуванням умов експлуатації .

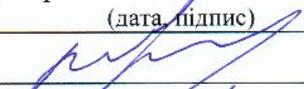
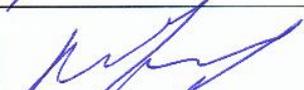
7. Перелік графічного матеріалу: 10 -12 слайдів що допомагають розкрити зміст роботи

Робота повинна бути виконана відповідно до «Методичних вказівок для виконання дипломної роботи магістра», затверджених Вченою радою ННІ 27.06.2023, протокол № 11.

8. Консультанти:

Вид консультування	Консультант (вчене звання, посада, П.І.Б.)	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

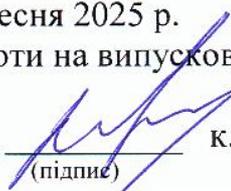
9. Календарний план виконання роботи

№ з/п	Назва етапу дипломної роботи	Відмітка керівника про виконання етапу (дата, підпис)
1	Вибір об'єкту для дослідження	
2	Сучасний стан питання використання холодильного обладнання в установках систем комфортного кондиціонування повітря з урахуванням необхідності підвищення його надійності і забезпечення екологічної безпеки.	
3	Вибір енергетичного обладнання та визначення його ефективності в залежності від типу системи	
4	Вибір конфігурації схеми холодильної установки суднової системи комфортного кондиціонування повітря.	
5	Основні показники надійності та ефективності холодильної установки суднової системи комфортного кондиціонування повітря.	
6	Шляхи підвищення надійності та ефективності холодильної установки суднової системи комфортного кондиціонування повітря.	
7	Висновки	
8	Оформлення пояснювальної записки	
9	Підготовка презентації та доповіді	

10. Дата видачі завдання 23 вересня 2025 р.

Термін подання дипломної роботи на випускову кафедру _____

Керівник дипломної роботи


(підпис)

к.т.н., проф. Миколай Козьмініх
(вчене звання, посада, П.І.Б.)

Виконавець дипломної роботи


(підпис)

Максим Майстренко
(П.І.Б.)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра: 97 с., 32 рис., 35 табл., 22 джерел.

Об'єкт дослідження — сучасні холодильні агенти.

Мета роботи - аналіз властивостей сучасних холодильних агентів в залежності від експлуатаційних режимів холодильної установки та їх екологічних показників.

У роботі дається опис судна-прототипу, обґрунтування вибору двигуна і розрахунок номінальної потужності головного двигуна, що забезпечує необхідну ефективну потужність.

У роботі проведений порівняльний аналіз найбільш поширених холодоагентів що застосовуються в транспортних холодильних установках з урахуванням як їх відповідності діючим міжнародним нормативним актам, так і експлуатаційним енерговитратам в залежності від призначення та режиму роботи холодильної установки.

Наведені загальні рекомендації що до вибору холодоагенту відповідно до названих чинників. Зроблено висновок про доцільність використання установок каскадного типу.

ХОЛОДИЛЬНИЙ АГЕНТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ, СУДНОВА
ХОЛОДИЛЬНА УСТАНОВКА, АНАЛІЗ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ.

ABSTRACT

Master graduate thesis: 97 p., 32 fig., 35 tables, 22 sources.

The object of study - modern refrigerants.

Purpose - To analyze the properties of modern refrigerants, depending on the operating modes of the refrigeration unit and their environmental performance.

The paper describes the prototype vessel, the justification for the choice of the engine and the calculation of the rated power of the main engine, which provides the required effective power.

In this work a comparative analysis of the most common refrigerants used in transport refrigeration units is carried out, taking into account both their compliance with current international regulations and operational energy costs, depending on the purpose and mode of operation of the refrigeration unit.

General recommendations are given as to the choice of refrigerant according to the above factors.

REFRIGERANT AGENT, ENERGY INDICATORS, MARINE
REFRIGERATOR PLANT, ANALYSIS, ENERGY EFFICIENCY.

ЗМІСТ

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП.....	8
1 ВИБІР ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	15
2 ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВКА СУДНА.....	17
2.1 Обґрунтування вибору типу головного двигуна й передачі.....	17
2.2 Визначення необхідної потужності головного двигуна.....	19
3 ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДНА.....	21
3.1 Розрахунок конструктивного коефіцієнту енергоефективності судна...	21
3.2 Розрахунок ЕКРЕ судна.....	25
3.3 Розрахунок економії енергії на рух судна.....	27
4 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ.....	29
4.1 Порівняння ефективності використання холодильного агенту.....	36
4.2 Аналіз експлуатаційних показників холодильної установки при застосуванні альтернативних холодоагентів.....	63
4.3 Порівняльний аналіз експлуатаційних показників холодильної установки, працюючої на різних холодильних агентах.....	68
4.4 Комплексна оцінка застосування холодоагентів в судових холодильних установках.....	72
5 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	80
5.1 Розрахунок тепло- і вологонадходжень у житлових і службових приміщеннях.....	80
5.2 Вибір обладнання системи кондиціювання повітря.....	85
ВИСНОВКИ.....	93
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	95

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ

- СХУ – суднова холодильна установка;
- ГХФВ – гідрохлорфторвуглевод;
- ЗЗО – загальний зміст озону;
- ХФВ – хлорфторвуглевод;
- ГФВ – гідрофторвуглеводні;
- ХУ – холодильна установка;
- ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;
- СЕУ – суднова енергетична установка;
- ССККП – суднова система комфортного кондиювання повітря;
- ПО – повітроохолоджувач;
- СДУ – суднові допоміжні установки;
- ККД – коефіцієнт корисної дії;
- СОД – середньо-оборотний двигун;
- МОД – мало-оборотний двигун;
- ЕКРЕ – критерії енергетичної ефективності;
- GWP – Global Warming Potential (Потенціал Глобального потепління);
- ODP – Ozone Depletion Potential (Потенціал Руйнування озонового шару);
- ISM - International Safety Management;
- СОЛАС - International Convention for the Safety of Life at Sea;
- ОСПЗ - Міжнародний кодекс з охорони суден та портових засобів;
- ІМО – International Maritime Organization.

ВСТУП

Холодильна установка – це невід’ємна частина морського транспорту. Холодильні машини використовуються для транспортування вантажів, кондиціонування повітря, збереження провізійних запасів судна. Одним з найбільш актуальних у галузі СХУ є питання застосування холодоагентів, що відповідають сучасним екологічним вимогами. Що таке холодильні агенти? Це спеціальні рідини. Вони використовуються в кондиціонерах і холодильниках. Холодоагент зазнає фазових змін від рідини до газу, при поглинанні тепла і назад до рідини, коли компресор стискає газ. Вибір ідеального холодоагенту проводиться на основі термодинамічних властивостей. Він повинен бути неагресивним, безпечним, нетоксичним і негорючим.

Тільки в 1970-х роках було встановлено, що молекули хлору повністю руйнують озоновий шар, та їх заборонили. У 1970-х роках учені виявили, що холодильний агент аміак заважає проникненню інфрачервоних променів в них, так як вони накопичуються в атмосфері і викликають теплообмін, що призводить до зміни клімату, тому цей склад був заборонений.

Досліджуючи концентрацію озону в земній атмосфері, вчені звернули увагу на зниження на початку 80 -х рр. загального змісту стратосферного озону (ЗЗО). Виявилось, що кожної весни протягом 1986-1991 рр. ЗЗО над Антарктидою було в середньому на 30-40% нижче, ніж за період 1967-1971 рр., а в 1993 р. цей показник знизився більш ніж на 60 %.

У 1977 році, у Вашингтоні представники 32 країн виробили перший план дій по захисту озонового шару. У березні 1985 р. у Відні була проголошена концепція збереження озонового шару. Зобов'язання держав, що схвалили цю концепцію, сформульовані в міжнародній угоді, яке отримало назву Віденської конвенції по захисту озонового шару. У 1986 р. до неї приєдналася і наша країна. Відповідно до Віденської конвенції національна політика повинна бути спрямована на зниження негативних впливів на озоновий шар планети.

Наступний крок до захисту озонового шару Землі був зроблений в жовтні 1987 р. в Монреалі, де 36 країн підписали Протокол по речовинах, що руйнують озоновий шар. Наша країна приєдналася до Монреальського протоколу в 1988 р. Ця міжнародна угода передбачала заморожування виробництва п'яти найбільш використовуваних ХФУ на рівні з 1986 до 1993 р. Їх виробництво мало скоротитися на 20 %, а до 1998 р. - на 30 %. До червня 1995 Монреальський протокол підписали близько 150 країн, а на ювілейній монреальській зустрічі у вересні 1997 р. таких країн було вже 163.

У листопаді 1992 року в Копенгагені були прийняті нові поправки, відповідно до яких з'явилася вимога про поетапне виведення з виробництва метилброміду і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФВ).

У 1990-х і 2000-х роках ХФВ були замінені на ГХФВ (гідрохлорфторуглеродом), а найбільш поширеним ГХФВ є «R-22», який мав набагато менш руйнівні наслідки для озону, однак, він все ще залишався небезпечним. Для вирішення проблеми руйнування озону вчені придумали HFC, які не містили хлор. Однак пізніше вони зрозуміли, що HFC раніше завдає шкоди навколишньому середовищу через парникові гази. А 28 нараді Сторін Монреальського протоколу про речовини, що руйнують озоновий шар, у м. Кігалі (Руанда) після тривалих і складних перемовин країни домовилися про обмеження використання гідрофторвуглеводнів (HFC).

Монреальський протокол був прийнятий ще у 1987 році для боротьби з руйнуванням озонового шару і обмеження використання озонруйнуючих речовин, зокрема хлорфторвуглеводнів. Протокол ратифікували 197 країн світу. Україна стала Стороною Монреальського протоколу у 1988 році.

Гідрофторвуглеводні, які почали використовуватися в холодильниках та кондиціонерах на заміну хлорфторвуглеводням, не мають озонруйнуючого ефекту, однак мають сильний парникових ефект, що посилює ризики кліматичних змін.

Наприклад, для сполуки HFC-236fa потенціал глобального потепління складає 9 810 (тобто дана сполука викликає парниковий ефект в 9810 разів більший ніж CO₂), а для HFC-23 (трифторметан) – 14 800.

Монреальський протокол вважається однією з найуспішніших екологічних міжнародних угод через позитивні досягнення у скороченні викидів озоноруйнуючих речовин. Однак, виявилось, що рішення однієї проблеми посилює іншу – проблему кліматичних змін. Поправки, прийняті в Кінгалі, покликані виправити цю ситуацію.

Обсяги використання гідрофторвуглеводнів стрімко зростають через дедалі більше розповсюдження кондиціонерів та холодильників в країнах, що розвиваються. Тому обмеження виробництва гідрофторвуглеводнів зробить суттєвий внесок у боротьбу зі зміною клімату.

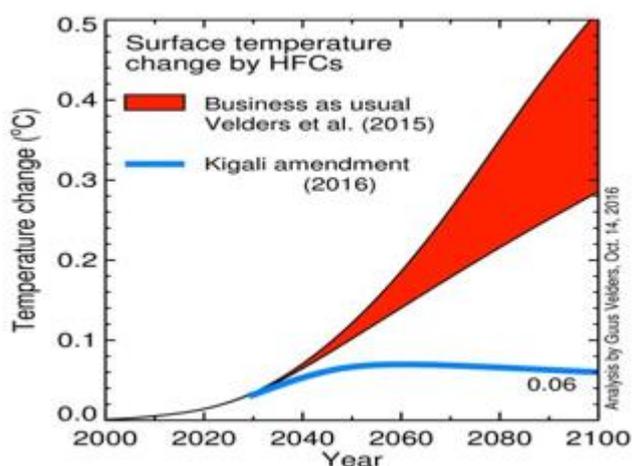


Рисунок 1

Поправки до Монреальського протоколу передбачають різні підходи для трьох груп країн і обов'язкові для виконання Сторонами цілі:

1. Розвинуті країни мають скоротити використання гідрофторвуглеводнів на 10% вже у 2019 році; до 2036 року обсяги викидів мають скоротитися на 85%.

2. Перша група країн, які розвиваються, включаючи Китай, Бразилію та близько сотні інших країн, мають обмежити ріст обсягів використання гідрофторвуглеводнів, починаючи з 2024 року; до 2045 року викиди мають скоротитися на 80% у порівнянні із 2021 роком.

3. Друга група країн, які розвиваються, що є менш розвинутими або знаходяться у більш спекотних кліматичних зонах, включаючи Індію, Саудівську Аравію та Кувейт, почнуть обмежувати використання гідрофторвуглеводнів з 2028 року; до 2047 року викиди мають скоротитися на 85% у порівнянні із 2025 роком.

Досягнуті завдяки новій угоді скорочення викидів можуть зменшити зростання температури на планеті на 0.5 градусів Цельсія.

Зміни до Монреальського протоколу також містять положення щодо фінансової підтримки країн, що розвиваються, для переходу на альтернативи гідрофторвуглеводням. Обсяги фінансової допомоги будуть погоджені наступного року, однак потреба в ній оцінюється в мільярди доларів США.

Зміни до Монреальського протоколу набудуть чинності 1 січня 2019 року за умови, що принаймні 25 Сторін Монреальського протоколу до того часу нададуть на зберігання свої ратифікаційні грамоти, інструменти про прийняття, затвердження або приєднання. Заборона використання хлорфторвуглеводнів після прийняття Монреальського протоколу дозволила зменшити концентрацію хлору у стратосфері. Саме хлор призводить до руйнування озонового шару.

Стратосферний озон захищає життя на планеті, поглинаючи потенційно шкідливе ультрафіолетове випромінювання, яке може призвести до раку шкіри та катаракти, шкодить імунній системі тварин та життю рослин.

Вимірювання показують, що зниження рівня хлору дозволило скоротити руйнування озону на 20% порівняно з 2005 роком, коли під час зими в Антарктиді вперше були проведені вимірювання із використанням супутникових технологій в рамках дослідження NASA.

Технічні рішення по виводу ОРВ із споживання

Всі аналітичні дослідження, що проводяться в рамках Монреальського протоколу та Віденської конвенції, мають основну мету:

- визначити роль викидів тих, чи інших регульованих угодою речовин в руйнуванні озонового шару;

- прорахувати короткострокові та довгострокові тенденції в зміні загального змісту стратосферного озону і концентрації антропогенного хлору і броду залежно від стану виконання сторонами Монреальського протоколу своїх зобов'язань;

- знайти економічні і технічні виправдані ознобезпечні альтернативи використанням в різних галузях ОРР.

Сьогодні найбільш розповсюдженим холодильним агентом, який підлягає подальшій заміні є холодоагент R22. У зв'язку з цим постає гостра необхідність дослідження нових холодоагентів, їх властивостей та їх впливу на експлуатаційні показники ХУ. У наш час розробляється багато нових альтернативних хладонів, які є екологічно безпечними, але про них у загальній літературі обмежена інформація щодо питання коефіцієнтів тепловіддачі під час кипіння і конденсації у відповідних агрегатах холодильних установок. У зв'язку з цим виникає потреба проведення досліджень теплообміну у випарниках та конденсаторах холодильних установок. Найбільш інформативними є експериментальні дослідження, в яких визначаються локальні характеристики процесів.

Альтернативні холодоагенти групи ГФВ мають різний хімічний склад, фізичні властивості, а отже у кожного з них є безліч термодинамічних особливостей. Тому для дослідження можливості заміни холодоагенту за схемою «drop-in» або його використання у новому обладнанні необхідно знати як впливає на експлуатаційні показники ХУ кожен з холодоагентів.

У наш час розробляється багато нових альтернативних хладонів, які є екологічно безпечними, але про них у загальній літературі обмежена інформація щодо питання коефіцієнтів тепловіддачі під час кипіння і конденсації у відповідних агрегатах холодильних установок. У зв'язку з цим виникає потреба проведення досліджень теплообміну у випарниках та конденсаторах холодильних установок. Найбільш інформативними є експериментальні дослідження, в яких визначаються локальні характеристики процесів.

Найбільш небезпечні у цьому відношенні фреони групи хлорфторвуглеців CFC з найвищою озоноруйнуючою здатністю. До цієї групи належать

холодоагенти R11, R12, R502. Фреон R11 заборонений з 1996 року. Два інші ще частково використовуються в побутових холодильниках і низькотемпературних холодильних установках, але випуск обладнання, що працює на даних холодоагентах у більшості розвинених країн на даний момент теж припинено. HCFC - група гідрохлорфторвуглеців, - холодоагенти з низькою озоноруйнуючою активністю. До неї входять R21, R123, R124, R141B, R142B та найбільш поширений донедавна у виробництві побутових кондиціонерів фреон R22. Загроза подальшого руйнування озонового шару спонукала міжнародну спільноту прийняти рішення про поступове припинення використання даної групи холодоагентів, з повною заміною їх на безпечні види. Так, виробництво побутових кондиціонерів у країнах ЄС, у США, Канаді та Японії на фреоні R22 вже не здійснюється. На сьогоднішній день найперспективнішим з точки зору екології є використання озонобезпечних холодоагентів. До них належать фреони, що не містять хлору, група HFC, а також альтернативні холодоагенти, які активно розробляються в розвинених країнах. До групи HFC відносяться фреони R125, R132, R134a, R152a, R32, R600, R717 та інші. Самими екологічно чистими холодильними агентами, які зараз доступні на ринку, є «R-290» і «R-600A». Вони являють собою HC, або вуглеводні, а їх хімічні назви — «Пропан» для R-290 і «Ізобутан» для R-600A. Вони повністю не містять галогенів, не мають потенціалу виснаження озону і є найбільш малонебезпечних з точки зору можливості глобального потепління. Вони також володіють високою енергетичною ефективністю, але при цьому легкозаймисті, оскільки є вуглеводнями. В даний час самі «зелені» види холодильних агентів — R134A, R-407C, R-410A. Виробники, які випускають ці холодоагенти, стверджують, що речовини абсолютно безпечні. Альтернативні холодоагенти можуть бути як чистими речовинами, так і сумішами інших фреонів у відповідних пропорціях. Наприклад, відомий заміник фреону R22 у побутових кондиціонерах, - холодоагент R410A є сумішшю двох безпечних фреонів R32 і R125 у пропорції 50/50. Це накладає певні нюанси на сервіс та ремонт даної техніки, адже навіть при частковому витoku

фреону необхідно повністю міняти холодоагент. Проте технічні показники і економічність такого обладнання на порядок вищі.

У роботі розглядається питання пошуку найбільш оптимального альтернативного холодильного агенту для ретрофіту.

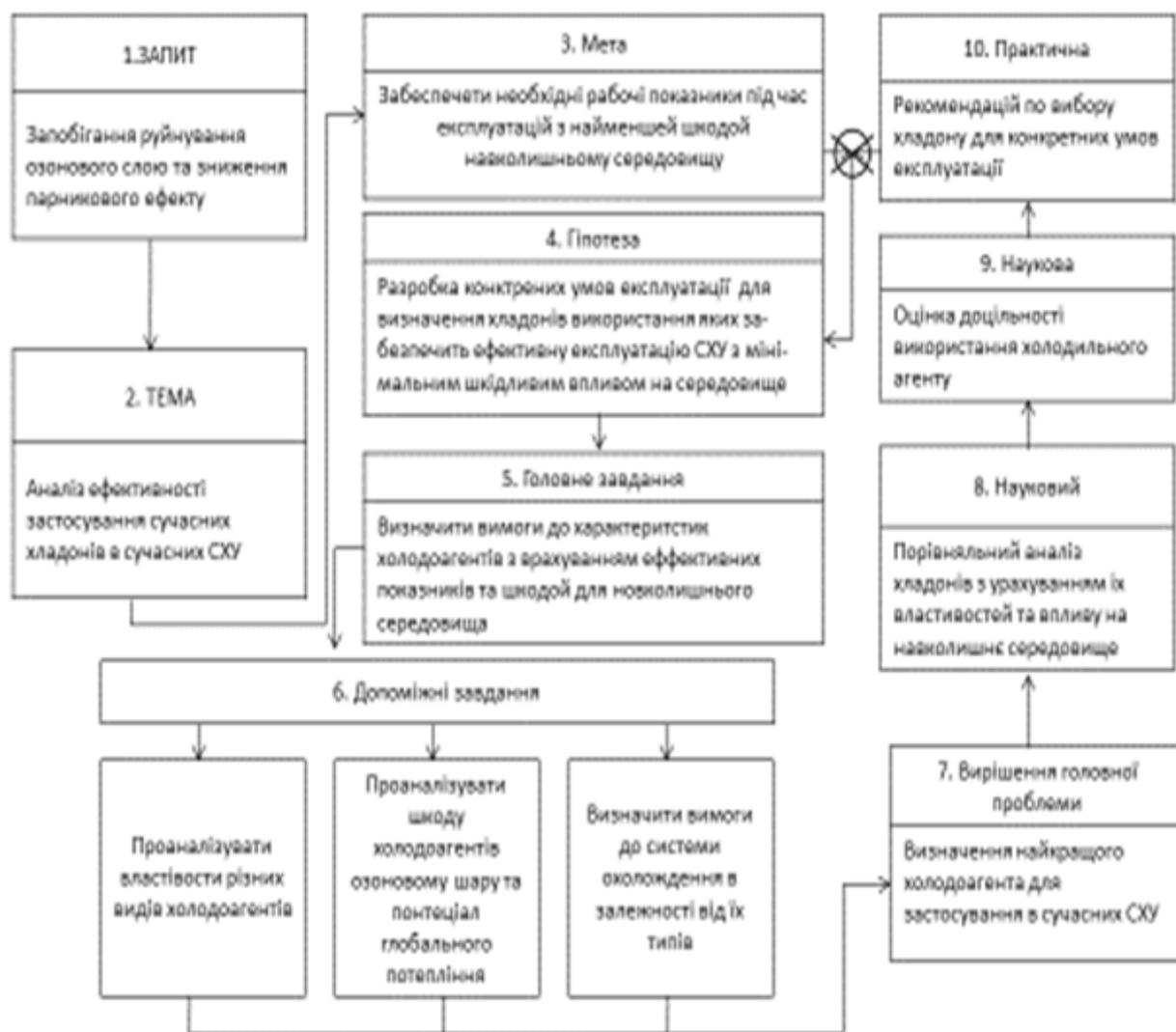


Рисунок 2 - Технологічна карта наукових досліджень

1 ВИБІР ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

В якості об'єкту дослідження приймемо систему комфортного кондиціювання повітря теплоходу, що є спеціалізованим морським судном, призначеним для перевезення контейнерів.



Рисунок 1.1 – Загальний вид судна

Машинне відділення, житлова надбудова і ходова рубка зміщені в корму.

Головні характеристики судна:

- довжина найбільша – 302 м;
- довжина між перпендикулярами – 288 м;
- ширина – 43,4 м;
- висота борту до верхньої палуби – 24,80 м;
- осідання по літню вантажну марку – 12,5 м;
- водотоннажність в повному вантажу – 95000 тонн.

Вантаж, що перевозиться, розміщується у восьми вантажних трюмах, а також на верхньої палубі (на кришках вантажних трюмів і біля надбудови).

Корпус судна забезпечений поперечним набором і водонепроникними переборками.

Ніс судна бульбоподібний, корма транцева. У носовій частині судна розташований підрулюючий пристрій.

Швидкість судна: у вантажу – 22,3 вузлів; у баласті – 25 вузла.

