

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему Дослідження процесу утилізації теплоти головного двигуна рефрижераторного судна при перевезенні продуктів під час воєнного стану.

(назва кваліфікаційної роботи згідно наказу ОНТУ)

Здобувача Калюжний І. В.
(прізвище, ініціали)
2 курсу ХМ-161М групи
Керівник доц. Подмазко О.С.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: доц. каф. ХУ і КП Жихарєва Н.В.
доц. каф. ХУ і КП Піщанська Н.О.
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 1 грудня 2023р., протокол № 6

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

Одеса – 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти Магістр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри М.Г. Хмельнюк

«1» вересня 2023 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Калюжного Ігоря Віталійовича

- 1.Тема роботи Дослідження процесу утилізації теплоти головного двигуна рефрижераторного судна при перевезенні продуктів під час воєногостану. Затверджена наказом академії від 31.08.2023 р. наказ № 486-03
- 2.Термін здачі здобувачем закінченої роботи 10.12.2023 р.
- 3.Вихідні дані роботи: Прототипом судна для моєї дипломної роботи буде рефрижераторне судно Kyokuyo Shipyard, Довжина: 150 метрів, Ширина: 22 метри, Опад: 7 метрів, Висота борту: 15 метрів, Валова місткість: 14000 тонн, Об'єм трюмів: 4480 кубічних метрів, Кількість трюмів: 5
- 4.Перелік питань, які потрібно розробити: Вступ.1. Вибір прототипу судна. 2. Розрахунок допоміжних систем судна; 3. Утилізація теплоти від судового двигуна за допомогою теплового насосу 4. Розрахунок елементів парогенератора. 5. Порівняльний аналіз роботи ТН на різних холодильних агентах. 6. Економічна частина. 7. Охорона праці. 8. Цивільний захист. 9. Висновки. 10. Список літератури
- 5.Перелік графічного матеріалу (з точним зазначення обов'язкових креслень): креслення головного двигуна судна. Схема СГУТ ГД. Принципова схема судового утилізаційного теплового насосу. Цикл тепло насосної ХУУНТ у тепловій H-P та S-T-діаграмі.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Піщанська Н.О., доц. ХУ і КП	01.09.2023 р.	15.11.23р.

Цивільний захист	Піщанська Н.О., доц. ХУ і КП	01.09.2023 р.	20.11.23р.
Економічна частина	Жихарєва Н.В., доц. ХУ і КП	01.09.2023 р.	25.11.23р.

7.Дата видачі завдання

01.09.2023 р.

Керівник

Подмазко Олександр Степанович

Завдання прийняв до виконання

Калюжний Ігор Віталійович

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Прим.
1	Вступ. Вибір прототипу судна. Розрахунок допоміжних систем судна	20.09.2023 р.	
2	Утилізація теплоти від суднового двигуна за допомогою теплового насосу	15.10.2023 р.	
3	Порівняльний теоретичний аналіз двоступеневої холодильної машини малої продуктивності на різних холодоагентах	30.10.2023 р.	
4	Розрахунок елементів парогенератора (Компресор для ТН; Тепловий розрахунок конденсатора; Тепловий розрахунок випарника). Порівняльний аналіз роботи ТН на різних холодильних агентах	10.11.2023 р.	
5	Охорона праці. Економічна частина	15.11.2023 р.	
7	Цивільний захист	20.11.2023 р.	

Здобувач-дипломник

Калюжний Ігор Віталійович

Керівник роботи

Подмазко Олександр Степанович

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

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

Здобувач-дипломник

Калюжний Ігор Віталійович

АНОТАЦІЯ

Виконавець: магістр ХМ-161М групи Калюжний Ігор Віталійович

Керівник: доцент, кандидат технічних наук Подмазко О.С.

Тема дипломної роботи: «Дослідження процесу утилізації теплоти головного двигуна рефрижераторного судна при перевезенні продуктів під час воєнного стану.»