Контейнеромісткість судна (що до 20-ті футових TEU контейнерів розміром 20x8x9,6 м):

- у вантажних трюмах – 2610 TEU;
- на палубі – 3114 TEU;
- загальна – 6724 TEU з них 500 рефрижераторних.

Як головний двигун (ГД) на судні встановлений мало-обертальний дизель (СОД) фірми Wärtsilä марки 10RT-flex96с з наступними характеристиками:

- тривала ефективна потужність дизеля – 57200 кВт;
- частота обертання колінчастого валу – 102 об/хв;
- число циліндрів – 10;
- діаметр циліндра – 960 мм;
- хід поршня – 2500 мм.

Для забезпечення судна електроенергією встановлено три дизель-генератори фірми Daihatsu типу 8L32/40 з наступними характеристиками:

- чотиритактний, тронковий, простої дії, нереверсивний, з безпосереднім уприскуванням палива, з газотурбінним наддувом;
- діаметр циліндра – 0,32 м;
- хід поршня – 0,40 м;
- частота обертання – 720 об/хв;
- число циліндрів – 6;
- потужність – 2×3690 кВт;
- середній ефективний тиск – 2,18 МПа;
- питома ефективна витрата палива – 0,188 кг/(кВт×год).

Для забезпечення потреб судна в парі встановлений допоміжний котел OEV-14000-30, вертикальний, водотрубний, з наступними характеристиками:

- паропроductивність – 14000 кг/год;
- тиск пари – 1 МПа.

Судно обладнене двоканальною системою кондиціонування повітря с рециркуляцією.

2 ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВКА СУДНА

2.1 Обґрунтування вибору типу головного двигуна й передачі

У ролі головних двигунів на сучасних судах використовують двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), паро- або газотурбінні установки (ПТУ або ГТУ), а також ядерні енергетичні установки.

Відповідно до вимог, що пред'явлені до суднової енергетичної установки (СЕУ), тип судна визначає число ГД та гвинтів, місце розташування СЕУ (а відповідно машинно-котельного відділення) та інші технічні характеристики.

В цей час більшість суден обладнана дизельними установками та невелика частина суден ПТУ й ГТУ. Дизелі сьогодні – найбільш економічні теплові двигуни, що дозволяють крім того, порівняно просто механізувати й автоматизувати основні виробничі процеси на судні.

Порівняно до інших типів теплових двигунів ДВЗ має суттєві переваги: гаряче джерело теплоти знаходиться як би в середині самого двигуна, що приводить до його компактності – відпадає необхідність в великих теплообмінних поверхнях, через які теплота підводиться від гарячого джерела до робочого тіла, тому що це відбувається в циклах ПТУ; у робочому циклі ДВЗ граничні значення параметрів робочого тіла (тиск, температура), які безперервно змінюються, одержуючи теплоту внаслідок тепло відділення в об'ємі самого тіла, суттєво перевершують граничні значення параметрів робочого тіла теплових машин з підведенням теплоти від зовнішнього гарячого джерела (паровий котел у циклі ПТУ, газова турбіна у циклі ГТУ).

Широке розповсюдження суднових дизельних установок (СДУ) на морських судах торговельного флоту зумовлене деякими їх важливими перевагами порівняно до інших типів СЕУ. Основна перевага СДУ – висока економічність, що визначається їх високим ефективним коефіцієнтом корисної дії (ККД), який досяг 55% в мало-оберткових дизелях (МОД) та 52% в СОД) Максимальний ККД для ПТУ, що досягається при високих параметрах пару, не перевищує 37%.

Такі різноманітні ККД свідчать про те, що при однаковій потужності головної енергетичної установки витрата палива у МОД буде менше на 103 г/(кВт·год) порівняно до ПТУ.

Тривалий час СДУ працювали на переважно дизельному, тому більш дорогому паливі, ніж ПТУ. В наслідок цього витрати на паливо в ПТУ відрізнялись від витрат на паливо в СДУ суттєво менше, ніж зміна економічності. Сьогодні в МОД та СОД використовується низькосортні палива, які мають ціну, що мало відрізняється від ціни палива ПТУ, а тому економічність при виборі ГД для більшості суден є визначаючим фактором.

Суднові ГТУ мають ефективний ККД η_e рівний 32%, тобто суттєво нижче ККД дизелів. По економічності ГТУ можуть зрівнятися з СДУ лише при умові підвищення температури газів, що надходять до турбіни (до 1300°C та більше). Але сьогодні сучасні матеріали, що застосовують в ГТУ, не в змозі забезпечити надійної роботи при таких температурах. Ефективний ККД суднових силових установок з газовою турбіною при допустимих значеннях температури газів перед турбіною (800...850°C) можна підвищити, якщо встановити додаткову парову утилізаційну турбіну. Але і в цьому разі ефективний ККД не перевищує 36% при суттєвому ускладненні енергетичної установки. До неминучих недоліків суднових ГТУ необхідно віднести їх роботу на дорогому дистилятному паливі, а також необхідність установки двоступеневого редуктора.

Створення суднового ГД любого типу супроводжується великими трудовитратами та витратами часу на розробку його технічного проекту, побудову та доведення головного зразку двигуна. В цьому дизелі мають велику перевагу перед іншими головними силовими установками, тому що після налагодження головного зразку дизеля завод отримує можливість випускати цілий ряд однакових двигунів, які відрізняються один від одного лише числом циліндрів, тобто різною потужністю. Серед позитивних особливостей СДУ також можна підкреслити постійну готовність до роботи, завдяки малому часу, необхідному для підготовки до пуску, швидкий вивід двигуна на експлуатаційний

режим та великий район плавання судна при тому ж запасі палива, що зумовлене більшою економічністю СЕУ з ДВЗ.

Найбільш розповсюдженим типом ДВЗ, що використовуються на морських судах, є МОД і СОД. Перший тип дизелів здійснює передачу ефективної потужності на гвинт фіксованого кроку (ГФК) за допомогою прямої передачі. У випадку використання СОД використовують редукторну передачу та гвинт, крок якого регулюється (ГКР). Підвищені витрати на змащувальні мастила та ремонт СОД частково перекриваються прибутками від збільшення дедвейту та швидкості судна.

У зв'язку з викладеним, найкращим варіантом ГД суднової енергетичної установки буде ДВЗ. З урахуванням сучасних тенденцій розвитку судових СОД (зокрема їх пристосованості до роботи на важких паливах, більш меншими по зрівнянню зі МОД габаритними показниками, що особливо важко для суден-контейнеровозів середньої водотоннажності) як головний двигун на розглянутому судно доцільно використовувати саме СОД з передачею потужності через редуктор.

2.2 Визначення необхідної потужності головного двигуна

У загальному випадку ефективна потужність пропульсивної установки залежить від опору середовища рухові судна R (кН) і швидкості ходу v_s (м/с)

$$N_e = \frac{R v_s}{\eta_{вл} \eta_{пер}},$$

де $\eta = 0,65 \dots 0,70$ – пропульсивний ККД;

$\eta_{вл} = 0,96 \dots 0,98$ – ККД валопроводу;

$\eta_{пер} = 0,97 \dots 0,99$ – ККД передачі ($\eta_{пер} = 1,0$ у випадку використання прямої передачі).

На практиці звичайно потужність пропульсивної установки визначають по емпіричних формулах, з яких найбільш прийнятна і зручної є формула адміралтейських коефіцієнтів, (кВт)

$$N_e = \frac{V^{2/3} v_s^3}{C_a \rho_{\text{м.в.}}},$$

де V – об'ємна водотоннажність судна, м³;

C_a – адміралтейський коефіцієнт, що обирається по відповідних таблицях. (Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания -220с)

Об'ємна водотоннажність судна розраховується з виразу

$$V = \frac{D}{\rho},$$

де D – водотоннажність судна, тонн;

ρ – густина морської води, тонн/м³.

Відповідно до характеристик судна водотоннажність складає $D=95000$ тонн, з урахуванням на те, що $\rho=1,025$ т/м³, одержимо

$$V = \frac{95000}{1,025} = 92682 \text{ м}^3.$$

Адміралтейський коефіцієнт C_a для одновальних вантажних суден знаходиться у межах від 390 до 825.

Прийнявши $C_a=612$; $\eta_{\text{вл}}=0,97$; $\eta_{\text{пер}}=0,98$; і, з огляду на те, що $v=25$ вузлів, одержимо

$$N_e = \frac{92682^{2/3} \cdot 25^3}{612 \cdot 0,97 \cdot 0,98} = 57\,142 \text{ кВт}.$$

Таким чином, судновий дизель 10RT-flex96с фірми Wärtsilä, що встановлений на судні та якій має ефективну потужність 57200 кВт, здатний забезпечити судновий пропульсивний комплекс необхідною енергією у всьому діапазоні можливих режимів роботи.

3 ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДНА

3.1 Розрахунок конструктивного коефіцієнту енергоефективності судна

Вихідні відомості для конкретного судна дані у табл. 3.1 Апробація розрахунку енергоефективності здійснена при розробці технічної документації контейнеровоза відповідного типу.

Таблиця 3.1 – Дані судна

1	2
Верф	Aker MTW Werft GmbH - Wismar (DEU)
Корпус	42755
ІМОН№	9308390
Тип	Контейнеровоз
Довжина, м	302
Довжина між перпендикулярами, м	288
Ширина, м	43,4
Осадка, м	12,5
Дедвейт, т	7950
Головний двигун	Sultzer\Wartsila
Тип	10RT-FLEX96C
Паливо	HFO, CFME=3,1144
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт	57200 при 102 об/хв
РМЕ (75% MCR), кВт	42900
Питома витрата палива при 75% MCR (SFC), г/(кВт·год)	145

Продовження таблиці 3.1

1	2
Кількість головних двигунів	1
Допоміжний двигун 1, 4	Daihatsu
Тип	8L32/40
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт	3690
Питома витрата палива при 50% MCR (SFC), г/(кВт·год)	190
Кількість	2
Допоміжний двигун 2, 3	Daihatsu
Тип	6L32/40
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт	2760
Питома витрата палива при 50% MCR (SFC), г/(кВт·год)	188
Кількість	2
Потужність P_{AE} , кВт	1525
Тип палива	HFO CFAE=3,1144
Швидкість судна на глибокій воді на вантажнім осіданні при 75% MCR, вузл.	19
Гвинт, тип	Фіксованого кроку
Діаметр, м	6
Кількість лопаток	3
Генератори, виробник	HYUNDAI/HSJ7 805-10P (№1, №4) HYUNDAI/HSJ7 801-10P (№2, №3)
Закінчення таблиці 3.1	
Вихідна потужність, кВт	4000 (№1, №4) 3000 (№2, №3)
Напруга, В	6600
Кількість	2+2

Конфігурація судна типова, тобто пропульсивна установка (дизельний двигун) безпосередньо з'єднана із гвинтом фіксованого кроку й електростанція складається із чотирьох допоміжних дизель-генераторів.

До встановленого на борті енергозберігаючого устаткування, яке повинне було бути прийняте до уваги при розрахунках K_{KE} , слід віднести утилізаційний паровий котел.

Вербальний алгоритм розрахунків енергоефективності судна приведений нижче.

1. Визначаємо $K_{KE(max)}$:

$$K_{KE(max)} = a_i \cdot D_{w(i)(j)}^{-c_j} = 174,2 \cdot 38000^{-0,201} = 5,33 \text{ ГСО}_2/(\text{Т} \cdot \text{милю}),$$

де $a_i=174,2$, $c_i=0,201$ – емпіричні безрозмірні коефіцієнти і-го типу судна, ($i=4$);

$D_{w(i)(j)}$ – j-й дедвейт і-го типу судна.

2. Визначаємо коефіцієнт конструктивної енергоефективності судна $K_{KE(T)}$:

$$K_{KE(T)} = (1 - 0,01 \cdot E) \cdot K'_{KE(max)} = (1 - 0,01 \cdot 0) \cdot 5,33 = 5,33 \text{ ГСО}_2/(\text{Т} \cdot \text{милю}),$$

де $K'_{KE(max)}$ – максимальне значення $K_{KE(max)}$ при $D_{w(i)}$ даного судна.

Величина $E=0$ є частково-безперервною функцією трьох змінних: типу судна $i=4$; дедвейту конкретного судна $D_{w(j)(i)}$ і тимчасового періоду τ при $z=z_1$.

3. Визначаємо розрахунковий показник викиду парникових газів $K_{KE(p)}$:

$$K_{KE(p)} = \left(\prod_{q=1}^M f_{hq} \sum_{k=1}^{nME} (P_{ME(k)} C_{FME(k)} SFC_{ME(k)}) + (P_{AE} C_{F(AE)} ST C_{AE}) \right) + \\ \prod_{q=1}^M f_{hq} \sum_{k=1}^{nPG} P_{PG(k)} - \sum_{k=1}^{nr} (f_{r(k)} P_{AER(k)}) C_{FAE} S_{AE} + \\ \sum_{k=1}^{nr} ((f_{r(k)} P_{MER(k)}) C_{FME} S_{ME}) / (f_{Dw} D_w V_{ref} f_w) = (1 \cdot (16327 \cdot 3,1144 \cdot 145) + \\ (1525 \cdot 3,1144 \cdot 188)) / (1 \cdot 38000 \cdot 19 \cdot 1) = 6,34 \text{ ГСО}_2/(\text{Т} \cdot \text{милю}),$$

де CF – питомий (масовий) вміст CO_2 при повному згоранні вуглецю в паливі (табл.3.2).

Таблиця 3.2 - Характеристики палив, використовуваних суднами

№	Тип палива	Примітка	Вміст вуглецю, г/л	CF, відн. од.
1	Diesel/Gas Oil	ISO 8217	0,87	3,21
2	Light Fuel Oil (LFQ)	ISO 8217	0,86	3,15
3	Heavy Fuel Oil (HFO)	ISO 8217	0,85	3,11
4	Liquefied Petroleum Gas (LPG)	Propane Butane	0,82 – 0,83	3,00 – 3,03
5	Liquefied Natural Gas (LNG)	–	0,75	2,75

V_{ref} – експлуатаційна швидкість судна, вузли;

$D_{w(i)(j)}$ – для контейнеровозів становить 65% від дедвейту судна;

$P_{(x)}$ – сумарна потужність головних (PME) і допоміжних (PAE) двигунів, кВт;

$$PME_{(i)} = 0,75 \cdot MCRME_{(i)} - PPS_{(i)} = 0,75 \cdot 21770 = 16327 \text{ кВт},$$

де $PPS_{(i)}$ – 0,75 частина вихідної потужності кожного встановленого валогенератора, розділена на ККД валогенератору, кВт;

$MCRME_{(i)}$ – максимальна тривала потужність і-го теплового двигуна, кВт;

$PPG_{(i)}$ – 0,75 частина номінальної потужності кожного двигуна генератора, розділена на усереднений середньозважений ККД електрогенератора, кВт, (при спільній роботі вало- і електрогенераторів $PPS_{(i)} + PPG_{(i)}$, передбаченої в ходовому режимі роботи судна, цю схему слід розглядати в розрахунках);

$Pmer_{(i)}$ – 0,75 частина потужності головного двигуна, зменшена внаслідок введення інноваційних енергоефективних технологій і механізмів, кВт;

$P_{AEG(i)}$ – потужність допоміжних двигунів, знижена за рахунок інновацій у сфері електро-енергоефективності технологій, кВт;

P_{AE} – потужність допоміжних двигунів необхідна для підтримки тривалого максимального ходового навантаження, включаючи необхідне навантаження для пропульсивної установки й господарських потреб, але, що не включає навантаження для пропульсивної системи: обладнань, що підрулюють, насосів для перекачування вантажів і баласту, а також обладнань для зберігання вантажу (працюючі рефрижераторні системи й/або вентилятори вантажних трюмів) повністю завантаженого судна при швидкості ходу (V_{ref})

$$P_{AE} = 0,025 \sum_{i=1}^{n(ME)} MCR_{ME(i)} + 250 = 0,025 \cdot 21770 + 250 = 795 \text{ кВт},$$

де $S_{(x)}$ – питома витрата палива двигуном, г/кВт·год, для двигунів, що задовольняють циклу тесту E2 або E3 по NO_x Технічного Коду 2008, питома витрата палива $S_{ME(i)}$ реєструється у свідченні EIAPP (engine international air pollution certificate) для 75% потужності конкретного двигуна MCR, або по показникові крутного моменту, для двигунів, що ставляться до циклу тестів категорії D2 або C1 по NO_x Технічного Коду 2008, питома витрата палива $S_{AE(i)}$

записується у свідченні EIAPP для 50% потужності MCR, або по показникові крутного моменту, для двигунів, у яких немає Свідчення EIAPP, а його потужність нижче 130 кВт, показник S визначається виготовлювачем і повинен використовуватися компетентним органом для підтвердження Міжнародного сертифіката по енергоефективності;

f_h – поправочний коефіцієнт для обліку певних конструктивних елементів судна (для суден льодового класу цей коефіцієнт вибирається з MERC.1/Circ.681 ANNEX VI, а для всіх інших типів суден він ухвалюється рівним одиниці, якщо немає додаткових елементів, що збільшують опір руху);

f_w – безрозмірний коефіцієнт, що вказує на зниження швидкості судна при хвилюванні й хитавиці (визначається на ходових випробуваннях, або розрахунковим шляхом, або ухвалюється рівним 1 до уточнення);

$f_{r(i)}$ – коефіцієнт доступності кожної інноваційної енергоефективної технології, ухвалюється рівним 1 для систем утилізації тепла;

f_{dw} – коефіцієнт вантажомісткості, для суден не льодового класу ухвалюється рівним 1;

$K_{KE(p)} < K_{KE(T)} = 6,34 < 16,8$, судно енергоефективне, його модернізація не потрібна до 2020 р.

3.2 Розрахунок експлуатаційного критерію енергетичної ефективності (ЕКРЕ) судна

Вигляд формули для розрахунку експлуатаційного критерію ЕКРЕ (ЕЕОІ) використання енергії для конкретного рейсового завдання такий:

$$EEOI = \frac{(\sum_j FC_j \times C_{Fj})}{m_{cargo} \times D}$$

Таблиця 3.3 – Кількість палива та відстань за чотири рейсу

Номер рейсу	Витрата палива на ходу і в порту, т				Данні по рейсу	
	HFO	ULSFO	MDO	MGO	Вантаж, т	Відстань, милі
1	1156			248	10000	4560
2				420	13000	1368
3				210	10000	684
4	1354			236	13000	5472

Рейс 1 Hong Kong – Tacoma, рейс 2 Tacoma – Oakland, рейс 3 Oakland – Los Angeles, рейс 4 Los Angeles – Hong Kong.

Для певного періоду часу або кількості рейсів судна середній (average) показник розраховується за наступною формулою:

$$\begin{aligned} \text{Average EEOI} &= \frac{(\sum_i \sum_j (FC_{ij} \cdot C_{Fj}))}{(\sum_i (m_{\text{cargo},i} \cdot D_i))} = \\ &= \frac{2510 \cdot 3,11 + 1114 \cdot 3,21}{10000 \cdot 4560 + 13000 \cdot 1368 + 10000 \cdot 684 + 13000 \cdot 5472} = \\ &= 12,2 \cdot 10^{-6} \end{aligned}$$

де j – тип палива, що використовується;

i – порядковий номер рейсового завдання;

FC_{ij} – кількість палива j , яка була використана за рейс i , тон;

C_{Fj} – відношення кількості палива до кількості вуглекислого газу для конкретного палива j (з табл. 3.1);

m_{cargo} – маса вантажу, який перевозить судно, або середню валову ємність для пасажирських суден, тон;

D – означає відстань яку долає судно, коли перевозить вантаж, милі.

3.3 Розрахунок економії енергії на рух судна

Техніко-енергетичне обґрунтування використання комп'ютерних систем контролю і параметрів робочого процесу ДВЗ («Norkontrol», «PMI», «DEPAS» та інші) проведене на прикладі регулювання робочого процесу головного двигуна (економія палива по пункту 1 підрозділу 3.1).

Існують дві області, у яких можна одержати переваги при експлуатації дизельного СЕУ при регулярному застосуванні системи контролю параметрів робочого процесу:

- а) економія палива;
- б) скорочення витрат на обслуговування.

Витрати на паливо становлять біля 80% усіх витрат на експлуатацію судна, тому енергетичне обґрунтування провадимо відносно енергії палива.

При роботі головного двигуна у режимі 75% від N_e навантаження середня добова витрата на ходу судна складе:

$$B_{\partial} = 0,75 \cdot N_e \cdot b_e \cdot 24 = 0,75 \cdot 16327 \cdot 145 \cdot 24 = 42,6 \text{ т/ч,}$$

де b_e – питома витрата палива ГД.

При n ходовій добі на місяць, витрати палива на ГД складуть:

$$B_{\partial, \text{міс}} = B_{\partial} \cdot n = 42,6 \cdot 26,5 = 1128,9 \text{ т/міс.}$$

На підставі досвіду експлуатації та дослідженнями, проведеними авторитетними фірмами-будівниками двигунів (ці дані узгоджуються з даними вітчизняних вчених) встановлено, що відхилення кута упорскування палива $\Delta\phi$ від оптимального значення для МОД приводить до збільшення витрати палива $\Delta E=3\%$ на 1 п.к.в.

При експериментальних перевірках технічного стану дизеля за допомогою комп'ютерних систем був зафіксований середній розкид у кутах упорскування на ГД $\Delta\phi = 1...3$ п.к.в. На основних експлуатаційних режимах СЕУ коефіцієнт розрегульованості двигунів по циліндрах $k=0,8$.

Точне коректування кутів упорскування палива при регулярному індиціюванні судового дизеля за допомогою комп'ютерних систем дозволять домогтися економії витрат на паливо ГД з обліком n ходової доби на місяць:

$$E_n = B_{\text{д.міс}} \cdot \Delta\varphi \cdot \Delta E \cdot k = 1128,9 \cdot 1 \cdot 0,03 \cdot 0,8 = 27,1 \text{ т/міс.}$$

Хімічна енергія палива в дизелі перетворюється у теплову енергію газів, а далі – у механічну роботу. Тобто в енергетичному сенсі абсолютна енергетична економія ставить:

$$E_{\text{енерг}} = E_n \cdot Q_n = 27100 \cdot 39800 = 1078580 \text{ МДж,}$$

де $Q_n = 39800 \text{ кДж/кг}$ – теплота згорання важкого палива.

Відносний енергетичних ефект:

$$\Delta E_{\text{енерг}} = E_n / B_{\text{д.міс}} = 27,1 / 1128,9 = 0,024$$

4 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ

Для вибору холодоагентів, які будуть порівнюватися розглянемо класифікацію альтернативних холодоагентів (рис. 4.1). Для найбільш повного аналізу в асортименті сучасних холодильних агентів для порівняння обираємо холодоагенти різних груп та складів. Так обрані R134A - однокомпонентний, а R407C, R410A, R507 - суміші. Усі R507, R134A, R410A, R407C, R404A - хлору не містять.

Основними чинниками, що визначають вибір холодоагенту, безумовно, є його термодинамічні та теплофізичні характеристики. Вони впливають на ефективність, експлуатаційні показники і конструктивні характеристики ХУ. Широке застосування в холодильній техніці знайшли фторхлорвуглецеві холодоагенти, що володіють необхідними термодинамічними і теплофізичними якостями. Властивості холодоагентів залежать від структури молекули речовини, співвідношення молекул фтору, хлору і водню в його складі (рис. 4.2).