Дипломна робота: 81 с. Рис.: 18; Таб: 8; Літ. Джерел: 9.

Мета роботи: Провести дослідження процесу утилізації тепла головного двигуна рефрижераторного судна при перевезенні продуктів під час воєнного стану. У цій роботі було розглянуто методи утилізації тепла головного двигуна за допомогою різних методів. За допомогою утилізаційного котла та за допомогою теплового насоса. Були докладно розглянуті переваги та недоліки кожного з варіантів. Також було проведено порівняльний аналіз холодильних агентів, для теплового насоса, як приклад були обрані R11, R21, R113, R124, R123, R141б. Серед них був обраний найкращий виходячи з необхідних параметрів висунутих для холодильних агентів, що використовуються на судах. Так само була визначена ефективність кожного з методів у певних умовах та залежність ефективності від змін у роботі головного двигуна. Було проаналізовано вплив на загальну судову витрату палива та різниця у забрудненні навколишнього середовища при використанні кожної із систем та були запропоновані рекомендації щодо використання кожної системи.

Ключові слова: ХОЛОДИЛЬНИЙ АГЕНТ, ТЕПЛОВИЙ НАСОС, УТИЛІЗАЦІЙНИЙ КОТЕЛ, УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА

					Дослідження процесу утилізації теплоти головного двигуна		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Калюжний І.В.				Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірив	Подмазко О.С.					4	81
Реценз.					Пояснювальна записка ОНТУ <i>гр. ХМ- 161М</i>		
Н. Контр.							
Затверд.							
					КРМ.ХУіКП.1.486-03.2.14		

ANNOTATION

Performer: master of the GM-161M group Kalyuzhny Ihor Vitaliyovych

Supervisor: associate professor, candidate of technical sciences Podmazko O.S.

Topic of the thesis: "Research of the process of utilization of the heat of the main engine."

of a refrigerated vessel when transporting products during wartime

state »

Thesis: 81 p. Fig.: 18; Tab: 8; summer sources: 9.

The purpose of the work: to conduct a study of the heat utilization process of the main engine of a refrigerated ship during the transportation of products during martial law. In this work, the methods of heat utilization of the main engine were considered using different methods. With the help of a recovery boiler and with the help of a heat pump. The advantages and disadvantages of each option were considered in detail. A comparative analysis of refrigerants was also conducted for the heat pump, R11, R21, R113, R124, R123, R141b were chosen as an example. Among them, the best was chosen based on the necessary parameters proposed for refrigerants used on ships. The efficiency of each of the methods in certain conditions and the dependence of efficiency on changes in the operation of the main engine were also determined. The impact on the ship's total fuel consumption and the difference in environmental pollution when using each of the systems was analyzed and recommendations for the use of each system were proposed.

Keywords: REFRIGERANT, HEAT PUMP, DISPOSAL BOILER, HEAT DISPOSAL

					КРМ.ХУіКП.1.486-03.2.14	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

ВСТУП	4
1. Вибір прототипу судна	6
2. Розрахунок допоміжних систем судна	7
2.1 Вибір типу головного двигуна та визначення потужності.....	7
2.2. Обґрунтування вибору головного двигуна	8
2.3. Опис конструкції обраного двигуна	8
2.4 Паливна система двигуна	11
2.5. Масляна система двигуна	12
2.6 Система стиснутого повітря	14
2.7 Судова електростанція.....	15
2.8 Судові потреби в парі	17
2.9 Утилізаційний котел	19
3. Утилізація теплоти від суднового	31
двигуна за допомогою теплового насосу	31
3.1. Вибір і обґрунтування початкових даних до розрахунку циклу	34
3.2. Методика розрахунку циклу.....	38
3.3. Аналіз результатів розрахунку циклу	42
4. Розрахунок елементів парогенератора	44
4.1.Компресор для ТН.....	44
4.2. Тепловий розрахунок конденсатора	46
4.3. Тепловий розрахунок випарника	51
5. Порівняльний аналіз роботи ТН на різних холодильних агентах	53
6. Економічна частина	57
ПОКАЗНИКИ	59
Варіанти технології	59
7. Охорона праці	61
8.Цивільний захист	68
9. Висновки	80
Перелік використаної літератури	81

ВСТУП

Експлуатація СЕУ істотно відрізняється від експлуатації її головних і допоміжних елементів: вона формується на їх базі, але основу і змісту складають питання взаємодії елементів комплексів СЕУ і вивчення практичного досвіду, узагальненого в Правилах технічної експлуатації суднових технічних засобів.

Одним з реальних шляхів підвищення економічності СЕУ є утилізація теплових втрат різних середовищ, що відводять теплоту від ГД. У суднових дизелях в ефективну роботу перетвориться лише частина теплоти, що виділяється при згорянні палива, все інше складають втрати. З них частина теплоти відноситься газами, що відходять (ВГ), частина теплоти розсіюється безпосередньо через елементи двигуна, а частина передається в систему охолодження і змащення (в прісну воду і мастило).

Утилізація теплоти ВГ ГД в системах глибокої утилізації теплоти (СГУТ), де як робоче тіло використовується вода, може вважатися традиційним напрямом зниження сумарної витрати палива в СЕУ з ДВЗ. Вона орієнтована на повне або часткове забезпечення суднових споживачів тепловою і електричною енергією на превалюючих за тривалістю ходових режимах.

Підвищення паливної економічності сучасних суднових дизелів (найекономічніші моделі мають ефективний ККД до 55 % і питому ефективну витрату палива до 152 г/(кВт·годину) при використанні умовного палива з питомою теплотою згорання 42700 кДж/кг) супроводиться перерозподілом статей теплового балансу, зокрема, зменшенням втрат теплоти з ВГ при одночасному зростанні частини теплоти, що відводиться в охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Стає скрутним одночасне забезпечення парою як підігрівачів різних середовищ на судні, так і парового утилізаційного турбогенератора (УТГ), що приводить до необхідності використання в ходовому режимі ДК. Опрацювання схем СГУТ з використанням УТГ

стосовно конкретних типів суден транспортного флоту показують, що потреби в електроенергії на ходовому режимі повністю не забезпечуються.

Проте, не дивлячись на впровадження на судах транспортного флоту високо економічних МОД, повну відмову від СГУТ не можна вважати доцільною, оскільки їх використання дозволяє додатково знизити витрати палива в СЕУ на 10...20 %. Оскільки потреба в гарячій воді на судні незначна, доцільно утилізувати тепловий потенціал джерел вторинних теплових ресурсів ГД для вироблення пари або електроенергії.

1. Вибір прототипу судна

Прототипом судна для моєї дипломної роботи є рефрижераторне судно Куокуйо Shipyard. Це судно призначене для транспортування вантажів, що швидко псуються, таких як морепродукти, м`ясо, фрукти та овочі, забезпечуючи їх збереження під час тривалих переходів і підтримуючи необхідні температурні режими.

Основні характеристики рефрижераторного судна:

Довжина: 150 метрів

Ширина: 22 метри

Опад: 7 метрів

Висота борту: 15 метрів

Валова місткість: 14000 тонн

Об`єм трюмів: 4480 кубічних метрів

Кількість трюмів: 5

Регіон плавання: судно спроектоване для роботи у міжнародних водах, включаючи тропічні та помірні кліматичні зони, з можливістю адаптації до плавання у полярних регіонах.

Швидкість: судно здатне розвивати швидкість до 20 вузлів,

Тип головного двигуна: дизельний двигун з електронним керуванням, що забезпечує оптимальне поєднання потужності, економічності та екологічності.

Ці дані вибрано лише для цієї роботи і можуть не відповідати дійсності.