Речовини з високим вмістом молекул водню є горючими і при їх застосуванні пожежонебезпечними.

Речовини з малим вмістом фтору володіють токсичністю та їх застосування обмежене санітарними нормами.

Речовини з малим вмістом водню довго "живуть" в атмосфері, майже не розкладаючись на частини, поглинаються біосферою Землі і є екологічно небажаними.

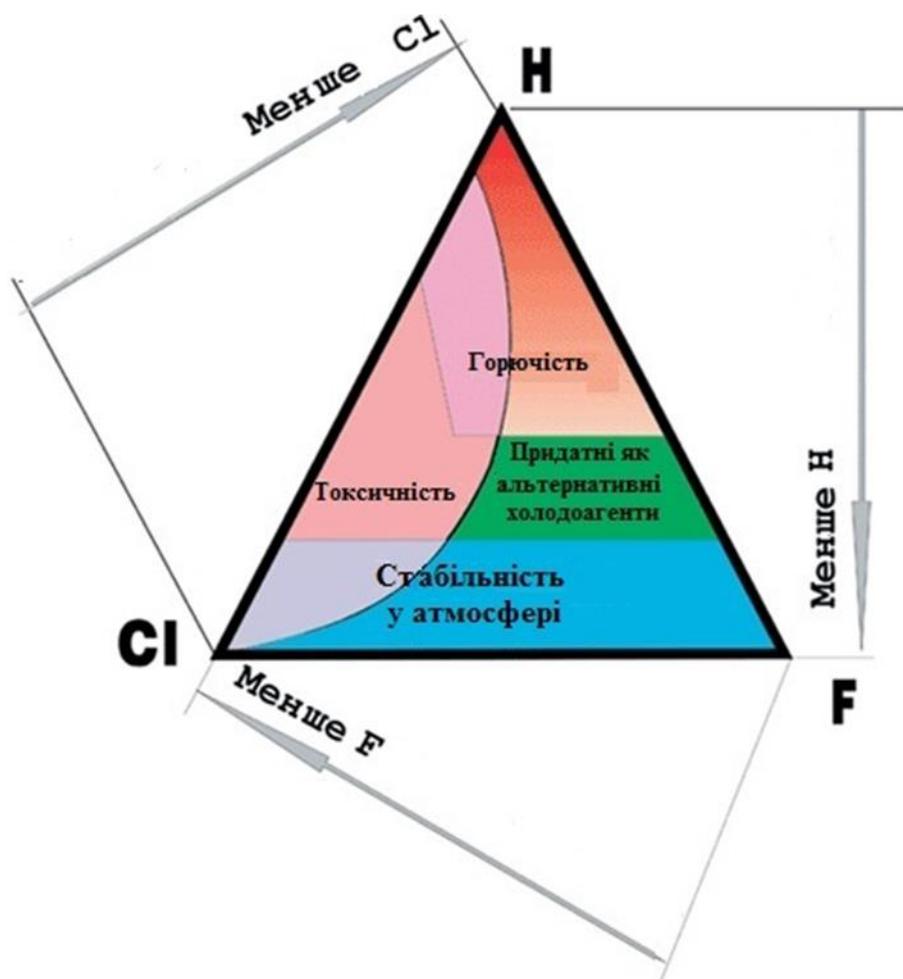


Рисунок 4.1 - Співвідношення молекул хлору(Cl), фтору (F) та водню(H) у складі холодоагенту

На рисунку 4.1 вказані як "заборонені" області за факторами горючості, токсичності та стабільності речовин в атмосфері, так і область допустимого складу для використання в якості альтернативних холодоагентів.

Холодоагент R –134A має хімічну формулу CF_3CFH_2 (тетрафторетан),

R407C це азеотропна суміш з R125, R32 і R134A (25/23/52 - %),

R410A- квазіазеотропна суміш гідрофторвуглеців R32 і R125 (50 і 50%).

Отже усі вибрані холодоагенти можуть використовуватися як альтернативні для R22.

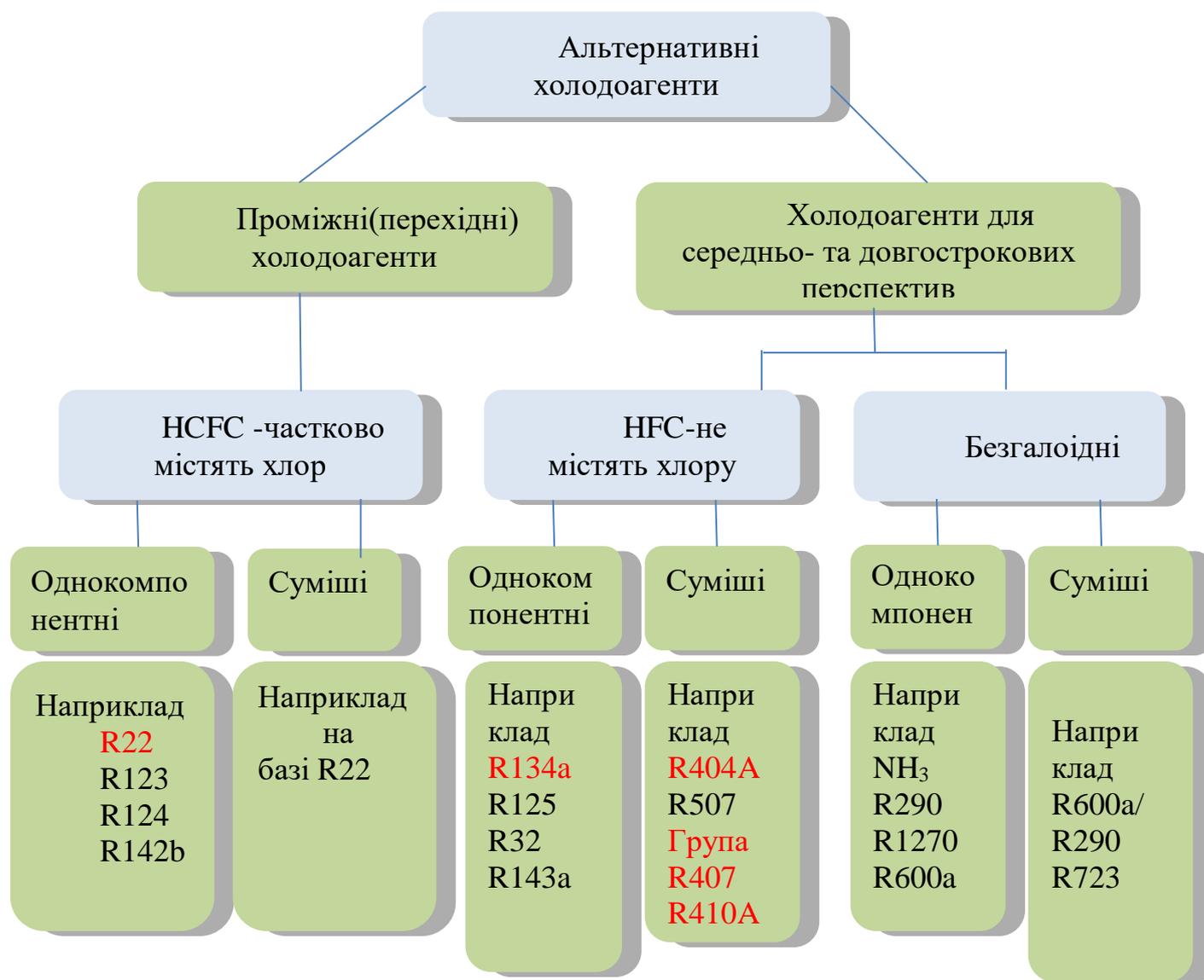


Рисунок 4.1 - Огляд альтернативних холодоагентів

Розглянемо усі обрані холодоагенти за їх основними характеристиками, взаємодією з мастилами, матеріалами, фізичними властивостями.

Альтернативні однокомпонентні холодоагенти. Холодоагент R134A

R134A - $\text{CF}_3\text{-CFH}_2$ – тетрафторетан.

Холодоагент R134A - це гідрофторвуглецеве з'єднання (HFC). R134A має нульовий озоноруйнуючий потенціал ($\text{ODP} = 0$). R134A є ідеальним холодоагентом для роботи в умовах високих температур кипіння і конденсації. R134A - це беспримісний холодоагент, який має нульове температурне «ковзання». При роботі R134A завжди використовуються поліефірні мастила.

Холодоагент R134A нетоксичний і не займається у всьому діапазоні температур експлуатації. Проте при попаданні повітря в систему і стисненні можуть утворюватися горючі суміші. Не слід змішувати R134A з іншими холодоагентами, так як утворюється азеотропна суміш. Пар R134A розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних сполук.

Через значний потенціал глобального потепління GWP рекомендується застосовувати R134A в герметичних холодильних системах. Вплив R134A на парниковий ефект в 1300 разів сильніше, ніж у CO₂. Так, викид в атмосферу однієї заправки R134A з побутового холодильника (близько 140 г) відповідає викиду 170 кг CO₂. У Європі в середньому 448 г CO₂ утворюється при виробництві 1 кВт год енергії, тобто цей викид відповідає виробництву 350кВт год енергії.

Для роботи з холодоагентом R134A рекомендуються тільки поліефірні холодильні мастила, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю. R134A широко використовують у всьому світі в якості основної заміни R22 для холодильного обладнання, що працює в середньо-температурному діапазоні. R134A сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів, зокрема з прокладками, зробленими з таких матеріалів, як «Буна-Н», «хайпалон 48», «Неопрен», «Нордел», а також з шлангами, футурованим нейлоном.

Фізичні властивості R134A:

- тип: холодоагент;
- потенціал руйнування озону (ODP) 0,000;
- потенціал глобального потепління (GWP) 1300;
- щільність насиченої рідини при 25 ° C, кг/м³ 1160;
- тиск парів насиченої рідини при 25 ° C, кПа (абс) 667;
- температура плавлення, ° C -101;
- нормальна температура кипіння (P = 0,1 МПа), ° C -26.5;
- критична температура, ° C 101.5;
- критичний тиск, МПа 4.06;
- критична щільність, кг / м 538.5.

3. Альтернативні багатоконпонентні холодоагенти групи ГФУ. Холодоагенти R407C , R410A R507.

R407C:

-R 134A (тетрафторетан $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$) -52%;

-R 125 (пентафторетан CHF_2CF_3) - 25%;

-R 32 (діфторметан CH_2F_2) - 23%.

Холодоагент R407C - це гідрофторвуглецеве з'єднання (HFC) з такими ж термодинамічними властивостями, як і у R22. R407C має нульовий озоноруйнуючий потенціал ($\text{ODP} = 0$). R407C - це зеотропна суміш, температурне ковзання становить близько 6К. R407C потрібно заправляти в систему в рідинній фазі. Використовуються поліефірні мастила.

Фізичні властивості R407C:

- тип: холодоагент;
- нормальна температура кипіння ($P = 0,1 \text{ МПа}$), ° С - 43,56;
- щільність насиченої рідини при 25 ° С, кг/м^3 1216;
- тиск парів насиченої рідини при 25 ° С, кПа (абс) 1174;
- критична температура, ° С 86,7;
- критичний тиск, Мпа 4,6;
- критична щільність, кг/м^3 506,8;
- потенціал руйнування озону (ODP) 0,000;
- потенціал глобального потепління (GWP) 1600.

Формула: зеотропна суміш групи ГФВ (23% R32 + 25% R125 + 52% R134A).

Холодоагент R507 представляє собою азеотропную суміш хладонів R125(50%) і R143a(50%) в рівній пропорції. Він не змінює склад при кипінні. У рідкому і газоподібному стані зберігається рівність компонентів. Фреон не робить згубного (руйнівного) впливу на озоновий шар ($\text{ODP} = 0$) і призначений для заправки системи замість R502 і R22.

Фізичні властивості R507:

- тип: холодоагент;
- нормальна температура кипіння ($P = 0,1 \text{ МПа}$), ° С – 46,7;

- щільність насиченої рідини при 25 ° C, кг/м³ 1,05;
- тиск парів насиченої рідини при 25 ° C, кПа (абс) 1064;
- критична температура, ° C 71;
- критичний тиск, Мпа 3,72;
- критична щільність, кг/м³ 473,8;
- потенціал руйнування озону (ODP) 0,000;
- потенціал глобального потепління (GWP) 3985.

R507:

- R 125 (пентафторетан CHF₂CF₃) – 50%;
- R 143A (трифторетан C₂H₃F₃) – 50%.

R410A - фреон, неазетропна суміш з 50% діфторметана R-32 (англ.) і 50% пентафторетана R-125 (англ.), . Жоден з його компонентів не містить хлору, тому він безпечний для озонового шару (ODP = 0). Цей фреон приходить на зміну R-22, який руйнує озоновий шар, і виробництво якого обмежено Монреальським протоколом.

R410A:

- тип: холодоагент;
- нормальна температура кипіння (P = 0,1 МПа), ° C – 51,5;
- щільність насиченої рідини при 25 ° C, кг/м³ 1,11;
- тиск парів насиченої рідини при 25 ° C, кПа (абс) 1268;
- критична температура, ° C 72;
- критичний тиск, Мпа 4,93;
- критична щільність, кг/м³ 493,4;
- потенціал руйнування озону (ODP) 0,000;
- потенціал глобального потепління (GWP) 1890.

R410A:

- R 32 (діфторметан CH₂F₂) – 50%;
- R 125 (пентафторетан C₂F₅H) – 50%.

Заміна для R 22. Ретрофіт і нове обладнання.

Оскільки при застосуванні в кондиціонерах холодоагент R134A недостатньо привабливий за своїми термодинамічними характеристиками, для модифікації його властивостей до холодоагенту R134A додають холодильні агенти R32 і R125. Присутність в суміші кожного холодоагенту забезпечує надання необхідних властивостей суміші і виконує певну функцію.

R32 (23%) - сприяє збільшенню продуктивності.

R125 (25%) - виключає горючість суміші.

R134A (52%) - визначає робочий тиск в контурі холодоагенту.

Подібно холодоагенту R22, R407C володіє малою токсичністю, хімічно стабільний і негорючий.

R410A:

-R 32 (діфторметан CH_2F_2) –50%;

-R 125 (пентафторетан CHF_2CF_3) -50%.

Холодоагент R410A - це азеотропна суміш, що складається з R32 і R125, що мають однакову питому вагу масових часток - по 50%.

Перевагою фреону R410A є те, що жодна з речовин, що входять до його складу, не руйнує озоновий шар.

Застосування даного холодоагенту відрізняється високою питомою холодопродуктивністю, внаслідок чого стає реальним зменшення розмірів трубопроводів, теплообмінників і т.д.

Температура хладону R410A не змінюється при переходах з однієї фази в іншу. Навіть якщо стався витік суміші з системи, склад її залишається незмінним. Заміна хладону є економічно вигідною, оскільки контур системи необхідно заповнити лише частково.

Так само, як і хладон R407C, R410A не розчиняється у мінеральному мастилі і потребує застосування поліефірного синтетичного мастила.

R507 є кращою заміною шкідливого для навколишнього середовища R502. Склад ефективний для експлуатації в агрегатах з низькою і середньою температурою кипіння. Не сумісний з деталями, виготовленими з цинку, свинцю,

магнію і алюмінієвих сплавів, вміст магнію в яких перевищує 2%. R507 затребуваний для заправки холодильного обладнання завдяки багатьом переваг:

- можливість ретрофиту R502 з заміною масла;
- завдяки аналогічним характеристикам може ефективно працювати у всіх системах, розрахованих на R502;
- відрізняється низькими експлуатаційними витратами порівняно з аналогами;
- проста заправка в контур охолодження;
- можливість дозаправки після усунення джерела витоку із системи охолодження;
- характеризується безпекою і зручністю сервісу.

Крім того, хладон R507 відрізняється стабільною температурою кипіння протягом терміну використання і незмінним складом у різних агрегатних станах. Не розкладається на складові компоненти.

4.1 Порівняння ефективності використання холодильного агенту

Для дослідження зміни експлуатаційних показників обираємо наступні характерні термодинамічні властивості та експлуатаційні показники:

- індикаторна та ефективна потужності N_{is} , N_e ;
- теоретичний та ефективний холодильні коефіцієнти ε_T , ε_e .

У наступних підрозділах будуть наведені перерахунки на наступні температури випарювання: $t_0 = -25, -20, -15, -10, -5$ °C.

4.1.1 Енергетичні характеристики холодильної установки, працюючої на холодильному агенті R407C.

При температурі випарювання $t_0 = -25$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -25 + 4 = -21^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -21 + 11 = -10^\circ\text{C}.$$

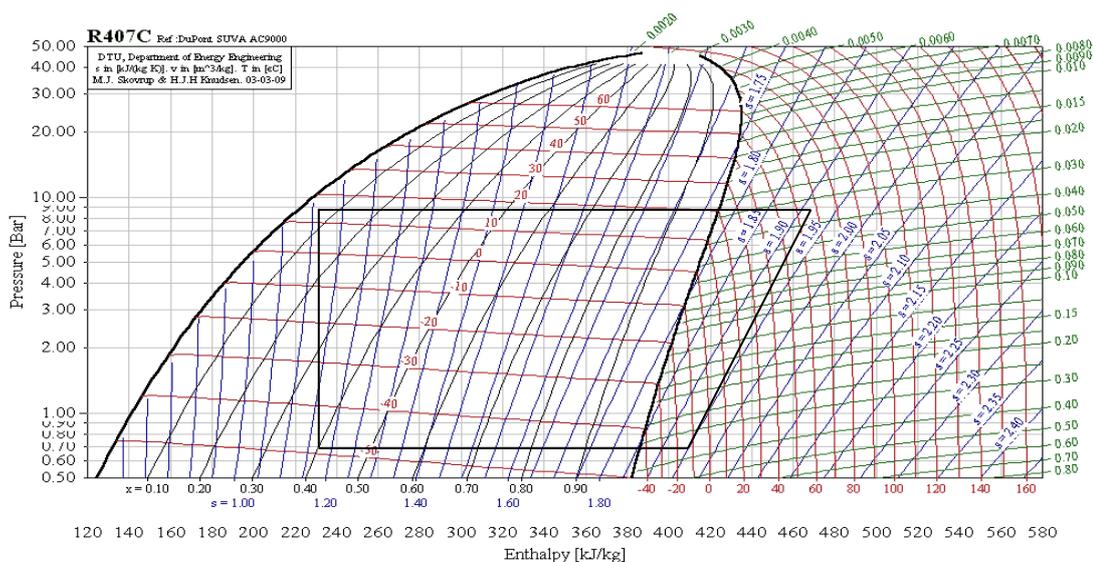


Рисунок 4.3 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R407C ($t_0 = -25$)

Таблиця 4.1 - Параметри холодоагенту R407C у вузлових точках циклу

	$t, ^\circ\text{C}$	$P,$ МПа	$h,$ кДж/кг	$v,$ $\text{м}^3/\text{кг}$	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	-10	0,2	410	0,12	З побудованого циклу на діаграмі R407C	Суша перегріта пара
	+69	1,5	465	X		Суша перегріта пара
	+40	1,5	435	X		Суша насичена пара
	+30	1,5	245	X		Рідинний холодоагент
	-28	0,2	245	X		Парорідинна суміш
	-21	0,2	400	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 2,82;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 4,10 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 4,62 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 1,81.$$

При температурі випарювання $t_0 = -20$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -20 + 4 = -16^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -16 + 11 = -5^\circ\text{C}.$$

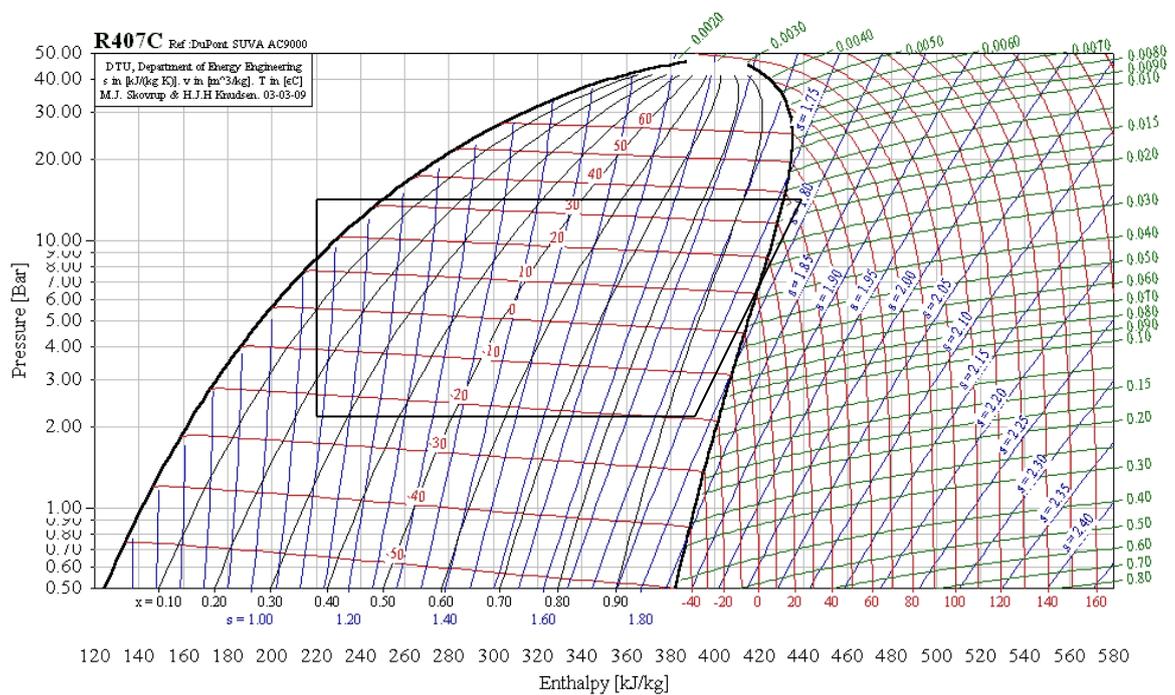


Рисунок 4.4 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R407C ($t_0 = -20$)

Таблиця 4.2 - Параметри холодоагенту R407C у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	-5	0,26	410	0,1	3 побудовано го циклу на діаграмі R407C	Суша перегріта пара
	+48	1,5	462	X		Суша перегріта
	+40	1,5	430	X		Суша насичена пара
	+30	1,5	245	X		Рідинний холодоагент
	-23	0,26	245	X		Парорідинна суміш
	-16	0,26	405	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 3,07;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 4,41 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 4,87 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,05.$$

При температурі випарювання $t_0 = -15$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -15 + 4 = -11^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -11 + 11 = 0^\circ\text{C}.$$