2. Розрахунок допоміжних систем судна

2.1 Вибір типу головного двигуна та визначення потужності

Для визначення необхідної потужності двигуна я використовуватиму формулу адміралтейства яка виглядає так:

$$P=D*VK$$

де:

P - потужність у кінських силах (к.с.),

D - водотоннажність в тоннах,

V - швидкість в метрах за секунду,

K - коефіцієнт Адміралтейства.

Тепер використовуємо наші значення:

$$P = 10500 * 10.283500$$

$$P = 10500 * 1088.55500$$

$$P = 11429275500$$

$$P = 22858.55 \text{ к.с.}$$

Таким чином, необхідна потужність двигуна за розрахунками становить 22858.55 кінських сил. Але я пропоную обрати потужніший двигун з наступних причин:

1. Судно може зіткнутися з несприятливими погодними умовами чи морськими течіями, які вимагатимуть додаткової потужності підтримки швидкості.
2. Велика потужність забезпечує кращу маневреність судна, особливо важливу при заході в порти та маневруванні в обмежених водних просторах.
3. Згодом двигун може втрачати потужність через знос, тому наявність початкового запасу потужності допоможе підтримувати необхідні характеристики протягом усього терміну служби судна.
4. Двигуни, що працюють не на повну потужність, можуть бути більш економічними в плані витрати палива, оскільки оптимальна робоча точка двигуна часто не збігається з максимальною потужністю.

5. Якщо в майбутньому планується збільшення вантажопідйомності судна або зміна його конструкції, яка потребуватиме додаткової потужності, наявність такого запасу дозволить уникнути необхідності заміни двигуна.

2.2. Обґрунтування вибору головного двигуна

Для цього судна виходячи з його характеристик, я пропоную обрати - Двотактний низькооборотний дизельний двигун з турбонаддувом та прямим упорскуванням палива.

Модель двигуна: MAN B&W 6G70ME-C9.5. Цей двигун має потужність, яка може змінюватись в залежності від налаштувань, але для наших цілей ми можемо вибрати конфігурацію, яка забезпечить 25000 кінських сил.

Причини вибору:

Потужність та ефективність: Цей двигун здатний забезпечити необхідну потужність для підтримки швидкості 20 вузлів, при цьому має один з кращих показників ефективності палива у своєму класі.

Надійність: MAN B&W відомі своєю надійністю та довговічністю, що критично важливо для суден, що працюють у віддалених районах.

Екологічні стандарти: Двигун відповідає останнім вимогам ІМО щодо скорочення викидів, включаючи Tier III NOx.

Сервіс та підтримка: MAN має велику мережу сервісних центрів по всьому світу, що забезпечує доступність запчастин та технічної підтримки.

Адаптивність: Двигун може бути адаптований для використання різних видів палива, включаючи низькосірчисте паливо та скраплений природний газ (ЗПГ), що робить його гнучким в експлуатації та майбутніх модернізаціях.