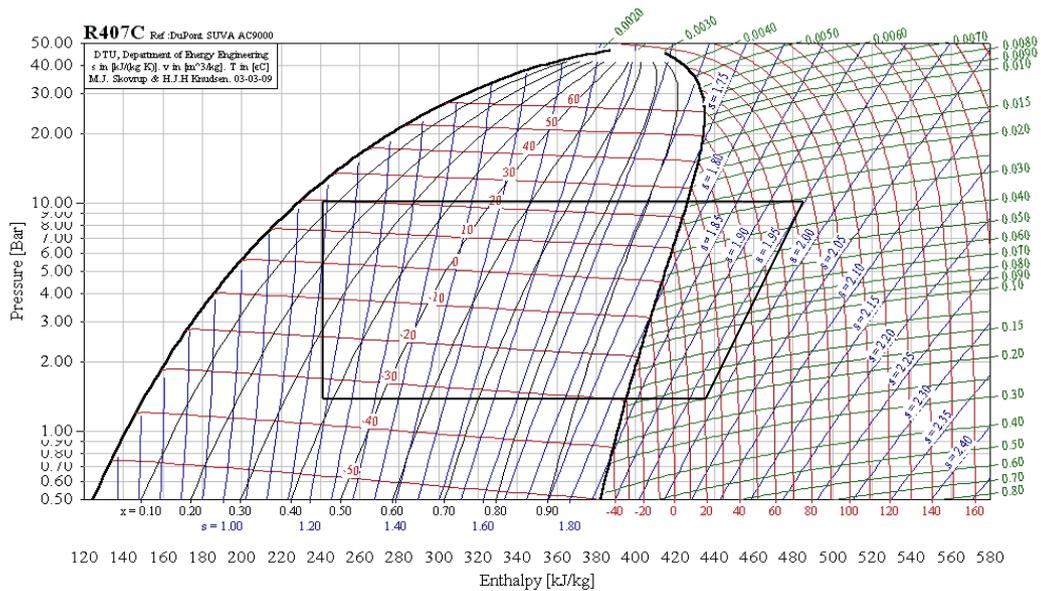


Рисунок 4.5 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R407C ($t_0 = -15$)

Таблиця 4.3 - Параметри холодоагенту R407C у вузлових точках циклу

№	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
1	0	0,29	415	0,085	3 побудовано го циклу на діаграмі R407C	Суша перегріта пара
2	+65	1,5	460	X		Суша перегріта пара
3	+40	1,5	430	X		Суша насичена пара
4	+30	1,5	245	X		Рідинний холодоагент
5	-18	0,29	245	X		Парорідинна суміш
6	-11	0,29	410	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 3,66;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 4,27 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 4,69 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,51.$$

При температурі випарювання $t_0 = -10$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -10 + 4 = -6^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -6 + 11 = 5^\circ\text{C}.$$

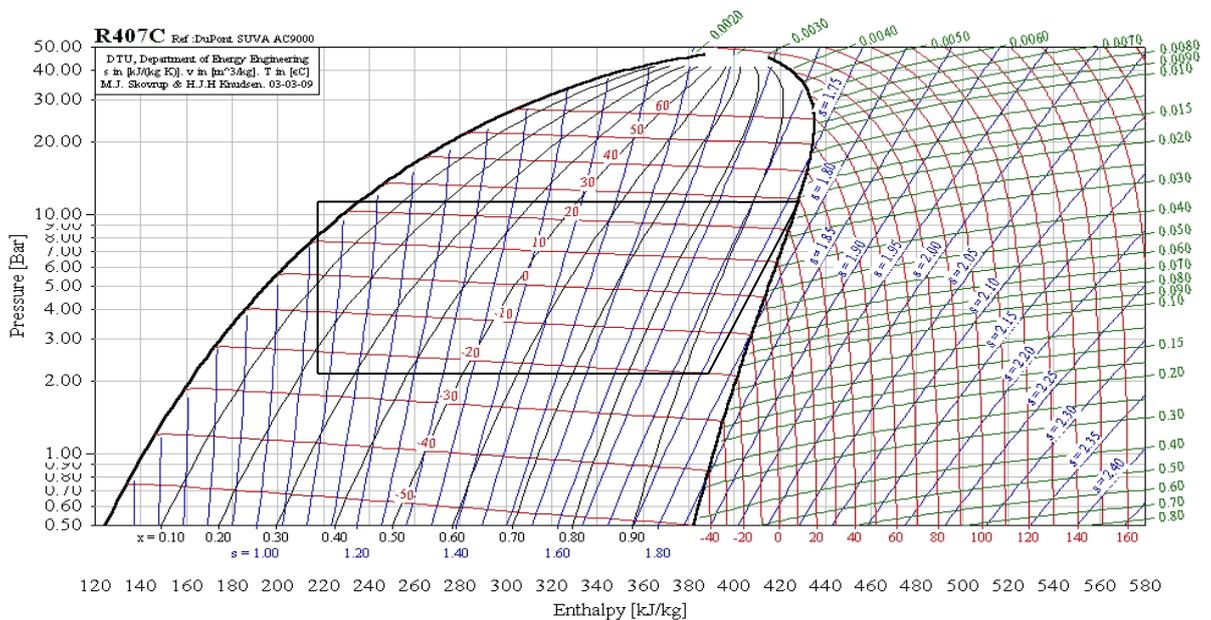


Рисунок 4.6 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R407C (: $t_0 = -10$)

Таблиця 4.4 - Параметри холодоагенту R407C у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	5	0,37	420	0,08 5	З побудовано го циклу на діаграмі R407C	Суша перегріта пара
	+65	1,5	460	X		Суша перегріта пара
	+40	1,5	430	X		Суша насичена пара
	+30	1,5	245	X		Рідинний холодоагент
	-13	0,37	245	X		Парорідинна суміш
	-6	0,37	410	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,13;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 3,71 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_{m=} = 4,11 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,86.$$

При температурі випарювання $t_0 = -5$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -5 + 4 = -1^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -1 + 11 = 10^\circ\text{C}.$$

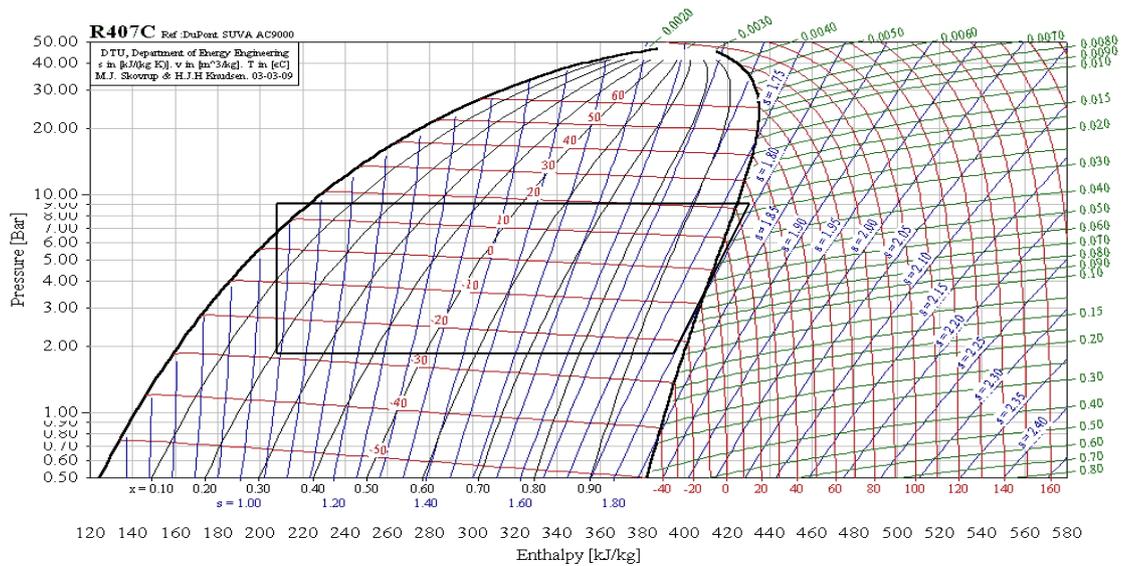


Рисунок 4.7 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R407C (: $t_0 = -5$)

Таблиця 4.5 - Параметри холодоагенту R407C у вузлових точках циклу

№	t , °C	P , МПа	h , кДж/кг	v , м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
1	10	0,44	425	0,058	3 побудовано го циклу на діаграмі R407C	Суша перегріта пара
2	+62	1,5	460	X		Суша перегріта пара
3	+40	1,5	430	X		Суша насичена пара
4	+30	1,5	245	X		Рідинний холодоагент
5	-8	0,44	245	X		Парорідинна суміш
6	-1	0,44	410	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,7;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 4,66 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 5,05 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 3,41.$$

4.1.2 Енергетичні характеристики холодильної установки, працюючої на холодині R410A

При температурі випарювання $t_0 = -25$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -25 + 4 = -21^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -21 + 11 = -10^\circ\text{C}.$$

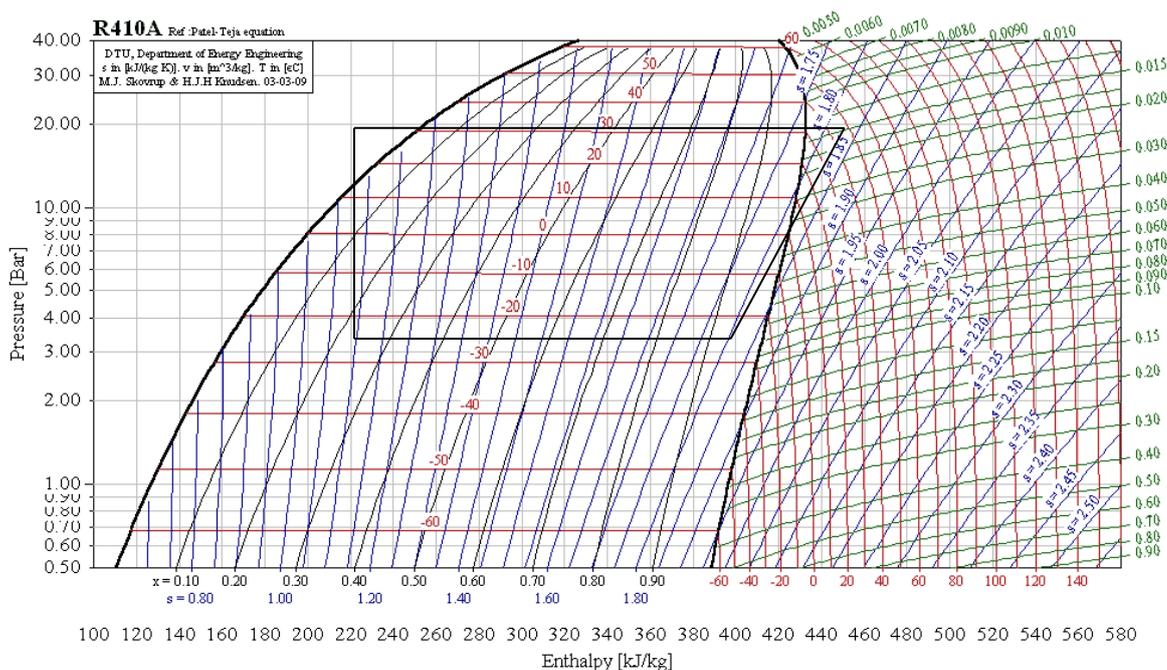


Рисунок 4.8 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R410A ($t_0 = -25$)

Таблиця 4.6 - Параметри холодоагенту R410A у вузлових точках циклу

№	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
1	-10	0,39	425	0,075	3 побудовано го циклу на діаграмі R410A	Суша перегріта пара
2	+74	2,1	480	X		Суша перегріта пара
3	+34	2,1	430	X		Суша насичена пара
4	+30	2,1	250	X		Рідинний холодоагент
5	-22	0,39	250	X		Парорідинна суміш
6	-21	0,39	410	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 2,9;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 6,06 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 6,5 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,05.$$

При температурі випарювання $t_0 = -20$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -20 + 4 = -16^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -16 + 11 = -5^\circ\text{C}.$$

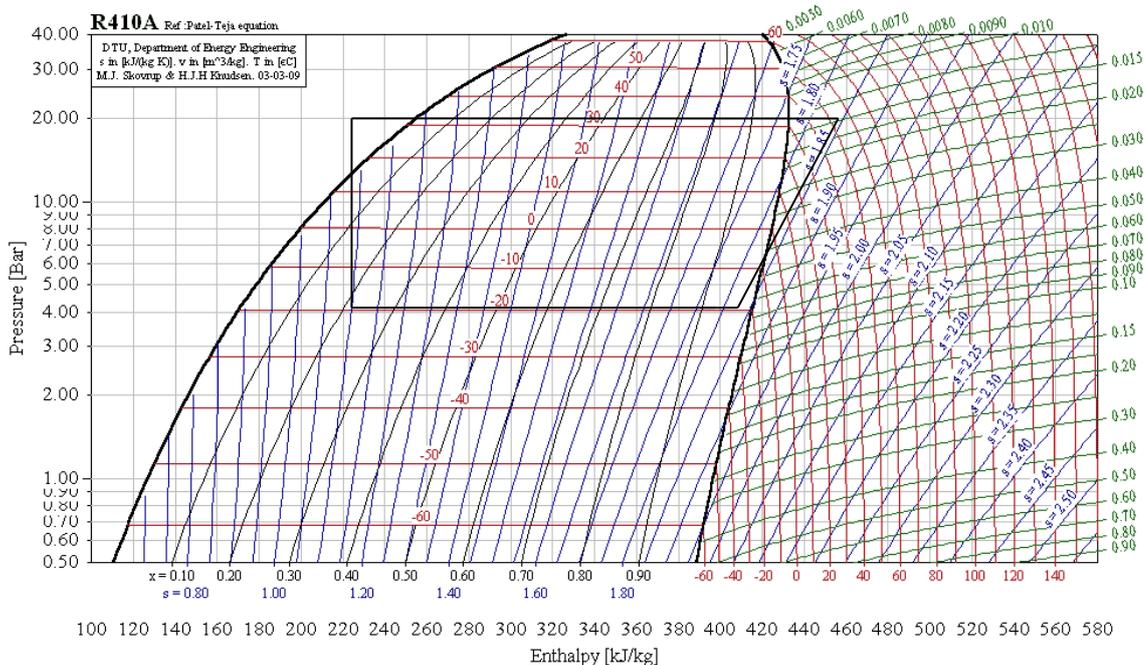


Рисунок 4.9 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R410A (: $t_0 = -20$)

Таблиця 4.7 Параметри холодоагенту R410A у вузлових точках циклу

№	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
1	-5	0,47	430	0,060	3 побудовано го циклу на діаграмі R410A	Суша перегріта пара
2	+71	2,1	475	X		Суша перегріта пара
3	+34	2,1	430	X		Суша насичена пара
4	+30	2,1	250	X		Рідинний холодоагент
5	-17	0,47	250	X		Парорідинна суміш
6	-16	0,47	415	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 3,67;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 5,89 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_M = 6,3 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,65.$$

При температурі випарювання $t_0 = -15$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -15 + 4 = -11^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -11 + 11 = 0^\circ\text{C}.$$

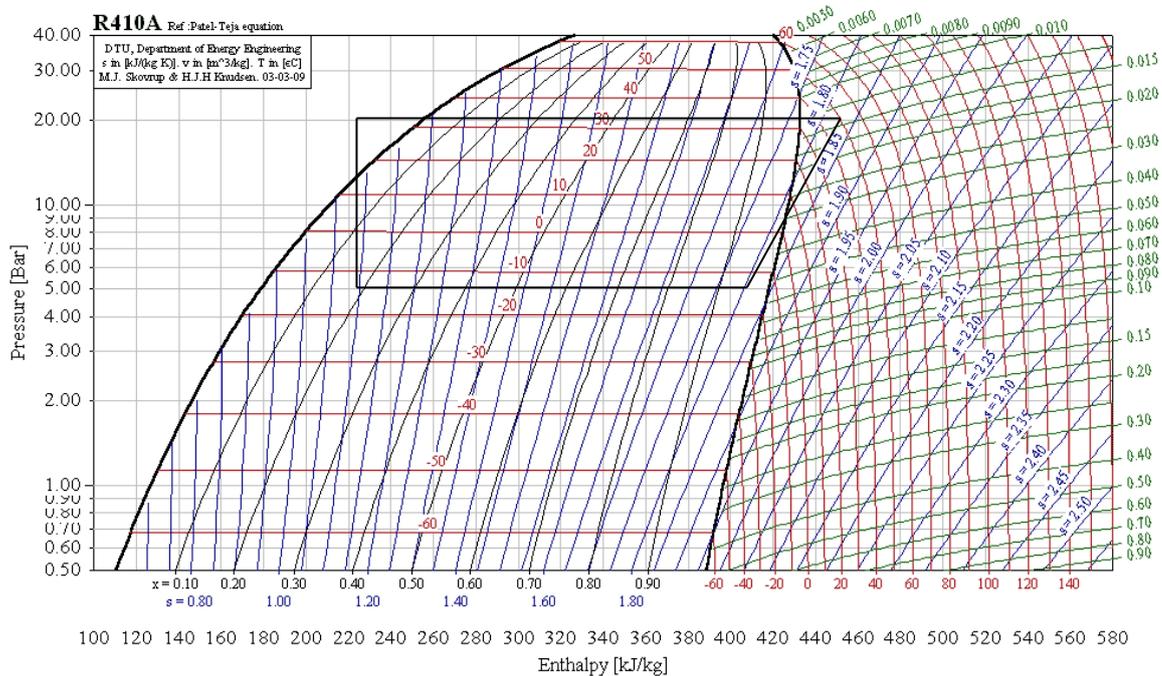


Рисунок 4.10 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R410A ($t_0 = -15$)

Таблиця 4.8 - Параметри холодоагенту R410A у вузлових точках циклу

№	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
1	0	0,55	430	0,052	3 побудовано го циклу на діаграмі R410A	Суша перегріта пара
2	+70	2,1	470	X		Суша перегріта пара
3	+34	2,1	430	X		Суша насичена пара
4	+30	2,1	250	X		Рідинний холодоагент
5	-12	0,55	250	X		Парорідинна суміш
6	-11	0,55	420	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,25;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 5,74 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 6,12 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_d = \frac{Q_o}{N_e} = 3,14.$$

При температурі випарювання $t_0 = -10$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -10 + 4 = -6^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -6 + 11 = 5^\circ\text{C}.$$

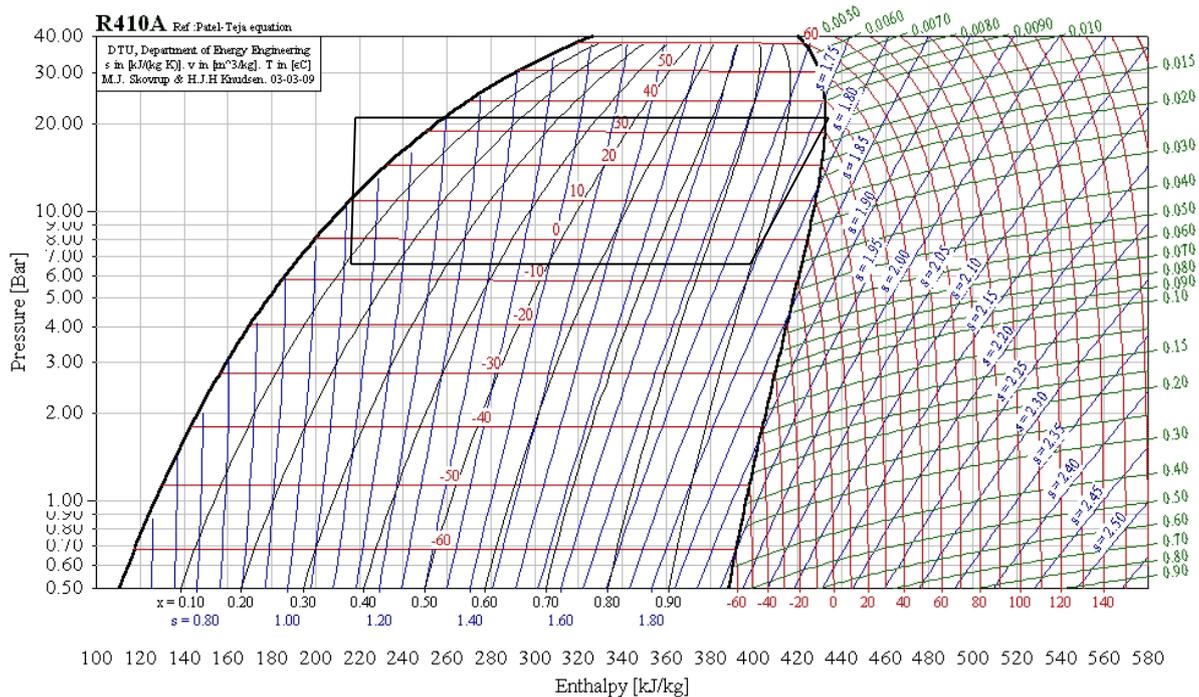


Рисунок 4.11 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R410A ($t_0 = -10$)

Таблиця 4.9 - Параметри холодоагенту R410A у вузлових точках циклу

№	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
1	+5	0,66	430	0,044	З побудовано го циклу на діаграмі R410A	Суша перегріта пара
2	+68	2,1	470	X		Суша перегріта пара
3	+34	2,1	430	X		Суша насичена пара
4	+30	2,1	250	X		Рідинний холодоагент
5	-7	0,66	250	X		Парорідинна суміш
6	-6	0,66	425	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,4;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 6,46 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_M = 6,81 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 3,33.$$

При температурі випарювання $t_0 = -5$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -5 + 4 = -1^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -1 + 11 = 10^\circ\text{C}.$$

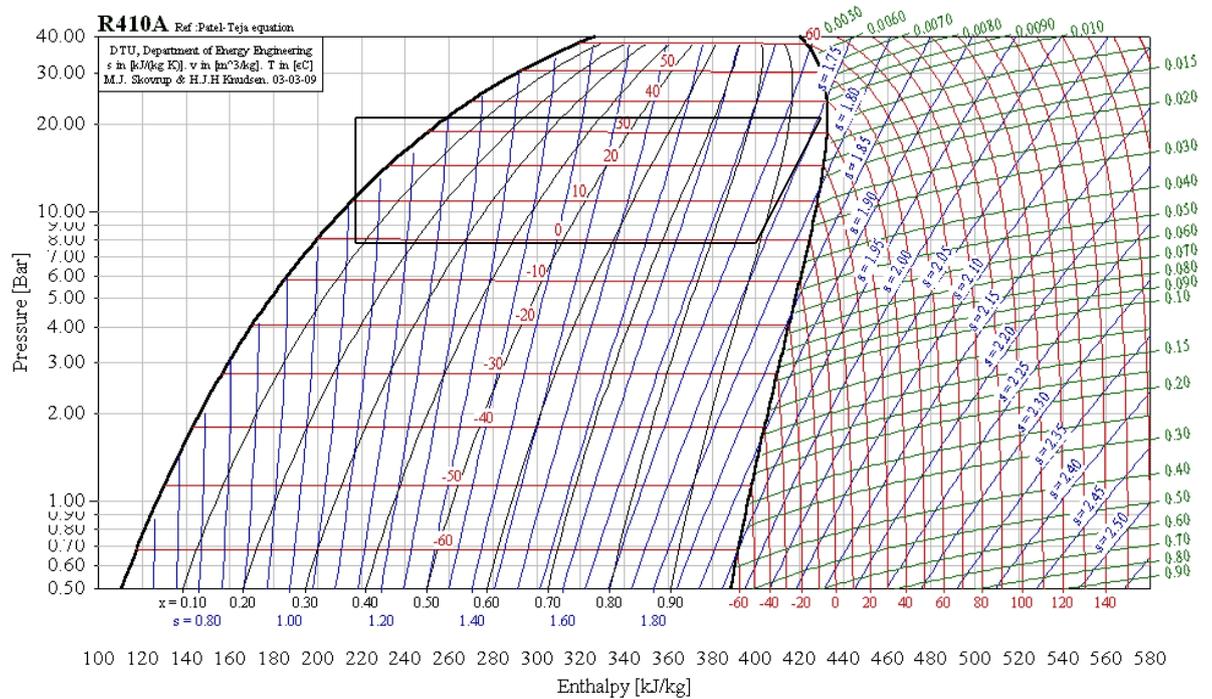


Рисунок 4.12 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R410A ($t_0 = -5$)