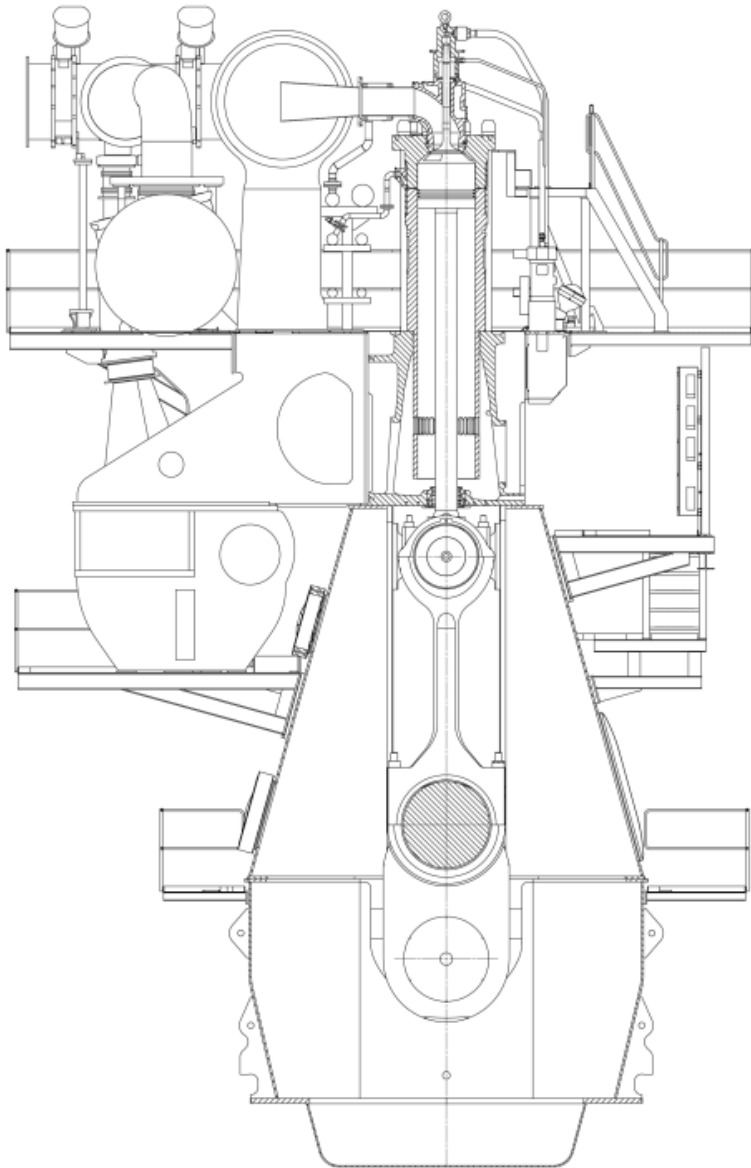
2.3. Опис конструкції обраного двигуна

Двигун MAN B&W 6G70ME-C9.5 мал.1 відноситься до сімейства двотактних дизельних двигунів з електронним керуванням, розроблених компанією MAN Energy Solutions. Ці двигуни широко використовуються в морській індустрії завдяки їхній високій ефективності, надійності та відповідності суворим екологічним стандартам.

Конструктивні особливості двигуна MAN B&W 6G70ME-C9.5:

1. Кількість циліндрів: Як показує модель 6G70ME-C9.5, двигун має 6 циліндрів. Кількість циліндрів впливає на загальну потужність і крутний момент двигуна.

2. Тип циклу: Двотактний, що означає, що робочий цикл (впуск, стиснення, робочий хід і випуск) виконується за два рухи поршня або один оберт колінчастого валу.
3. Система упорскування палива: Електронне управління упорскуванням палива забезпечує оптимізацію процесу згоряння, що сприяє покращенню паливної ефективності та зниженню викидів.
4. Турбонаддув: Двигун оснащений системою турбонаддува, яка збільшує потужність за рахунок подачі більшої кількості повітря у циліндри.
5. Система мастила: Централізована система мастила забезпечує надійну роботу двигуна, знижуючи зношування та збільшуючи термін служби компонентів.
6. Матеріали: Деталі двигуна, такі як поршні, циліндрові втулки та колінчастий вал, виготовлені з високоміцних сплавів, здатних витримувати високі температури та тиску.
7. Система охолодження: Охолодження циліндрів та інших критично важливих компонентів забезпечується циркуляцією охолоджуючої рідини, що запобігає перегріву.
8. Управління та моніторинг: Сучасні системи управління та моніторингу дозволяють оператору судна контролювати роботу двигуна та швидко реагувати на будь-які зміни в його роботі.
9. Екологічні стандарти: Двигун відповідає міжнародним екологічним стандартам, включаючи MARPOL Annex VI та IMO Tier III, що робить його придатним для експлуатації у різних регіонах, включаючи полярні води.
10. Потужність: З урахуванням необхідної потужності в 22858.55 кінських сил цей двигун здатний забезпечити достатню тягу для підтримки швидкості в 20 вузлів і хорошу маневреність судна.