Таблиця 4.10 - Параметри холодоагенту R410A у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	10	0,79	430	0,03 7	3 побудовано го циклу на діаграмі R410A	Суша перегріта пара
	+63	2,1	470	X		Суша перегріта пара
	+34	2,1	430	X		Суша насичена пара
	+30	2,1	250	X		Рідинний холодоагент
	-2	0,79	250	X		Парорідинна суміш
	-1	0,79	425	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,4;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 7,5 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 7,9 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 3,4.$$

4.1.3 Енергетичні характеристики холодильної установки, працюючої на холодильному агенті R134A

При температурі випарювання $t_0 = -25$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -25 + 4 = -21^\circ\text{C}; \quad T_1 = T_6 + (10 - 15) = -21 + 11 = -10^\circ\text{C}$$

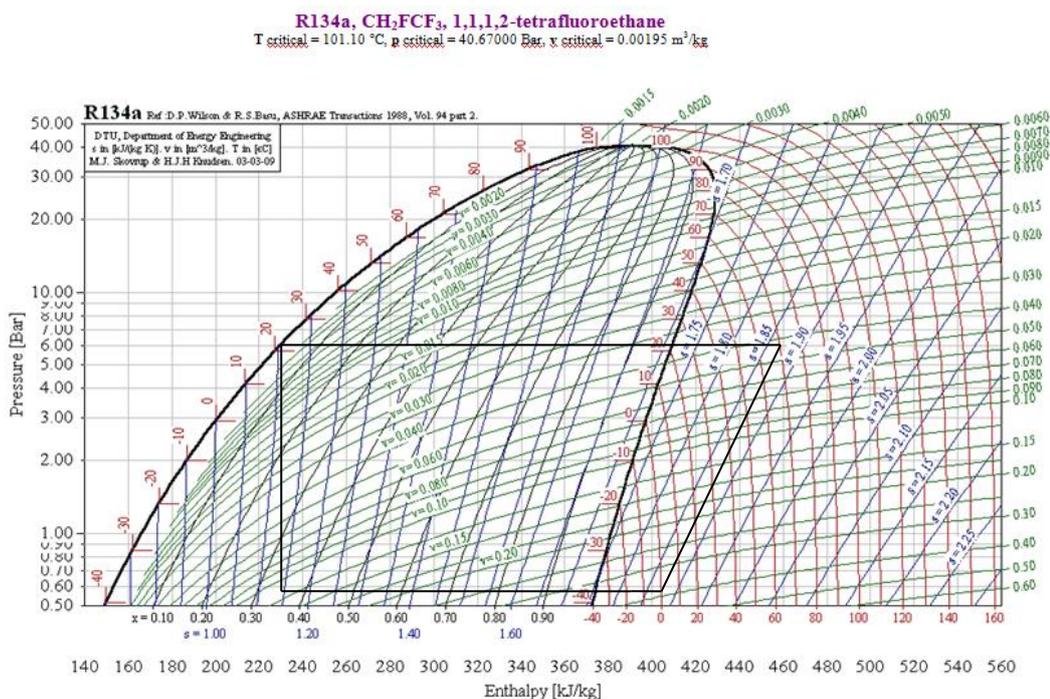


Рисунок 4.13 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R134A (: $t_0 = -25$)

Таблиця 4.11 - Параметри холодоагенту R134A у вузлових точках циклу

№	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
1	-10	0,12	395	0,18	3 побудованого циклу на діаграмі R134A	Суша перегріта пара
2	+60	0,9	450	X		Суша перегріта пара
3	+34	0,91	415	X		Суша насичена пара
4	+30	0,9	241	X		Рідинний холодоагент
5	-25	0,12	241	X		Парорідинна суміш
6	-21	0,12	381	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 2,55;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,93 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_M = 3,54 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 1,6.$$

При температурі випарювання $t_0 = -20$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -20 + 4 = -16^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -16 + 11 = -5^\circ\text{C}.$$

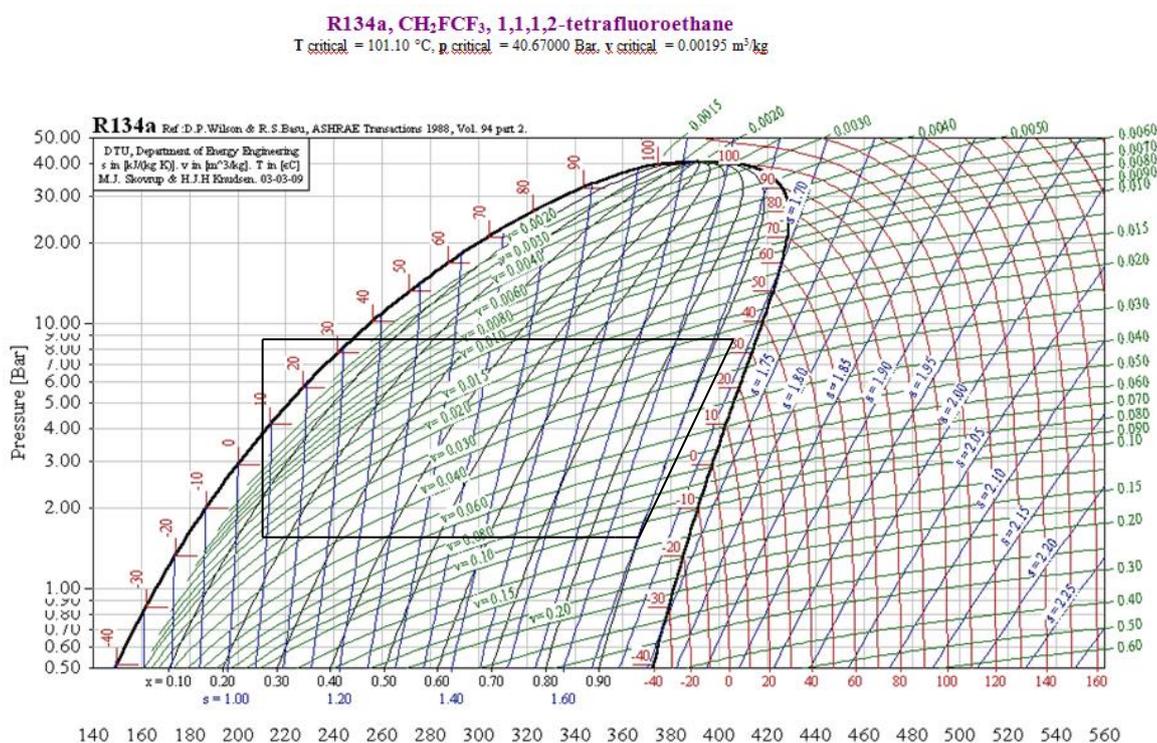


Рисунок 4.14 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R134A (: $t_0 = -20$)

Таблиця 4.12 - Параметри холодоагенту R134A у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	-5	0,16	400	0,13 5	3 побудованого циклу на діаграмі R134A	Суша перегріта пара
	+54	0,88	435	X		Суша перегріта пара
	+34	0,88	415	X		Суша насичена пара
	+30	0,88	245	X		Рідинний холодоагент
	-20	0,16	245	X		Парорідинна суміш
	-16	0,16	390	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,14;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,35 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 2,83 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,62.$$

При температурі випарювання $t_0 = -15$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -15 + 4 = -11^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -11 + 11 = 0^\circ\text{C}.$$

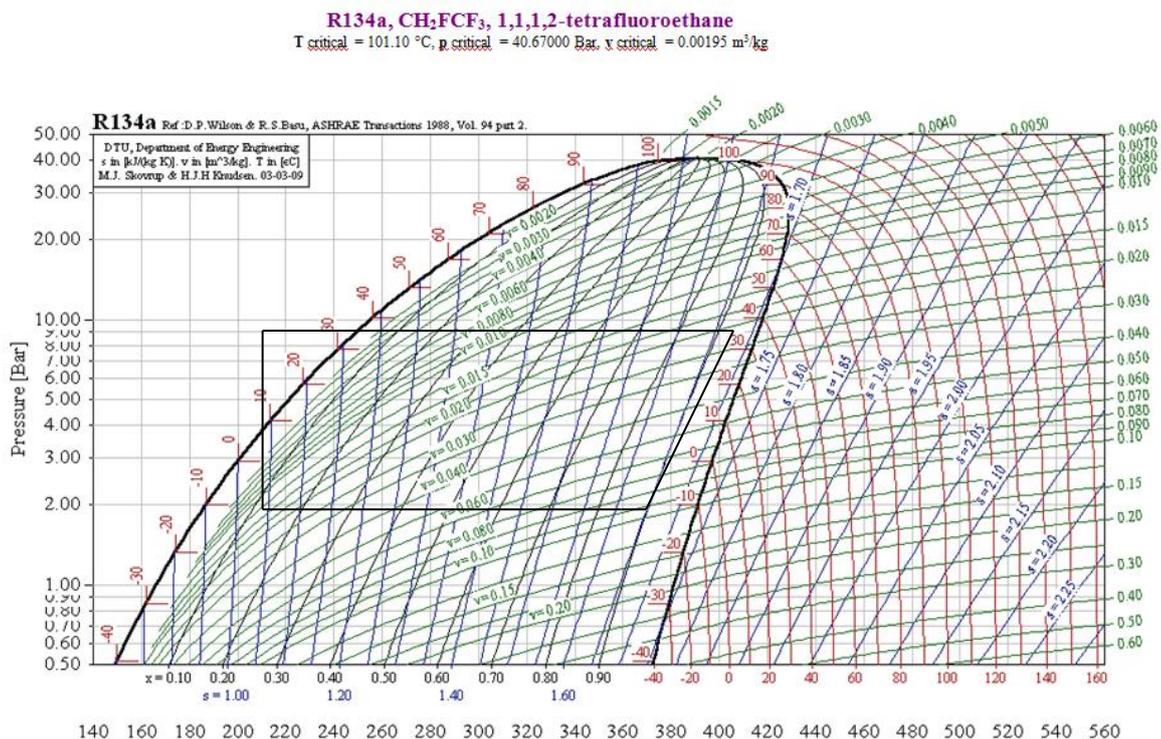


Рисунок 4.15 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R134A (: $t_0 = -15$)

Таблиця 4.13 - Параметри холодоагенту R134A у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	0	0,19	400	0,13 5	З побудованого циклу на діаграмі R134A	Суха перегріта пара
	+55	0,9	435	X		Суха перегріта пара
	+34	0,9	415	X		Суша насичена пара
	+30	0,9	241	X		Рідинний холодоагент
	-15	0,19	241	X		Парорідинна суміш
	-11	0,19	390	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,2;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,75 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 3,195 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,85.$$

При температурі випарювання $t_0 = -10$

$$T_6 = t_{\text{вн}} + (3 \dots 5) = -10 + 4 = -6^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -6 + 11 = 5^\circ\text{C}.$$

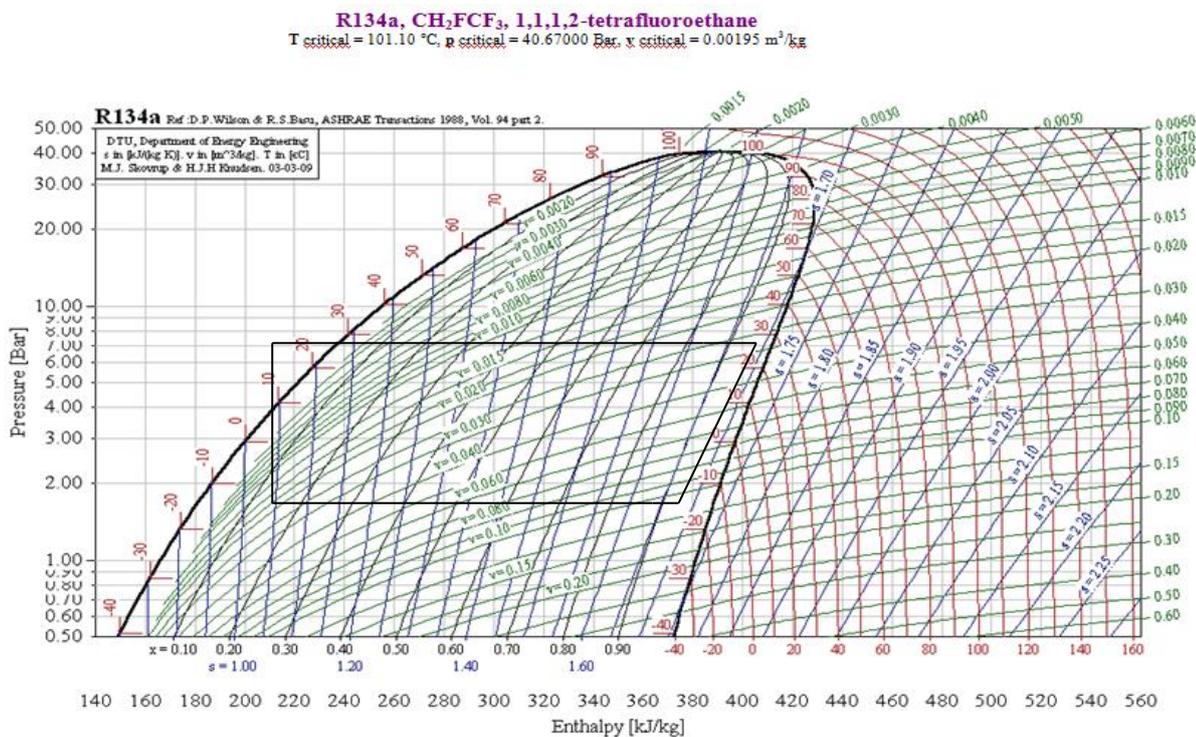


Рисунок 4.16 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R134A ($t_0 = -10$)

Таблиця 4.14 - Параметри холодоагенту R134A у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	5	0,23	405	0,09 5	3 побудованого циклу на діаграмі R134A	Суша перегріта пара
	+53	0,9	435	X		Суша перегріта пара
	+34	0,9	415	X		Суша насичена
	+30	0,9	241	X		Рідинний холодоагент
	-10	0,23	241	X		Парорідинна суміш
	-6	0,23	395	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 5,13;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,58 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 2,997 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 3,5.$$

При температурі випарювання $t_0 = -5$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -5 + 4 = -1^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -1 + 11 = 10^\circ\text{C}.$$

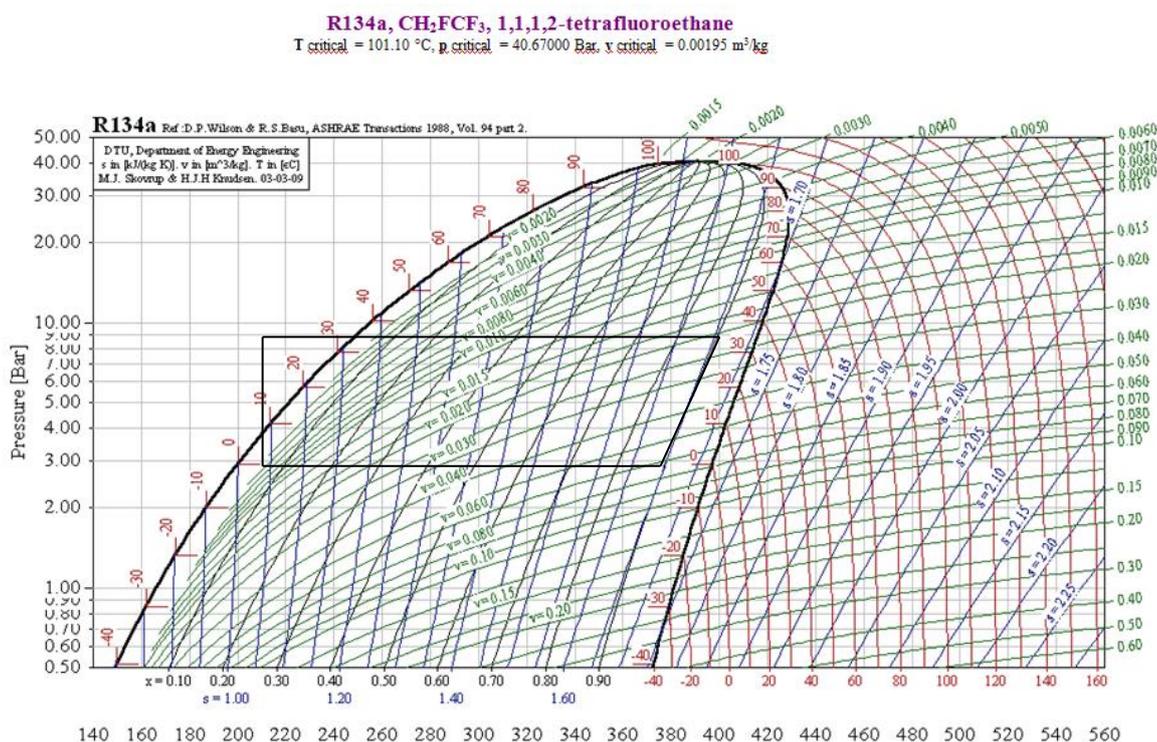


Рисунок 4.17 - Термодинамічний цикл холодильної установки, працюючої на холодоагенті R134A (: $t_0 = -5$)

Таблиця. 4.15 - Параметри холодоагенту R134A у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	10	0,28	410	0,075	3 побудованого циклу на діаграмі R134A	Суха перегріта пара
	+48	0,9	430	X		Суха перегріта пара
	+34	0,9	415	X		Суша насичена пара
	+30	0,9	241	X		Рідинний холодоагент
	-5	0,28	241	X		Парорідинна суміш
	-1	0,28	390	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 7,45;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,2 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 2,62 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 5,09.$$

4.1.4 Енергетичні характеристики холодильної установки, працюючої на холодильному агенті R507

При температурі випарювання $t_0 = -25$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -25 + 4 = -21^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -21 + 11 = -10^\circ\text{C}.$$

Таблиця 4.16 - Параметри холодоагенту R507 у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	-10	0,26	363	0,07 88	3 побудованого циклу на діаграмі R507	Суха перегріта пара
	+58	1,46	401	X		Суха перегріта пара
	+30	1,46	373	X		Суша насичена пара
	+25	1,46	231	X		Рідинний холодоагент
	-25	0,26	231	X		Паро-рідинна суміш
	-25	0,26	352	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 2,9;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 6,06 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 6,5 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 2,05.$$

При температурі випарювання $t_0 = -20$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -20 + 4 = -16^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -16 + 11 = -5^\circ\text{C}.$$

Таблиця 4.17 - Параметри холодоагенту R507 у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м³/кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	-5	0,31	366	0,06 5	3 побудованого циклу на діаграмі R507	Суша перегріта пара
	+56	1,46	400	X		Суша перегріта пара
	+30	1,46	373	X		Суша насичена пара
	+25	1,46	231	X		Рідинний холодоагент
	-20	0,31	231	X		Паро-рідинна суміш
	-20	0,31	355	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 3,67;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 5,89 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 6,3 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e}; = 2,65.$$

При температурі випарювання $t_0 = -15$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -15 + 4 = -11^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10 - 15) = -11 + 11 = 0^\circ\text{C}.$$

Таблиця 4.18 - Параметри холодоагенту R507 у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м³/кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	0	0,38	368	0,05 5	3 побудованого циклу на діаграмі R507	Суша перегріта пара
	+55	1,46	399	X		Суша перегріта пара
	+30	1,46	373	X		Суша насичена пара
	+25	1,46	231	X		Рідинний холодоагент
	-15	0,38	231	X		Паро-рідинна суміш
	-15	0,38	357	X		Суша перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,25;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 5,74 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 6,12 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e}; = 3,14.$$

При температурі випарювання $t_0 = -10$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -10 + 4 = -6^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -6 + 11 = 5^\circ\text{C}.$$

Таблиця 4.19 - Параметри холодоагенту R507 у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	+5	0,45	371	0,046	3 побудованого циклу на діаграмі R507	Суха перегріта пара
	+52	1,46	396	X		Суха перегріта пара
	+30	1,46	373	X		Суха насичена пара
	+25	1,46	231	X		Рідинний холодоагент
	-10	0,66	231	X		Паро-рідинна суміш
	-10	0,66	359	X		Суха перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,4;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 6,46 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_M = 6,81 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 3,33.$$

При температурі випарювання $t_0 = -5$

$$T_6 = t_{\text{вп}} + (3 \dots 5) = -5 + 4 = -1^\circ\text{C};$$

$$T_1 = T_6 + (10-15) = -1 + 11 = 10^\circ\text{C}.$$

Таблиця 4.20 - Параметри холодоагенту R507 у вузлових точках циклу

	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м ³ /кг	Спосіб визначення	Стан холодоагенту
	10	0,53	373	0,03 9	3 побудованого циклу на діаграмі R507	Суха перегріта пара
	+51	1,46	395	X		Суха перегріта пара
	+30	1,46	373	X		Суха насичена пара
	+25	1,46	231	X		Рідинний холодоагент
	-5	0,53	231	X		Паро-рідинна суміш
	-5	0,53	361	X		Суха перегріта пара

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{l_o} = 4,4;$$

$$N_i = N_a / \eta_i = 7,5 \text{ кВт};$$

$$N_e = N_i + N_m = 7,9 \text{ кВт};$$

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{N_e} = 3,4.$$

4.2 Аналіз експлуатаційних показників холодильної установки при застосуванні альтернативних холодоагентів

Для аналізу експлуатаційних показників були прийнято режими роботи суднової холодильної установки при температурах випарювання від -30°C до + 5°C, що охоплює найбільш можливі експлуатаційні режими. Показники холодильної установки були розраховані для холодоагентів R134A, R410A,

R407C, R507. Для дослідження зміни експлуатаційних показників ХУ, обираємо наступні найбільш характерні термодинамічні властивості та експлуатаційні показники:

- тиски конденсації та випарювання $p_k, p_{вип}$;
- дійсна масова подача компресора G_0 ;
- адіабатна(теоретична), індикаторна, ефективна потужності та потужність на валу електродвигуна $N_a, N_i, N_e, N_{ел.д.}$;
- індикаторний, механічний, ефективний та електричний ККД $\eta_i, \eta_m, \eta_e, \eta_{ел.д.}$;
- теоретичний, ефективний та електричний холодильні коефіцієнти $\varepsilon_m, \varepsilon_e, \varepsilon_{ел.}$.

Розглянувши результати розрахунків параметрів холодоагентів у вузлових точках можна побудувати гістограму тисків конденсації та випарювання – рисунок 4.23.

Холодоагент R410A має значно вищий у порівнянні з іншими холодоагентами тиск конденсації, який дорівнює 2.05 МПа і вищий за тиск конденсації R134A у 2.32 рази. Це є значним недоліком цього холодоагенту, оскільки через занадто високий тиск ми не можемо провести заміну без зміни конструкції ХУ. З гістограми видно, що холодоагент R134A доцільно застосовувати при більш низьких тисках, а R410A - при більш високих, тому конструктивно холодильне обладнання на R410A буде суттєво відрізнятися.