Мал. 1 - судовий двигун MAN B&W 6G70ME-C9.5

2.4 Паливна система двигуна

Система містить у собі сепаратори важкого і дизельного палива, парові паливопідігрівники, відстійні і видаткові цистерни важкого і дизельного палива, фільтри тонкого та грубого очищення.

Обсяг відстійної цистерни визначається з умови забезпечення роботи ГД без підкачування протягом 24 годин

$$V_{omc} = \frac{0,172 \times 16500 \times 24}{950} = 71,69 \text{ кВт}$$

де $g_e = 0,172 \text{ кг/(кВт/год)}$ - питома витрата палива;

$N_e = 16500 \text{ кВт}$; - потужність

$g_T = 0,95 \text{ г/см}^3$ - питома вага палива.

Тому що прийомний пристрій не допускає потрапляння відстояного палива в прийомний паливний трубопровід, місткість відстійної цистерни має бути збільшена на 5 м^3 .

$$V_{omc} = 76,69 \text{ м}^3.$$

Припускаємо встановлення на судні двох цистерн для зберігання важкого палива. Місткість видаткових цистерн важкого палива повина бути не менш половини місткості відстійної.

Приймаємо до встановлення видаткової цистерни важкого палива обсягом:

$$V_p = V_{omc} / (0,6 , 0,7) = 37,58 / 0,7 = 53,68 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливних сепараторів визначимо з умови сепарації добової витрати палива за 12 годин.

$$Q = \frac{24 \times g \times N_e}{\tau} = \frac{24 \times 0,172 \times 16500}{12} \text{ м}^3 = 5,67 \text{ Т/год}$$

$$\frac{Q}{\gamma} = \frac{5,67}{0,95} = 5,96 \text{ Т/год}$$

Виходячи з продуктивності, підбираємо типи і кількість стандартних сепараторів. З міркувань потреб судна рекомендуємо до встановлення 2 сепаратори марки Alfa-LavalPDS8000-B2543, продуктивністю $8 \text{ м}^3/\text{год}$. Цей сепаратор є самоочисним і має систему автоматичного керування процесами

очистки палива. Додатково рекомендуємо до встановлення один сепаратор дизельного палива. Рекомендуємо до встановлення видаткову цистерну дизельного палива з урахуванням можливих витрат дизельного палива на ДГ і на ГД місткістю 40 м³.

Обирання насоса проводимо за умови заповнення відстійної цистерни за 1-2 години.

$$Q = \frac{V}{(1 \div 2)} = \frac{76,69}{(1 \div 2)} = 38,34 \div 76,69 \text{ кВт}$$

Приймаємо до встановлення одного паливного насоса продуктивністю 40 м³/год при напорі 40 м.в.ст. Насос може також перекачувати дизельне паливо. Потужність, споживана насосом

$$N_{\text{нас}} = \frac{Q \times H \times \gamma}{\eta \times 3600 \times 0,172} = \frac{40 \times 40 \times 950}{0,7 \times 3600 \times 0,172} \approx 3,5 \text{ кВт}$$

2.5. Масляна система двигуна

Масляна система двигуна складається з таких частин як: відстійні цистерни мастила для головного і допоміжного дизелів, цистерни для турбінного, компресорного та інших мастил.

Продуктивність циркуляційного масляного насоса визначається за допомогою наступної формули:

$$Q_{\text{пн}} = \frac{q_{\text{тр}}}{c_m t_m} = \frac{36,2 \times 10^4}{1,9 \times 7 \times 1000} = 27,27 \text{ м}^3/\text{год}$$

де $q_{\text{тр}}$ – теплота тертя відведена мастилом, яка, згідно з формулою:

$$\begin{aligned} q_{\text{тр}} &= 0,4 \times 632 \times N_e \times \left(\frac{1}{\eta_n - 1} \right) = 0,4 \times 632 \times 16500 \times \left(\frac{1}{0,92} - 1 \right) \\ &= 36,2 \times 10^4 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

$c_m = 1,67$, $2,1$ кДж/(кг×град) - теплоємність мастила;

$t_m = (5 \% 9)^\circ\text{C}$ - різницю температур на вході і виході з двигуна.

З огляду на важливу роль, що грає система в забезпеченні живучості судна, дійсну продуктивність насоса приймаємо за даними практики.

$$Q_{ц.н.} = 40 \text{ м}^3/\text{ч} = 60 \text{ м вод.ст.}$$

Установлюємо два насоса шестерного типу.

Потужність, споживана насосом.

$$N_{цн} = \frac{QH\gamma}{h \cdot 3600 \cdot 102} = \frac{40 \cdot 60 \cdot 904}{0,6 \cdot 3600 \cdot 102} = 9,84 \text{ кВт}$$

Обсяг (м^3) цистерни циліндрового масла для ГД визначається за формулою:

$$V_{цист} = Q / z = 40/6 = 6,6 \text{ м}^3$$

де $z = 5 \text{ \% } 8$ - кратність циркуляції.

Поверхня охолодження масло охолоджувачів:

$$F_{МО} = \frac{g_M}{k \Delta t_{CP}} = 14,06 \text{ м}^2$$

де Δt_{CP} - середня різниця температур масла і води в охолоджувачі;

$$\Delta t_{CP} = \frac{(t'_M - t''_M) - (t'_{ЗВ} - t''_{ЗВ})}{2} = 7,5^\circ \text{C}$$

де $t'_M = 45 \dots 55^\circ \text{C}$ і $t''_M = 33 \dots 35^\circ \text{C}$ – температура масла відповідно перед та за маслоохолоджувачем;

$t'_{ЗВ} = 28 \dots 30^\circ \text{C}$ і $t''_{ЗВ} = 33 \dots 35^\circ \text{C}$ - температура забортної води перед та за маслоохолоджувачем;

k – коефіцієнт теплопередачі від масла до холодної води.

Загальний коефіцієнт теплопередачі від масла до холодної води залежить від швидкості руху води й масла, матеріалу та ступеня забруднення трубок, характеру руху води й масла, характеру руху теплообмінних рідин та ін. У звичайних трубчастих маслоохолоджувачах $k = 175 \dots 350 \text{ кДж/м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$, а при наявності в них додаткових пластинчатих чи дровових турбулізаторів $k = 955 \dots 1300 \text{ кДж/м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Приймаємо до установки два масло охолоджувача з поверхнею охолодження $F = 50 \text{ м}^2$ кожен.

Продуктивність маслоперекачуючого насоса повинна бути достатньою для подачі масла з цистерн основного запасу в циркуляційні протягом $\tau_{\text{мпн}} = 0,5 \dots 1,0$ год. при напорі $0,2 \dots 0,3$ МПа. Насоси масляної системи гвинтові чи шестерні.

Продуктивність мастилоперекачувального насоса повинна забезпечувати подачу мастила з цистерни основного запасу в циркуляційну за $\tau = 0,5, 1$ год.

$$Q_{\text{min}} = \frac{V_{\text{цист}}}{\tau} = \frac{6,6}{0,5} = 13,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймаємо до установки мастилоперекачувальний насос шестеренного типу, продуктивністю $15 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі 40 м вод. ст.

Потужність насоса розраховується за формулою:

$$N_{\text{мпн}} = \frac{Q \times H \times \gamma}{\eta \times 3600 \times 102} = \frac{13,3 \times 40 \times 908}{0,6 \times 3600 \times 102} = 2,19 \text{ кВт}$$

Продуктивність масляного сепаратора:

$$Q_{\text{мс}} = \frac{V_{\text{цист}}}{\tau} = \frac{6,6}{3} = 2,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\tau = 3, 8$ годин - час сепарації всієї олії.