R407C і R507-мають найбільш наближене значення показників до R134A, тому цей холодоагент - гарний вибір для ретрофіту.

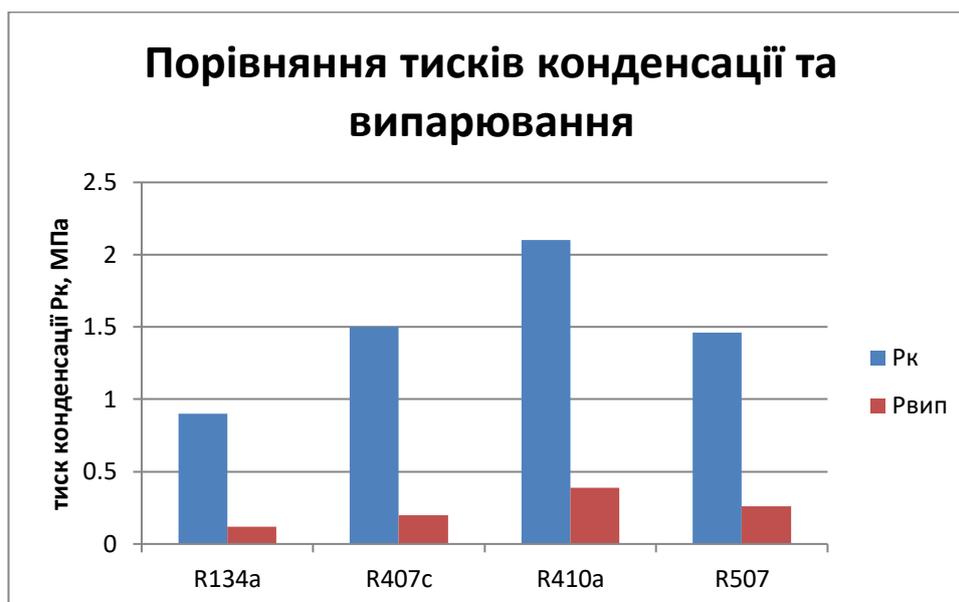


Рисунок 4.18 - Тиски конденсації та випарювання

Проаналізувавши результати розрахунків, побудовано гістограми, які наглядно ілюструють зміну таких показників, як масова подача компресора (рис. 4.24), адіабатна, індикаторна ефективна та електрична потужності (рис.4.25), ККД (рис. 4.26).

Розраховані значення свідчать про наступні зміни експлуатаційних показників (порівняно з базовим холодоагентом R134A): коефіцієнт компресора на R507 збільшилася на 9,2%, R407C майже не змінився, а на R410A - збільшився на 9,1 %; адіабатна потужність на R507 збільшилась на 44,9% і збільшилася на 8,9% та 8,7% при роботі на R410A та R407C відповідно; потужність на валу електродвигуна для R507 збільшилась на 48,9%, для R410A збільшилася на 7,3%, для R407C збільшилася на 8.9%. Також маємо незначне зменшення ККД для R407C та збільшення ККД для R410A та R507.

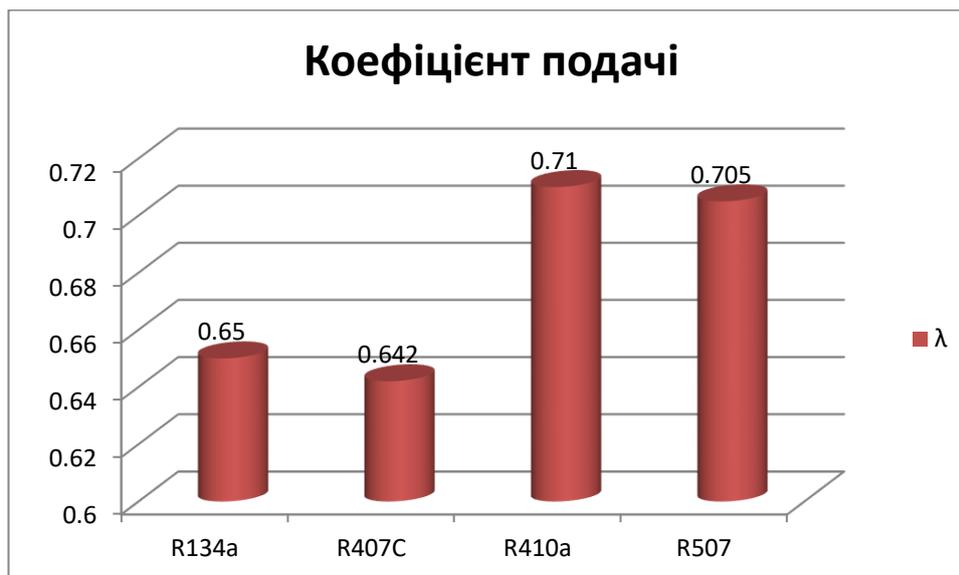


Рисунок 4.19 - Коефіцієнт подачі компресора

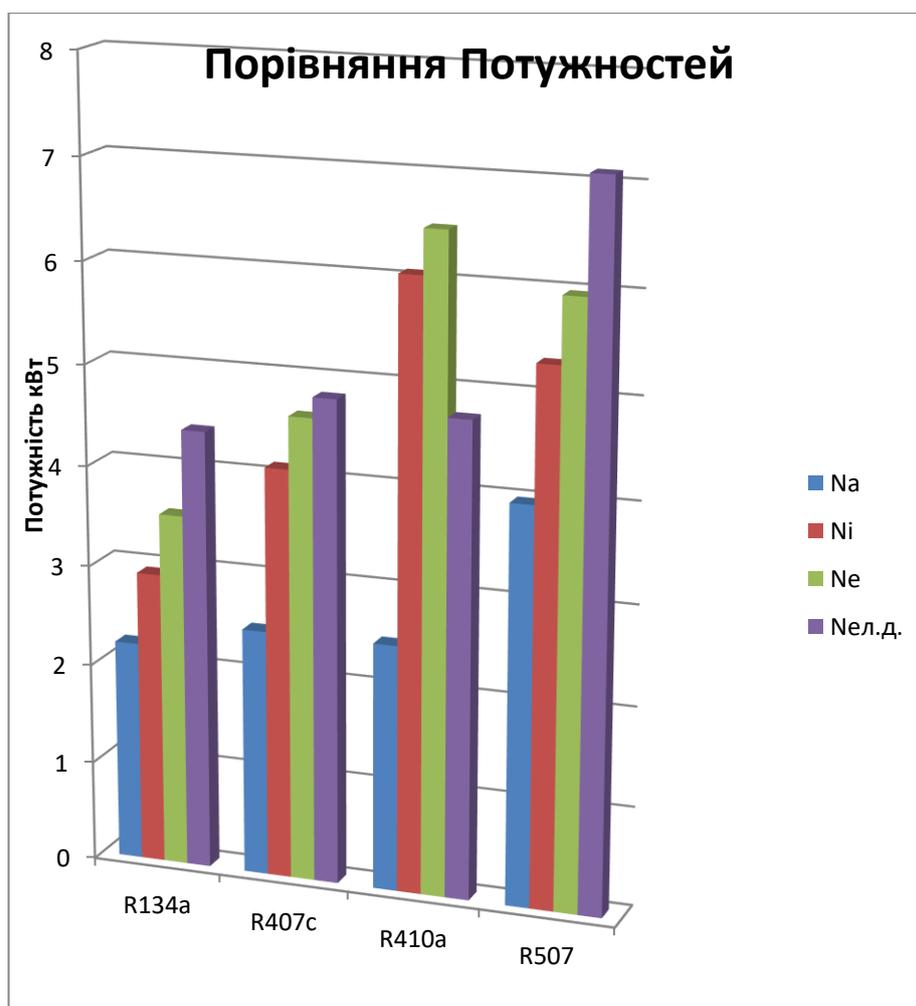


Рисунок 4.20 - Порівняння потужностей

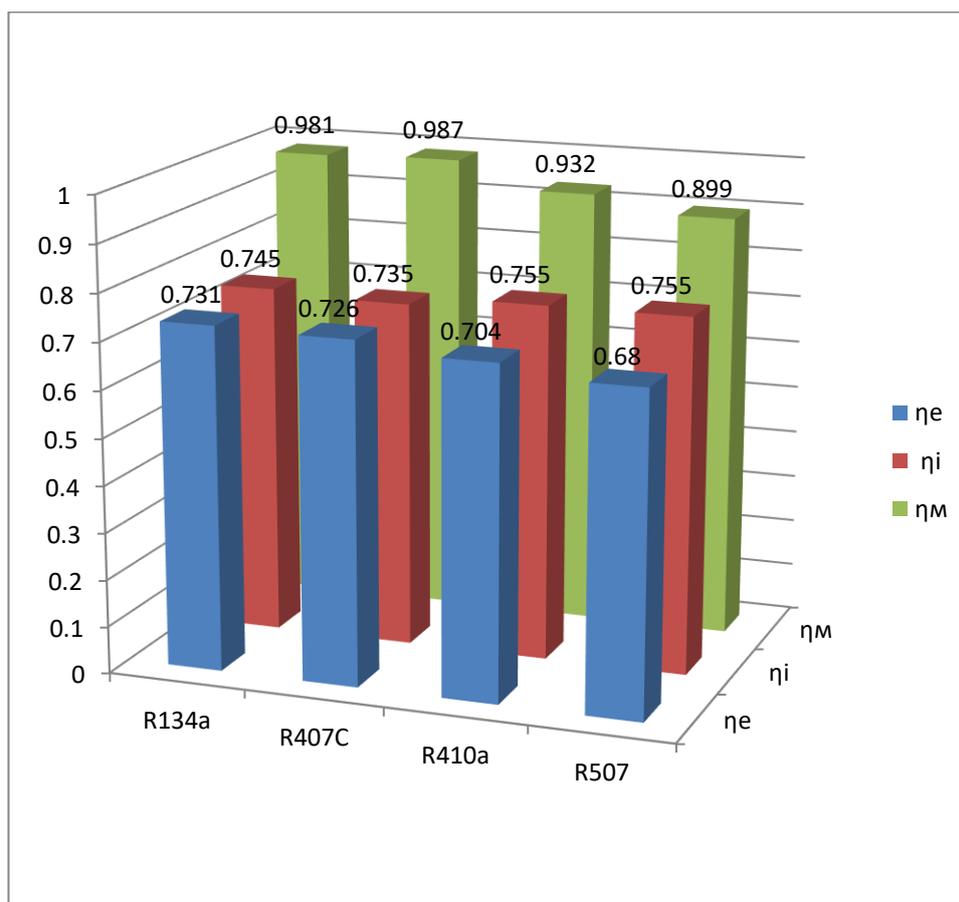


Рисунок 4.21 - Порівняння ККД

При аналізі беремо до уваги і інші фактори: наскільки далеко від критичної точки реалізований холодильний цикл (це впливає на відношення прихованої теплоти пароутворення до питомої теплоємності рідини при постійному тиску), нахил кривих насичення рідини і пара, за яким визначають результативність перегріву, переохолодження і дроселювання. На нахил кривих істотно впливає мольна теплоємність.

Дослідивши холодильні коефіцієнти, можна зробити висновок, що саме так як холодильна машина, кращі показники буде мати установка на холодоагенті R507. Холодильний коефіцієнт на R507 зростає майже на 26% на відмінну від R134A (рис. 4.27).

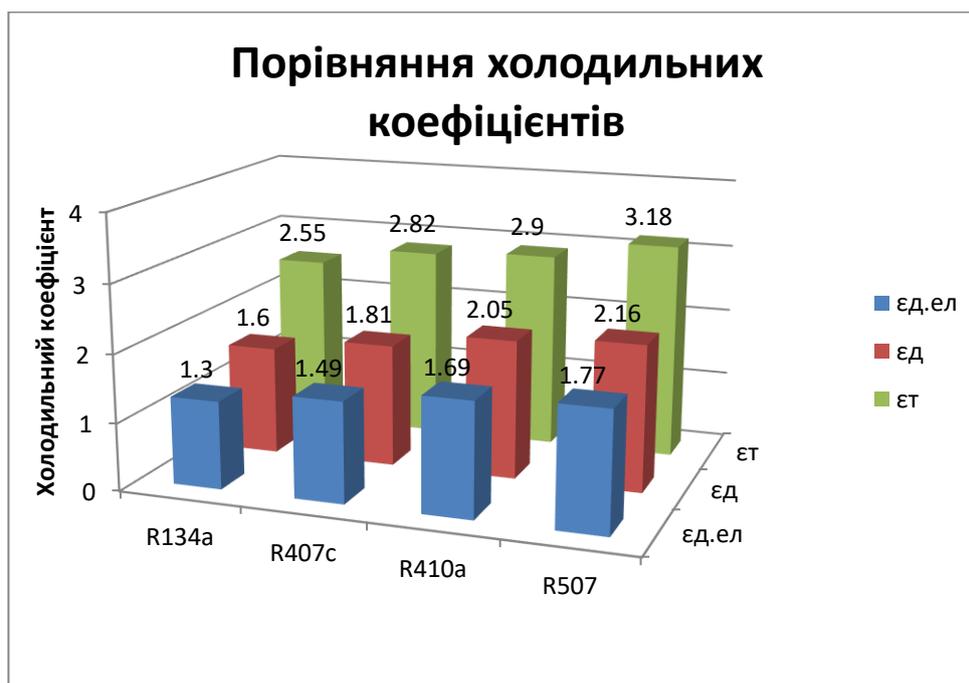


Рисунок 4.22 - Холодильні коефіцієнти

4.3 Порівняльний аналіз експлуатаційних показників холодної установки, працюючої на різних холодильних агентах

Задана холодно установка була перерахована на холодоагентах R134A, R410A, R407C, R507. Для дослідження зміни експлуатаційних показників ХУ, обираємо наступні найбільш характерні експлуатаційні показники:

- 1) індикаторна потужність та ефективна потужність N_i, N_e ;
- 2) теоретичний, ефективний та електричний холодильні коефіцієнти $\epsilon_t, \epsilon_e, \epsilon_{ел}$

Розглянувши результати розрахунків параметрів холодоагентів у вузлових точках можна побудувати таблиці, графіки та гістограми для подальшого порівняння показників.

Таблиця 4.21 - Залежність розрахованих величин експлуатаційних показників від температури випарювання (R134A).

t_0	ϵ_T	N_i	N_e	ϵ_D	$\epsilon_{D,ел}$
-25	2,55	2,93	3,54	1,6	1,3
-20	4,14	2,35	2,83	2,62	2,16
-15	4,26	2,75	3,2	2,85	2,35
-10	5,13	2,58	2,99	3,5	2,9
-5	7,45	2,2	2,62	5,09	4,2

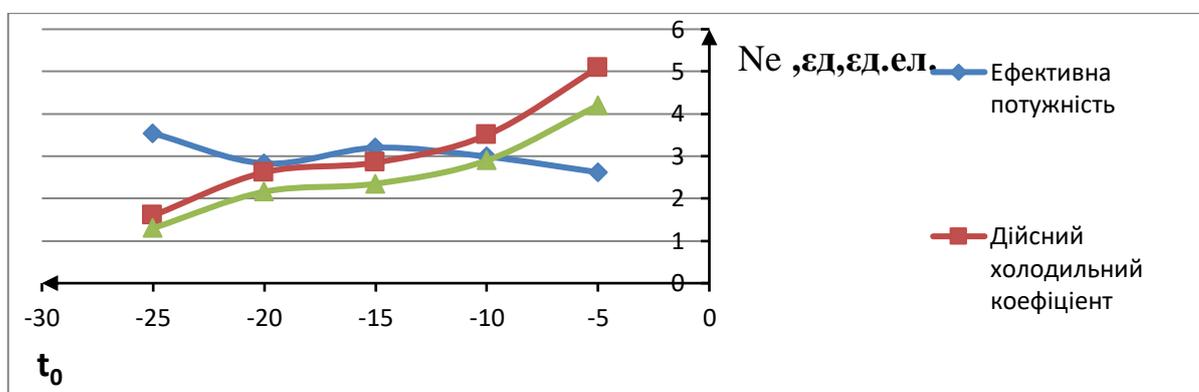


Рисунок 4.23 - Графічна залежність розрахованих величин експлуатаційних показників від температури випарювання(для холодительного агента R134A)

Таблиця 4.22 - Залежність розрахованих величин експлуатаційних показників від температури випарювання(для холодительного агента R407C)

t_0	ϵ_T	N_i	N_e	ϵ_D	$\epsilon_{D,ел}$
-25	2,82	4,10	4,62	1,81	1,49
-20	3,07	4,41	4,87	2,05	1,69
-15	3,66	4,27	4,69	2,51	2,06
-10	4,13	3,71	4,11	2,86	2,36
-5	4,7	4,66	5,05	3,41	2,82

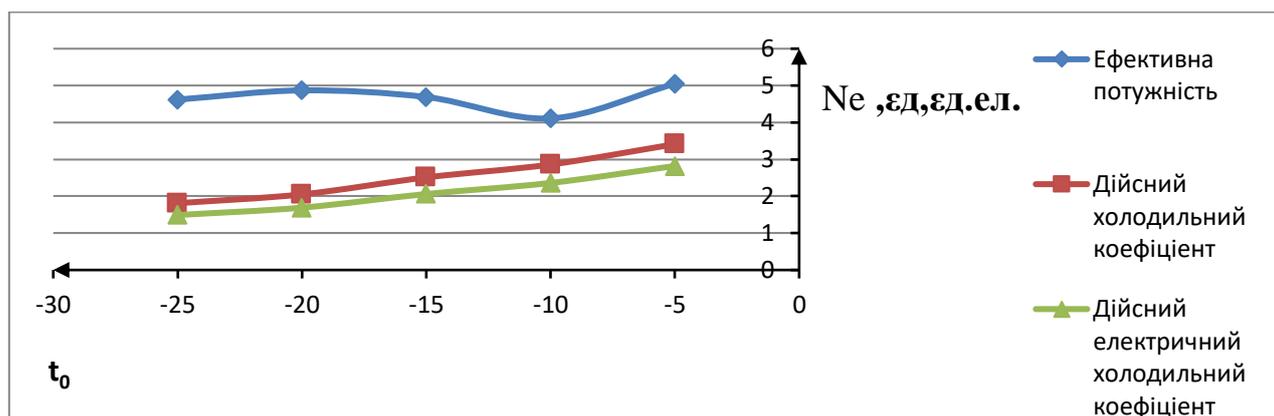


Рисунок 4.24 - Графічна залежність розрахованих величин експлуатаційних показників від температури випарювання (для холодинного агента R407C)

Таблиця 4.23 - Залежність розрахованих величин експлуатаційних показників від температури випарювання (для холодинного агента R410A)

t_0	ϵ_T	N_i	N_e	ϵ_d	$\epsilon_{d,el}$
-25	2,9	6,06	6,5	2,05	1,69
-20	3,67	5,89	6,3	2,65	2,2
-15	4,25	5,74	6,12	3,14	2,6
-10	4,4	6,46	6,81	3,33	2,75
-5	4,4	7,5	7,9	3,4	2,8

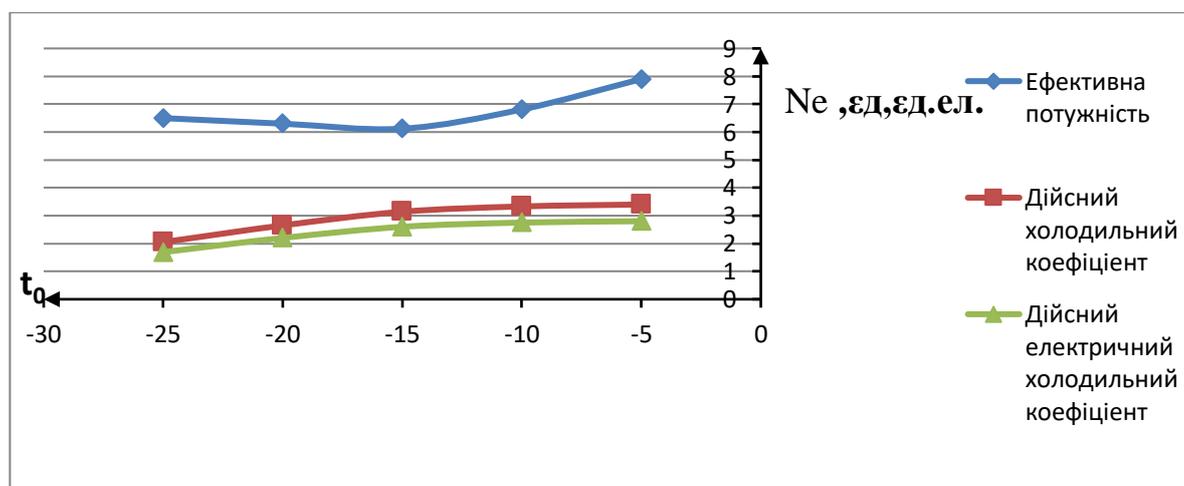


Рисунок 4.25 - Графічна залежність величин розрахованих експлуатаційних показників від температури випарювання (для холодинного агента R410A)

Таблиця 4.24 - Залежність величин розрахованих експлуатаційних показників від температури випарювання(для холодильного агенту R507)

t_0	ϵ_T	N_i	N_e	ϵ_D	$\epsilon_{D,ел}$
-25	3,18	5,27	5,85	2,16	1,77
-20	3,64	5,46	6	2,56	2,11
-15	4,06	5,67	6,17	2,94	2,42
-10	5,12	5,27	5,73	3,78	3,12
-5	5,9	5,27	5,73	4,46	3,68

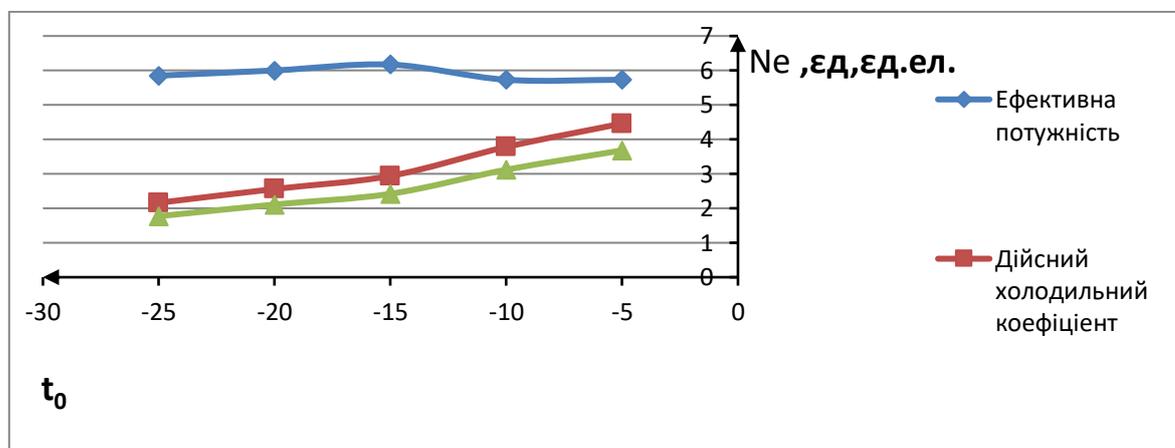


Рисунок 4.26 - Графічна залежність величин розрахованих експлуатаційних показників від температури випарювання(для холодильного агенту R507)

Таблиця 4.25 - Залежність розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агенту

Характеристики	R134A	R407C	R410A	R507
ϵ_T	2,55	2,82	2,9	3,18
N_i	2,93	4,1	6,06	5,27
N_e	3,54	4,62	6,5	5,85
ϵ_D	1,6	1,81	2,05	2,16
$\epsilon_{D,ел}$	1,3	1,49	1,69	1,77

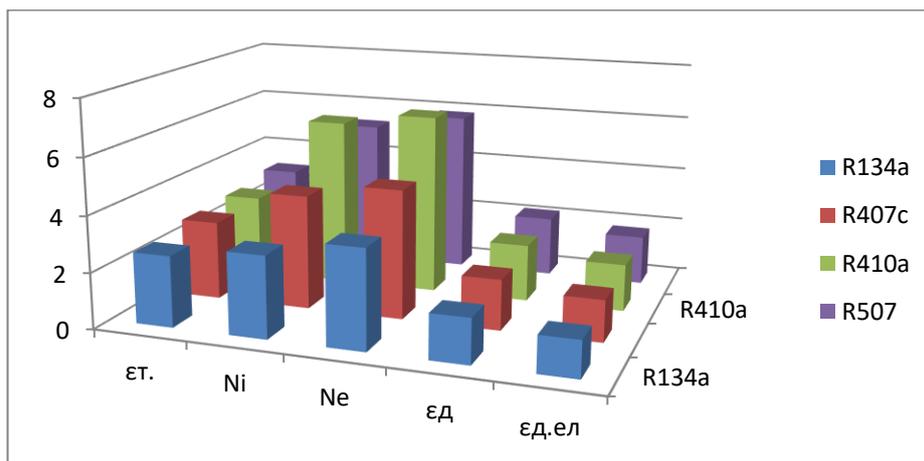


Рисунок 4.27 - Графічна залежність величин розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агенту

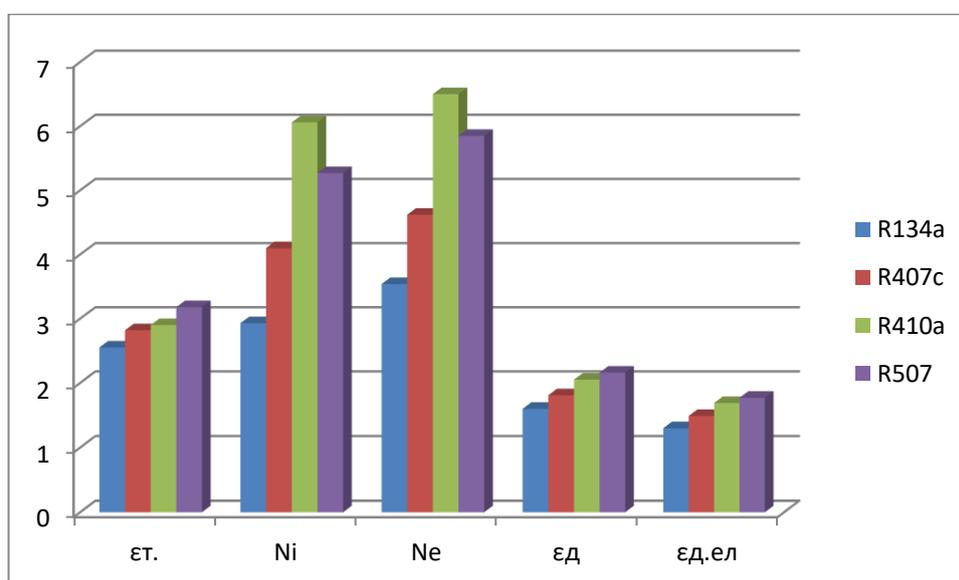


Рисунок 4.28 - Графічна залежність величин розрахованих експлуатаційних показників від холодильного агенту

4.4 Комплексна оцінка застосування холодоагентів в суднових холодильних установках

Кожен з досліджуваних холодоагентів розглядається як альтернативний до R-22, але не можна однозначно сказати, що один з холодоагентів кращий за інші, оскільки холодоагенти різні за своєю питомою холодопродуктивністю,

коефіцієнтом тепловіддачі, тиском конденсації. Найголовніші експлуатаційні показники зведені до таблиці 4.26.

Як видно з вищенаведених діаграм, для зазначених холодоагентів характерні наступні експлуатаційні особливості:

R 407C:

- 1600 GWP (потенціал глобального потепління);
- властивості близькі до R-22, отже потрібні лише незначні зміни (іноді навіть не потрібні) в конструкції холодильних машин. Це дозволяє уникнути подорожчання устаткування.

Таблиця 4.26 - Властивості холодоагентів

	HCFC 22	HFC 407C	HFC 134a	HFC 410A	HFC 507
1	2	3	4	5	6
Склад	Чиста речовина R 22 (дифторхлор-метан)	Неазеотропна суміш: 23% R32, 25% R125, 52% R134A	Чиста речовина R134a (тетрафторетан)	Неазеотропна суміш: 50% R32, 50% R 125	азеотроп на суміш: R125 (50%) R143a (50%)
Питома масова холодопродуктивність, кДж/кг	163	Практично така ж, як у R 22 165	Нижче, ніж у R 22 та R 407C 153	Висока 169	Майже як у R22 164
Холодильний коефіцієнт	Середній 3,3	Низький 3,05	Високий 3,47	Низький 3,07	Низький 2,83
Робочий тиск, Мпа	Середній 1,19	Середній 1,28	Низький 0,77	Дуже високий 1,87	середній 1,29

Закінчення таблиці 4.26

1	2	3	4	5	6
Температура нагнітання, 0С	Висока +78	Середня +64	Низька +52	Висока +74	Висока +70
Температурний глайд	Відсутній	Високий - 5 0К	Відсутній	Дуже низький - 0,2 0К	Відсутній
Потенціал руйнування озонового шару Землі ODP	0.050	0	0	0	0
Потенціал глобального потепління GWP	1700	1600	1300	1720	3900

Як видно з таблиці 4.26, в порівнянні з R22 холодоагент R407C робить значно менший шкідливий вплив на навколишнє середовище (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407C майже таке ж, як і у R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю).

При більш низькій температурі нагнітання і трохи більш високому тиску нагнітання енергетична ефективність R407C близька до енергетичної ефективності R22.

R407C містить високу частку R32 і R134A. Так, до складу R407C, створеного як альтернатива R-22, входять три холодоагенти: R-32 (23%), R-125 (25%) і R134A (52%). Кожен з них відповідає за забезпечення певних властивостей: перший - сприяє збільшенню продуктивності, другий - виключає загоряння, третій - визначає робочий тиск в контурі холодоагенту. Таким чином, досягається гарна відповідність властивостям R22 щодо рівнів тиску, масової витрати, щільності парів і питомої холодопродуктивності.

При низькотемпературному охолодженні слід очікувати значне падіння холодопродуктивності R407C внаслідок високого вмісту R134A.

Холодоагент R 407C є найбільш простим і дешевим заміником R 22 зі схожими термодинамічними характеристиками, що відповідають за холодопродуктивність компресора, а, отже, і всього агрегату.

Недоліки системи при використанні R 407C як неазеотропної суміші:

1. Кожен з компонентів неазеотропної суміші має різні термодинамічні параметри випаровування і конденсації, внаслідок чого властивості холодоагенту при переході з одного фазового стану в інший (випаровуванні або конденсації) постійно змінюються. У стані термодинамічної рівноваги пар і рідина мають різний склад, першим починає випаровуватися більш летючий компонент, що змінює характеристики суміші, що залишається.

2. Температурне ковзання (глайд), тобто зростання температури в процесі кипіння становить у R 407C близько 5K, що є значною величиною. Як наслідок, для забезпечення ефективного холодильного циклу і надійної роботи компресора потрібно більш ретельний контроль перегріву і переохолодження та використання протиточного теплообмінника випарника.

3. Оскільки всі три складових холодоагенту R 407C мають різну ступінь летючості, то при витоках холодоагенту губляться в першу чергу найлетючіші компоненти, тому дозаправка системи виконувати не можна, тому що робоча речовина, що залишилася в холодильному контурі, за складом вже не буде представляти собою холодоагент R 407C. Внаслідок цього при втратах холодоагенту потрібно вакуумування системи та її повна перезаправка. Враховуючи, що вартість R 407C в 6 разів вище, ніж R 22, дана процедура досить дорога.

4. Щоб забезпечити вихідний процентний вміст компонентів неазеотропної суміші, для перезаправлення системи необхідно використовувати тільки рідкий холодоагент. Операція перезаправлення вимагає залучення кваліфікованих фахівців.

R 134A:

R134A (1300 GWP) (потенціал глобального потепління);

- володіє меншою питомою холодопродуктивністю в порівнянні з R-22, отже потрібна більша кількість холодоагенту, компресор більшого розміру або з більшою частотою обертання ротора;

- дуже низькі значення абсолютних робочих тисків;

- набагато більш низький диференціал робочих тисків, ніж у R 407C і R 410A.

R134A є ідеальним холодоагентом для роботи в умовах високих температур кипіння і конденсації.

Для R134A характерні невелика температура нагнітання (вона в середньому на 8 ... 10 °C нижче, ніж для R22) і невисокі значення тиску насичених парів.

Для R134A характерна недостатньо низька для низькотемпературних об'єктів охолодження нормальна температура кипіння.

У середньо-температурних холодильних установках і системах кондиціонування повітря холодильний коефіцієнт R134A рівний коефіцієнту для R22 або вищий. Отже R134A – є вдалим альтернативним заміником для R22.

R134A є чистою однорідною речовиною (тетрафторетан - CF₂HCF₃). Однак R134A вимагає спеціальних конструктивних доопрацювань компресора, що в результаті призводить до збільшення вартості машини. З іншого боку, R134A характеризується дуже високою холодильною ефективністю, низькими значеннями робочого тиску, найнижчим з усіх перерахованих вище гідрофторвуглеців потенціалом глобального потепління та іншими перевагами.

Переваги при використанні холодоагенту R 134A:

1. Відсутність температурного ковзання, тобто фазові переходи (випаровування і конденсація) протікають при постійній температурі.

2. Стабільне підтримування необхідних параметрів перегріву і переохолодження.

3. Можливість дозаправки холодильного контуру при витоках холодоагенту.

4. Можливість заправки системи як газоподібним, так і рідким холодоагентом.

R507:

Ця суміш абсолютно не містить хлору ($ODP = 0$) і тому може розглядатися в якості альтернативи R22.

R507 - це суміш, холодоагент введений в експлуатацію на початку 1992 р і відомий під промисловим найменуванням "Suva" HP62 (DuPont).

Тривале його застосування показало хороші результати.

Основні компоненти відносяться до групи гідрофторвуглеців, причому R143A відноситься до категорії легкозаймистих. Займистість, так само як і проблеми, пов'язані з можливими витокami, ефективно нейтралізується завдяки поєднанню з відносно високим вмістом R125.

Особливістю всіх трьох інгредієнтів є надзвичайно низький показник адіабатичного стиснення, що виражається в аналогічній або навіть більш низькій температурі нагнітання в порівнянні з R22. Тому ефективність застосування одноступінчастих компресорів при низьких температурах випаровування гарантована.

Завдяки однаковим точкам кипіння R143A і R125 і відносно малому вмісту R134A температурне ковзання трикомпонентної суміші R507 в поширених областях застосування менше одного градуса Кельвіна. Тому поведінка цієї суміші в теплообмінниках мало відрізняється від поведінки азеотропних речовин.

Отримані результати розрахунків термодинамічних показників є задовільними.

Залежно від умов експлуатації забезпечуються підвищення холодопродуктивності на 4...5% і зниження температури нагнітання в компресорі до 8% в порівнянні з аналогічними характеристиками R22.

Значним недоліком є високе значення потенціалу глобального потепління GWP, який складає для R507 3900 та високі значення дійсної масової подачі та потужності на валу електродвигуна.

R 410A:

-надзвичайно високі значення робочих тисків та їх диференціалу;

Абсолютні робочі тиски і їх різниця визначають надійність і ефективність холодильної машини.

R 410A - квазі-азеотропна суміш. Цей холодоагент має незначний температурний глайд у порівнянні з R 407C. Ефективність системи на R 410A краща, порівняно з R 407C та R 134A.

Для експлуатації R 410A характерні дуже високий тиск (на 57% вище, ніж у R22), низька критична температура і висока об'ємна холодопродуктивність (на 49,6% більше, ніж у R22), його можна використовувати тільки в спеціально розроблених нових агрегатах, для ретрофіту - не придатний. Висока питома холодопродуктивність дозволяє використовувати компресор меншого типорозміру або з меншою швидкістю обертання ротора.

Іншим критерієм є порівняно низька критична температура 73°C . Тим самим, незалежно від конструкції вузлів на стороні високого тиску, істотно обмежується температура конденсації.

Невисоке енергоспоживання при використанні при низьких температурах конденсації, що дає непогане зниження TEWI ($\text{GWP}_{100} = 1720$). Перевагою є також високий коефіцієнт теплопередачі у випарнику і конденсаторі, що представляє собою потенціал для подальшого підвищення ефективності. Зважаючи на незначне температурне ковзання ($<0,2\text{ K}$), практичність застосування суміші - аналогічно однокомпонентним холодоагентам.

Розглядаючи R410A як заміну для R22, слід приймати до уваги суттєві відмінності в термодинамічних властивостях (наприклад, у масовій та об'ємній витраті, в щільності парів). Так масова подача R410A менша за масову подачу R22 на 4,2% а об'ємна подача менша на 33,8%.

Обґрунтування доцільності використання конкретного холодильного агента базується на порівняльному аналізі енергетичних характеристик, фізичних властивостей та економічній складовій.

Однак в нинішній час не визначено комплексного показника, який би дозволив оцінити доцільність використання конкретних холодильних агентів з урахуванням як їх термодинамічних властивостей, так і екологічних факторів.

В якості основного показника, який характеризує енергетичну ефективність використання холодильного агента доцільно визначити холодильний коефіцієнт ε .

Основними показниками, що визначають екологічність холодильного агенту на нинішній час визнанні: потенціал руйнування озону (ODP) та потенціал глобального потепління (GWP), які використовуються для аналізу екологічної доцільності використання холодильного агенту.

Для полегшення процесу первинного вибору холодильного агенту можливо запропонувати введення комплексного показника, який буде враховувати вище вказані параметри. Виходячи з того, що для ефективного використання холодильного обладнання необхідно, щоб холодильний коефіцієнт був якомога вищий, а параметри ODP та GWP мінімальні, можливо використання формули:

$$K = \frac{\varepsilon * P_{вин} * \lambda}{GWP * ODP * P_k * Ne}$$

Для розрахунку комплексного показника доцільно ввести наступні умови :

$$ODP_p = ODP + 1;$$

$$GWP_p = GWP * 10^{-3}.$$

Таблиця 4.27 - Отримані значення при розрахунку впровадженого коефіцієнту

К	R134A	R407C	R410A	R507
-25	0,024	0,017	0,02	0,0097
-20	0,05	0,018	0,027	0,011
-15	0,049	0,023	0,033	0,012
-10	0,064	0,03	0,031	0,018
-5	0,1	0,03	0,027	0,02

5 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

5.1 Розрахунок тепло- і вологонадходжень у житлових і службових приміщеннях

5.1.1 Загальний принцип розрахунку тепло-волого надходжень

Холодопродуктивність СХУ повинна бути такою, щоб вона виявилася достатньою для підтримки в охолоджуваних приміщеннях заданих температур у найспекотнішу пору року (у розрахунок приймають найвищу середньо-добову температуру зовнішнього повітря й забортної води, можливу протягом тривалого рейсу в різних широтах). При варіантних розрахунках визначають той режим експлуатації, який вимагає максимальної витрати холоду.

Для визначення необхідної холодопродуктивності установки виробляється тепловий розрахунок, тобто визначаються всі припливи теплоти в охолоджувані приміщення з метою визначення для кожного охолоджуваного приміщення необхідної холодопродуктивності (поверхні охолодження) холодильного устаткування й сумарного навантаження на СХУ. При номінальному режимі в охолоджуване приміщення будуть надходити та виникати усередині самого приміщення (апарата) наступні види теплонадходжень:

- 1) через поверхні огороження;
- 2) експлуатаційні, пов'язані з особливістю конструкції та робочих процесів систем і технологічного обладнання (робота людей і механізмів, висвітлення, вентиляція охолоджуваних приміщень, інфільтрація повітря в охолоджувані приміщення й тлі.);

Сума всіх теплонадходжень у певний момент часу становить теплове навантаження СХУ. Теплонадходження перемінні в часі та залежать від кліматичних і технологічних умов, а також від типу рефрижераторного судна.

У житлових і службових приміщеннях судна щорічно спостерігаються надлишки вологи. У літню пору в судових приміщеннях є теплові надлишки, рівні теплопритокам у них, а взимку тепловтрати.

Кількість теплоти, що проникає в охолоджуване приміщення залежить від параметрів зовнішнього повітря, характеру теплообміну, матеріалу й конструкції обшивання корпусу судна, матеріалу, товщини й стану теплоізоляції й т.д.

Статистичний аналіз даних дає наступну картину розподілу теплопритоків для більшості морських транспортних суден, %:

- теплопритоки через огороження 29-31;
- теплопритоки від сонячної радіації 46-50;
- тепловиділення людей 16-18;
- тепловиділення електроприладів 4-5.

Ці дані справедливі тільки для розрахункового режиму, що враховує максимальні теплопритоки від сонячної радіації при висоті сонця над обрієм від 45 до 50⁰С. Зміни положення сонця щодо обрію й місцезнаходження судна можуть змінити теплове навантаження на приміщення до 50%.

Таким чином, підтримка в кондиціонуємих приміщеннях комфортних умов залежить від точності визначення основних складових теплового балансу: теплових припливів через огороження й від сонячної радіації.

Розглянемо тепловологістний баланс звичайних судових кондиціонуємих приміщень, крім приміщень які насичені різноманітними тепло- і вологовиділяючим устаткуванням і поверхнями (провізійні камери й спеціальні судові приміщення тут також не розглядаються).

Загальні теплові надлишки, кВт, у судових кондиціонуємих приміщеннях можна вважати як суму явних $Q_{\text{явн}}$ і схованих $Q_{\text{скр}}$ теплопритоків:

$$Q_{\text{ізб}} = Q_{\text{я.ізб}} + Q_{\text{скр}}$$

Явні теплонадлишки, кВт, можна виразити як суму різних теплопритоків:

$$Q_{\text{я.ізб}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{с.р.}} + Q_{\text{ост}} + Q_{\text{я.л.}} + Q_{\text{я.о.п.}} + Q_{\text{осв}}$$

де $Q_{\text{огр}}$ - теплонадходження (крім радіаційного) через всі (у тому числі й заклені) поверхні відбиття;

$Q_{\text{с.р.}}$ - тепловий потік сонячної радіації проникаючий через поверхні

огороження (крім скління);

$Q_{\text{ост}}$ - тепловий потік сонячної радіації проникаючий через остеклення;

$Q_{\text{я.л.}}$ - явні теплонадходження від людей;

$Q_{\text{я.о.п.}}$ - теплонадходження від їжі, що остигає;

$Q_{\text{осв}}$ - теплові припливи від приладів штучного висвітлення.

Сховані тепловиділення (теплонадходження)

$$Q_{\text{скр}} = \frac{W_{\text{ізб}} \cdot i_n}{3600},$$

де $W_{\text{ізб}}$ - загальні вологоізбитки в приміщеннях, кг/ч,

i_n - ентальпія (теплемісткість) водяної пари при температурі приміщення (звичайно приймають $i_n \approx 2540 \dots 2560$ кДж/кг).

Зробимо розрахунок теплонадходжень, що надходять на палуби А, Б, В и Г, судна. У наслідку зробивши їхнє підсумовування, визначимо сумарне навантаження на ССКВ.

Таблиця 5.1 - Розрахунок тепло-волого надходжень по палубам

Палу-ба	Приміщення	Теплонадходження							
		(кВт)	(кВт)	(кВт)	(кВт)	(кВт)	(кВт)	(кВт)	(кВт)
А	Каюта №1	0,143	0,0623	0,104	0,084	0,06	0,0287	0,167	0,647
	Каюта №2	0,160	0,0623	0,104	0,084	0,06	0,0304	0,173	0,673
	Каюта №3	0,112	0,0623	0,104	0,084	0,06	0,0256	0,157	0,604
	Амбулаторія	0,172	0,0669	0,104	0,084	0,06	0,0316	0,177	0,695
	Ізолятор	0,188	0,0861	0,104	0,084	0,06	0,0332	0,183	0,738
Б	Їдальня і салон рядового складу	0,695	0,235	0,312	2,016	0,18	0,289	3,197	7,5

Продовження таблиці 5.1

	Їдальня командного складу	0,259	0,144	0,208	1,594	0,12	0,197	2,42	5,49
	Салон командного складу	0,375	0,095	0,104	1,26	0,12	0,176	1,623	3,764
В	Кабінет спальня другого механіка і	0,333	0,229	0,208	0,084	0,12	0,054	0,256	1,284
	Каюта помічника капітана 2	1,177	0,229	0,104	0,084	0,06	0,0321	0,179	0,865
	Каюта старшого помічника капітана	0,685	0,264	0,208	0,084	0,06	0,0889	0,377	1,797
	Каюта капітана (ст. механіка)	0,486	0,31	0,312	0,06	0,06	0,069	0,308	1,689
	Каюта сервісного механіка	0,147	0,071	0,104	0,084	0,06	0,029	0,169	1,797
	Каюта інтенданта	0,172	0,086	0,104	0,084	0,06	0,0316	0,177	0,714
	Салон капітана	0,356	0,239	0,208	0,084	0,06	0,056	0,262	1,325
	Каюта лоцмана	0,170	0,096	0,104	0,084	0,06	0,0314	0,177	0,722

5.1.2 Розрахунок сумарної кількості тепла

Зробимо розрахунок сумарної кількості тепла, що знаходить у надбудову судна.

Палуба А

$$Q_{\text{Пал А}} = Q_{\text{Ізол}} + Q_{\text{Амб}} \cdot \sum Q \text{ кВт}$$

де $\sum Q$ - кількість тепла, що надійшло до кают рядового складу.

Враховуючи той факт, що частина кают мають однакову площу огорожуючи переборок і розташування в надбудові судна отримаємо що:

$$Q_1 = Q_2 = Q_7 = Q_8 = 0,647 \text{ кВт}$$

$$Q_3 = Q_6 = 0,673 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = Q_5 = 0,604 \text{ кВт}$$

тоді:

$$Q_{\text{Пал А}} = 0,738 \cdot 0,695 \cdot 0,647 + 4 \cdot 0,673 + 2 \cdot 0,604 - 2 = 6,57 \text{ кВт}$$

Палуба Б

$$Q_{\text{Пал Б}} = Q_{\text{ідал}} + Q_{\text{кам.с}} + Q_{\text{сал}} \cdot \sum Q_n \text{ кВт}$$

Розташування кают на даній палубі таке ж, як і на палубі А. Внаслідок цього кількості тепла, що знаходить до кают буде рівна кількості тепла кают на палубі А.

$$Q = 7,5 \cdot 5,49 \cdot 3,76 \cdot 6,57 = 23,32 \text{ кВт};$$

Палуба В

$$Q_{\text{ПАЛ В}} = 4 \cdot Q_{4 \text{ мех}} + 2 \cdot Q_{2 \text{ мех}} + Q_{2 \text{ пам}} ;$$

$$Q_{\text{ПАЛ В}} = 4 \cdot 0,647 + 2 \cdot 1,284 + 0,784 = 6,656 \text{ кВт};$$

Сумарна кількість тепла

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{Пал А}} + Q_{\text{Пал Б}} + Q_{\text{Пал В}} + Q_{\text{Пал Г}} ;$$

$$Q_{\text{заг}} = 6,57 + 23,32 + 6,656 + 8,591 = 45,13 \text{ кВт.}$$

Розрахунок кількості вологи, яка надходить у надбудову судна

Палуба А

$$W_{\text{Пал А}} = W_{\text{Ізол}} + W_{\text{Амб}} + 4 \cdot W_1 + 2 \cdot W_3 + 2 \cdot W_4 \text{ кг/год.}$$

$$W_{\text{Пал А}} = 0,25 + 0,258 + 4 \cdot 0,237 + 2 \cdot 0,245 + 2 \cdot 0,221 = 2,388 \text{ кг/год.}$$

Палуба Б

$$W_{\text{Пал Б}} = W_{\text{Ід}} + W_{\text{Ком}} + W_{\text{Сал}} + W_{\text{Кают}} \text{ кг/год.}$$

$$W_{\text{Пал Б}} = 4,514 + 3,42 + 2,3 + 1,88 = 12,11 \text{ кг/год.}$$

Палуба В

$$W_{\text{Пал В}} = 4 \cdot W_{\text{мех}} + 2 \cdot W_{\text{мех}} + W_{2 \text{ ком}} \text{ кг/год.}$$

$$W_{\text{Пал В}} = 4 \cdot 0,237 + 2 \cdot 0,361 + 0,253 = 1,923 \text{ кг/год.}$$

Палуба Г

$$W_{\text{Пал Г}} = W_{\text{Стр.пом.}} + 2 \cdot W_{\text{Стр.мех.}} + W_{\text{Сер.}} + W_{\text{Інт.}} + W_{\text{Сал.кап.}} + W_{\text{Лоц.}} \text{ кг/год.}$$

$$W_{\text{Пал Г}} = 0,537 + 2 \cdot 0,308 + 0,239 + 0,251 + 0,37 + 0,025 = 2,258 \text{ кг/год.}$$

Кількість вологи , яка надходить у надбудову судна

$$W_{\text{заг}} = W_{\text{Пал А}} + W_{\text{Пал Б}} + W_{\text{Пал В}} + W_{\text{Пал Г}} \text{ кг/год;}$$

$$W_{\text{заг}} = 2,388 + 12,11 + 1,923 + 2,258 = 18,68 \text{ кг/год;}$$

5.2 Вибір обладнання системи кондиціонування повітря

5.2.1 Розрахунок основних параметрів компресора

Як відомо, температура забортної води визначає умови відводу теплоти в навколишнє середовище із циклу холодильної машини. При незмінних поверхні конденсатора й витрати охолодної води підвищення її температури збільшує температуру й тиск конденсації, ступінь стиску в компресорі й питому витрату електроенергії на виробіток холоду. Якщо температуру забортної води в розрахунках прийняти нижче дійсної, то підібрана холодильна машина не зможе

забезпечити необхідною кількістю холоду систему кондиціонування й параметри повітря в суднових приміщеннях перевищать комфортні.

Приймаємо значення температури заборотної води $i_{з.Б} = 30^{\circ}\text{C}$. Визначаємо такі температури:

а) води на вході в конденсатор і па виході з нього

$$t_{W_1} = t_{зв} + (2 \dots 3) = 30 + 2 = 32^{\circ}\text{C}$$

$$t_{W_2} = t_{W_1} + (2 \dots 3) = 32 + 2 = 34^{\circ}\text{C}$$

б) конденсації холодоагенту

$$t_k = t_{W_2} + (6 \dots 12) = 34 + 6 = 40^{\circ}\text{C}$$

в) рідкого холодоагенту на виході з конденсатора

$$t_5 = t_k - (1 \dots 5) = 40 - 5 = 35^{\circ}\text{C}$$

г) рідкого холодоагенту перед ТРВ

$$t_{5'} = t_5 - (8 \dots 10) = 35 - 8 = 27^{\circ}\text{C}$$

д) кипіння холодоагенту у випарному апараті $t_n = 5^{\circ}\text{C}$

є) пари холодоагенту на виході з регенеративного теплообмінника

$$t_7 = t_n + 5 = 5 + 5 = 10^{\circ}\text{C}$$

ж) температура пари холодоагенту на вході у компресор

$$t_1 = t_n + 15 + 30 = 5 + 15 = 20^{\circ}\text{C}$$

По прийнятих температурах у діаграмі будується робочий цикл холодильної установки і визначаються параметри холодоагенту у вузлових точках.

Визначаємо питомі величини, що характеризують роботу холодильної установки

а) холодопродуктивність

$$q_0 = i_1 - i_6 = 631 - 425 = 188 \text{ кДж/кг}$$

б) об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{188}{0,05} = 3760 \text{ кДж/кг}$$

в) робота стиску в компресорі

$$I = i_2 - i_1 = 646 - 623 = 23 \text{ кДж/кг}$$

г) теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{v_1} = \frac{188}{23} = 8,1$$

Кількість холодоагенту, що циркулює в системі

$$G_0 = \frac{3,6 \cdot Q_0}{q_0} = \frac{3,6 \cdot 45}{188} = 0,861 \text{ кг/год}$$

де Q_0 - робоча холодопродуктивність компресора, який необхідне; $Q_0 = 45$ кВт

Годинний обсяг пари холодоагенту, що усмоктує компресор

Коефіцієнт подачі компресора

$$V_0 = G_0 \cdot v_1 = 861 \cdot 0,05 = 43 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$\lambda = \left[1 - c \left(\frac{P_k}{P_u} \right) - 1 \right] \cdot \frac{T_u}{T_k} = \left[1 - 0,02 \left(\frac{1,6}{0,6} \right) - 1 \right] \cdot \frac{278}{314} = 0,85,$$

де $c = 0,015 \dots 0,05 = 0,02$ - відносна величина шкідливого простору;

P_k, P_u - тиск конденсації й кипіння холодоагенту, МПа;

T_u, T_k - температура конденсації й кипіння холодоагенту, °K .

Об'ємна продуктивність компресора

$$V_h = \frac{V_0}{\lambda} = \frac{43}{0,85} = 50 \text{ м}^3/\text{год}$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_B = \frac{1 \cdot G_0}{3600} = \frac{23 \cdot 861}{3600} = 5,5 \text{ кВт.}$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії компресора

$$\eta_i = \frac{T_{\text{вып}}}{T_k} \cdot 0,0025 \cdot t_{\text{вып}} = \frac{278}{314} \cdot 0,0025 \cdot 5 = 0,89$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{5,5}{0,89} = 6,1 \text{ кВт.}$$

Потужність механічних витрат у компресорі

$$N_M = \frac{P_{TP} \cdot V_h}{3,6} = \frac{0,05 \cdot 50}{3,6} = 0,69 \text{ кВт},$$

де $P_{TP} = 0,04 \div 0,07 = 0,06$ - умовний тиск тертя.

Потужність на валу компресора

$$N_e = N_i + N_M = 6,1 + 0,69 = 6,79 \text{ кВт},$$

Механічний ККД компресора

$$\eta_M = \frac{N_i}{N_e} = \frac{6,1}{6,79} = 0,89$$

Дійсний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_D = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{45}{6,51} = 7$$

Виходячи з розрахованої холодопродуктивності, вибираємо поршньовий одноступінчатий хладоновий вертикальний безсальниковий компресор.

Таблиця 5.2 - Основні дані компресора

Марка компресора	Кількість циліндрів	Діаметр циліндра, мм	n об/мин	Хід поршня, мм	Холодопродуктивність, кВт	Споживча потужність, кВт
Хладоновий W-подібний	8	67,5	960	50	33	8,0

Компресор має спеціальний пристрій для електромагнітного віджимання всмоктуючих клапанів, що дозволяє як відключати повністю кожен циліндр, так і віджимати всмоктуючі клапани на частини ходу поршня, що забезпечує регулювання продуктивності компресора практично від 0 до 100%. Мастило цих компресорів - примусова за допомогою шестерінчастого насоса і розбризуванням (циліндр, корінні підшипників валу).

5.2.2 Побудова процесу обробки повітря

На судах найпоширенішими є схеми кондиціонування, засновані на застосуванні поверхневих (рекуперативних) теплообмінників - охолоджувачів і нагрівачів повітря, парових зволожувачів і холодильних машин, що забезпечують відвід теплоти від повітря в літньому режимі роботи. Для нагрівання повітря в зимовому режимі використовуються водяна пара або гаряча вода.

Процеси в літньому режимі роботи системи зображені на рисунку 6.2 суцільними лініями. Стан зовнішнього повітря визначається крапками (влітку) і (взимку), а рециркуляційного повітря на вході в кондиціонер – крапками P і P¹. На рециркуляцію повітря забирається звичайно з коридорів, куди попадає із приміщень через жалюзійні й інші ґрати. Крім того, до кондиціонера він надходить через повітропроводи. Тому його температура трохи вище, а взимку нижче температури в приміщеннях, а вологовмістність практично однакові (відрізки NP і N¹P¹ - вертикалі при).

У літньому режимі зовнішнє й рециркуляційне повітря змішуються перед електровентилятором (процеси NO і PO), підігрівається в ньому при стиску (OB) і попадає в повітроохолоджувач (хладоновий або водяний — росольний), середня температура поверхні охолодження якого нижче температури крапки роси для охолоджуваного повітря. Тому процес охолодження й осушення повітря BK1 спрямований у крапку K на лінії насичення.

Повітря, що вийшло з кондиціонера (його температура й відносна вологість залежать від , швидкості повітря й глибини повітроохолоджувача - числа рядів труб по ходу повітря) підігрівається в повітропроводах (процес BP, що відбувається при) і надходить у випускний повітророзподільник.

Таблиця 5.3 - Визначення параметрів у процесі обробки повітря

Позначення крапки	Температура, °С	Віднос. вологість, %	Ентальпія, кДж/кг	Вологовміст, г/кг
Н	35	80	110	30
Р	25	51	51	11
О	28	71	80	19
В	32	62	82	19
К	0	100	10	5
І	5	80	16	5
П	23	56	47	11

Після компоновки і визначення розмірів теплообмінника виконують його перевірочний розрахунок, метою якого є уточнення параметрів повітря і хладоносія на виході.

При виборі повітроохолоджувача повітроохолоджувача або повітрянагрівча, необхідно вибрати і обґрунтувати тип ребристої поверхні і її геометричні характеристики (якщо вони не задані). Оптимальна (економічно вигідна) швидкість набігаючого потоку повітря (у вхідному перетині) для повітроохолоджувачів складає , а масова швидкість повітря у вузькому перетині не повинна бути більше . Верхнє значення швидкості обмежується щоб уникнути інтенсивного віднесення повітрям крапельок вологи з повітроохолоджувача з урахуванням того, що краплеутримувачі при великих швидкостях повітря працюють неефективно, а повітроохолоджувач виходить з великим числом рядів трубок по ходу повітря і має великий аеродинамічний опір.

Виходячи з розрахунку для забезпечення заданої холодопродуктивності вибираємо повітроохолоджувач типу ВФ-19.

Таблиця 5.4 - Повітроохолоджувач суднової системи кондиціонування повітря

Тип повітроохолоджувача	Продуктивність (по повітряю)	Холодопродуктивність кВт	Зовнішня поверхня теплообміну
ВФ-19	0,52	33,3	60

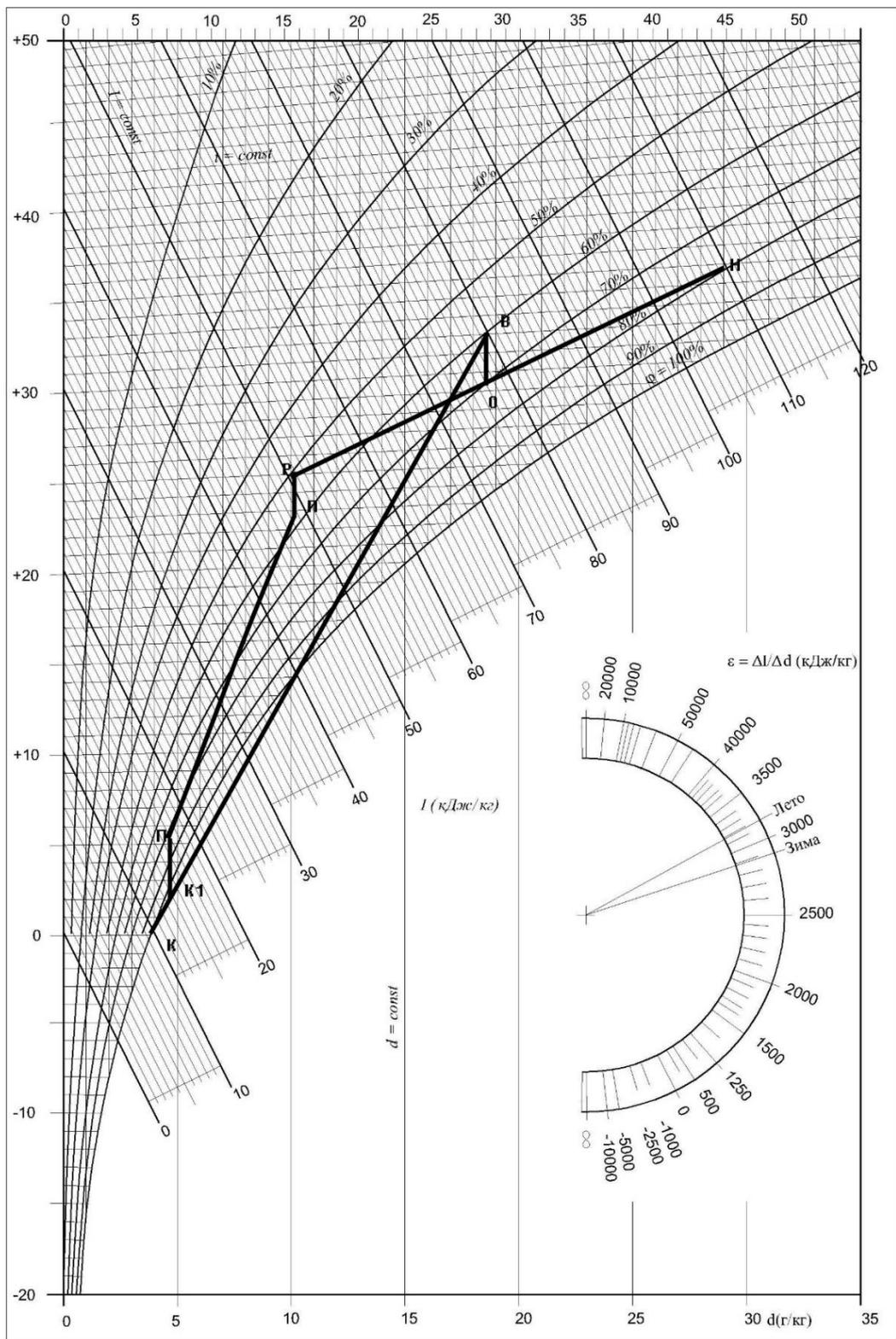


Рисунок 5.2 - Процеси повітрообробки в ССКП

Більшість конденсаторів суднових холодильних машин охолоджуються забортною водою і лише окремі (у агрегатах для охолодження шаф, деякі

контейнери для перевезення швидкопсувних вантажів, в установках кондиціонування суден з відривом від водної поверхні) - повітрям.

На суднах, як правило, застосовують горизонтальні кожухотрубні конденсатори для всіх холодильних агентів з помірним тиском. У них пари холодоагенту подаються зверху на пучок трубок, а конденсат відводиться знизу, вода рухається по трубках, роблячи декілька ходів (від 2 до 12) в загальному напрямі від низу до верху.

З урахуванням розрахунків компресора та повітроохолоджувача вибираємо конденсатор з поверхнею теплообміну .

Таблиця 5.5 - Конденсатор суднової системи кондиціонування повітря

Марка	Поверхня Теплообміну, м ²	Діа метр,	Кільк ість труб	Довжи на труб, м	Кількість ходів, шт.
МКТНР - 16	16	325	90	1,5	4

ВИСНОВКИ

Проведено порівняльний аналіз енергетичних характеристик при умові використання холодильних агентів R134A, R407C, R410A, R507 в інтервалі температур випарювання $-25 \div +5$ °C, який охоплює практично майже весь діапазон роботи суднових холодильних установок, провізійних камер та рефрижераторних контейнерів, впритул наближаючись до режимів роботи холодильних установок, систем комфортного кондиціонування повітря.

Для оцінки теплової ефективності можливо використовувати дійсний холодильний коефіцієнт та дійсний електричний холодильний коефіцієнти. Для оцінки енергетичних затрат на експлуатацію використовується показник ефективної потужності компресора.

По зазначеним показникам аналіз результатів розрахунків показує наступне:

При температурі $t_0 = -25$ °C найбільше значення холодильного коефіцієнту характерне для R410A та R507, а найбільша потуга КМ характерна для R410A, найменша для R404A.

За результатами проведеного аналізу у діапазоні температур випарювання $-25 \div +5$ °C можна зробити такі висновки:

1. За значеннями холодильних коефіцієнтів спостерігається зростання пропорційно зростанню температур випарювання, що повністю відповідає основним теоретичним положенням. Однак для R134A при підвищенні температури випарювання до величини -15 °C швидкість росту холодильного коефіцієнту відчутно зростає, а для R507 вона вища ніж для R407C та R410A.

2. За значеннями ефективної потужності компресора:

-для R134A – в інтервалі температур випарювання $-25 \div -20$ °C спостерігається зниження, потім деякий зріст, а при перевищенні відмітки -15 °C стабільно повільне зниження;

-для R507 можна вважати ефективну потужність в даному діапазоні температур відносно постійною, так як її зміна не перевищує 4 %;

Таким чином, одразу здається, що холодильний агент R507 на основі представлених гістограм має перевагу. Але при виборі пропонуємого до установок наведений підхід прийнятний та може рекомендуватись використання холодильного агенту необхідно враховувати температурний режим роботи установки та простоту проведення операцій ретрофіту.

Так, для температур кипіння близьких до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, для нових холодильних установок безумовно можна рекомендувати до використання R507, але у випадку проведення заміни холодильного агенту в установці, яка вже знаходилась у експлуатації має сенс використання холодильного агенту R134A, у зв'язку з спрощеною процедурою заміни холодильного агенту.

При температурах випарювання, які перевищують $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, можливо рекомендувати до використання холодильний агент R407C, особливо в інтервалі температур $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ÷ $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, однак при цьому необхідно враховувати наявність такого явища, як температурний глайд, який вище ніж у холодильного агенту R410A.

В роботі наведені попередні рекомендації. Тому в цілому, при аналізі необхідно також враховувати тиски у випарниках та у конденсаторах, вартість самих холодильних агентів та вартість холодильного обладнання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білий В.Н., Бузовський В.А. Суднові холодильні установки, системи кондиціонування повітря та їх експлуатація [Текст]: методичні вказівки до виконання курсової роботи. -Одеса: ОНМА, 2010. – 50 с.
2. Безпека та охорона на морі: навчальний посібник / М. О. Колегаєв, Д. Г. Парменова, М. А. Мамкічев, Г. В. Ніколаєва, О. М. Розлуцький, Г. Г. Роман, А. П. Сваричевська, Д. Д. Осадчук. За редакцією професора М. О. Колегаєва. – Одеса: Національний університет «Одеська морська академія», Фенікс. – 2020. – 832 с.
3. Bitzerinternational. Огляд хладагентів. Видання13. Internet address [.www.ykaxolod.com.ua](http://www.ykaxolod.com.ua)
4. Бабакін Б.С., Стефанчук В.І. Альтернативні хладагенти та сервіс холодильних систем на їх основі. - К.: "Колос", 2000.
5. Белозеров Г.А., Медникова Н.М., Кусяйкин Г.А., Немчинова Н.І. Рекомендації по застосуванню хладоносіїв на підприємствах АПК. – К.: «Колос», 2007.
6. Галян І.С., Козьмініх М.А. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. НТЗ Суднові енергетичні установки, Вип. 38, 2019. –С. 54-68.
7. Голіков А.А. Суднові системи кондиціонування повітря повітря. –К.: Наукова думка, 1997. -219 с.
8. Голіков В.А. Наукові основи управління мікрокліматом судна.- Одеса: ОГМА,1999,-321 с.
9. Загоруйко В.А., Голіков А.А. Суднова холодильна техніка. –К.: Наукова думка, 2000. -607 с.
10. Іщенко В.М., Брайковська Н.С., Щербіна Ю.В. Методичні підходи до ефективного використання альтернативних холодильних агентів в холодильному обладнанні рефрижераторного рухомого складу. Збірник

наукових праць ДУПТ: серія «Транспортні системи і технології, Вип. 33, Т.1, 2019. – С. 202-212.

11. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С., Василець Д.І. Суднові системи кондиціонування повітря та їх технічна експлуатація. Навчальний посібник – Одеса: НУ «ОМА», 2019.- 91с.
12. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С., Шестопапов К.О..Управління судновими холодильними установками. Навчальний посібник – Одеса: НУ «ОМА», 2023.- 124 с.
13. Конопелько Г.І., Кургузов С.С., Махін В.П. Охорона життя на морі: Підручник для вузів. -М.: Транспорт, 1990. -270с.
14. Колегаєв М.О., Іванов Б.М., Басанець М.Г. Під редакцією В.В. Пономаренка. Безпека життєдіяльності і виживання на морі: Навч. посібн./Одеська нац. морська академія. – Одеса, 2007. – 352с.
15. Ліпа А.І. Кондиціонування повітря. Основи теорії. Сучасні технології обробки повітря. – Одеса: ОДАХ, 2010. – 607 с.
16. «Международный кодекс по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения (Международный кодекс по управлению безопасностью — МКУБ)».
17. Международный кодекс по охране судов и портовых средств и Поправки 2002 года к Конвенции СОЛАС. – Международная морская организация. -Лондон, 2003. – 180 с.
18. Правила технічної експлуатації суднових технічних засобів. РД 31.21.30-83.-М.:В/О «Мортехінформреклама»,1984. -388с.
19. Правила технічної експлуатації суднових технічних засобів. РД 31.21.30-83. -М.: В/О «Мортехінформреклама», 1984. -388с.
20. Онищенко О.А. Василець Д.І., Козьмініх М.А., Мацкевич В.С. Особливості функціонування, розрахунку та проектування суднових систем комфортного кондиціонування повітря. East European Scientific Journal, Том 3, Номер 8 (60), С.

21. Ольшамовський В.С. Козьмініх М.А. Удосконалення суднових систем вентиляції та комфортного і технологічного кондиціонування повітря, Вчені записки таврійського національного університету імені В.І. Вернадського, Том 31, Номер 1, 2020 С 131-134
22. Харлампіді Д.Х., Братута Е.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г. Еколого-енергетичні аспекти переводу діючих холодильних машин та теплових насосів на сучасні холодоагенти. – Харків, 2012.