Рекомендуємо до встановлення сепаратор фірми Alfa-Laval, типу PDSD продуктивністю $0,3 \text{--} 4,5 \text{ м}^3/\text{год}$.

2.6 Система стиснутого повітря

У систему стиснутого повітря входять компресори, балони стиснутого повітря, повітряні трубопроводи, головні пусковий клапан, повітророзподільник і пускові клапани робочих циліндрів. Крім того, СЭУ обладнана двома балонами стиснутого повітря для дизель генераторів і побутових нестатків.

Споживаний обсяг стиснутого повітря для " n " пусків ГД

$$V_{\epsilon} = nk 0.785 D_{\epsilon}^2 Si,$$

де $i = 6$; $D_{\epsilon} = 0,7$ м; $S = 2$ м; $n^3 12$ - мінімальна кількість пусків, що повинна забезпечувати система; $k = 3, 10$ - питома витрата повітря в м^3 на 1 м^3 обсягу, описуваного поршнем.

$$V_{\epsilon} = 12 \times 3 \times 0,785 \times 0,7^2 \times 2 \times 6 = 166,16 \text{ м}^3.$$

Необхідний обсяг балонів

$$V_{\epsilon} = \frac{V_{\text{в}}}{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}} = \frac{116,66}{36 - 12} = 4,86 \text{ м}^3$$

де $P_{\text{max}} = 36 \text{ кг/см}^2$ - максимальний тиск продувного повітря;

$P_{\text{min}} = 12 \text{ кг/см}^2$ - мінімальний тиск пускового повітря.

Установлюємо на судні два балони ємністю $V_{\epsilon} = 20,5 \text{ м}^3$ з тиском $P_{\epsilon} = 3,0 \text{ МПа}$.

Продуктивність компресора пускового повітря повинна забезпечувати заповнення пускових балонів протягом 1 години від $0,5 \text{ МПа}$ до P_{max} .

$$Q_{\kappa} = V_{\epsilon} (P_{\text{max}} - 0,5) = 6,92 (36 - 0,5) = 245,66 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо до установки на судно два компресори поршневого типу продуктивністю $250 \text{ м}^3/\text{год}$ і напором 4 МПа .

2.7 Судова електростанція

На кожному судні є чисельні споживачі електричної енергії. Навантаження суднової електростанції на будь-яких режимах рідко залишається стабільним через не регулярне вмикання автоматичних механізмів (насоси, пневмо цистерни прісної і забортної води, повітряні компресори, холодильні установки, електрогідравлічні насоси рульової машини і ВРШ) і побутових споживачів.

Потреба транспортних суден в електроенергії істотно залежить від типу судна, потужності ГД, району плавання та інших факторів. Середньо

статистичне навантаження суднової електростанції на ходовому режимі можна визначити за наближеною формулою, кВт ,

$$D_{el} = 120 + 0,028N_e, \text{ кВт}$$

$$D_{el} = 120 + 0,2816500, D_{el} = 4740 \text{ кВт}$$

Максимальне навантаження суднової електростанції для літнього режиму (при одночасній роботі систем кондиціонування повітря , вентиляції, камбуза, суднових господарських установок, радіо навігаційних пристроїв деяких епізодичних споживачів) можна розрахувати за формулою, кВт,

$$D_{el}^{max} = 120 + 0,031N_e, \text{ кВт}$$

$$D_{el}^{max} = 120 + 0,031 * 16500 = 5235, \text{ кВт}$$

На всіх судах з дизельними установками в якості основних і аварійних генераторів електричної енергії застосовують дизель-генератори. Широке застосування дизель-генераторів на судах пояснюється наступними їх перевагами перед іншими типами генераторів:

- високою готовністю до пуску і прийому навантаження;
- високим ККД двигуна - дизеля;
- високим ступенем автоматизації;
- широкою номенклатурою виготовляємих промисловістю ДГ;
- доброю ремонтпридатністю.

До цих переваг за останні роки додалися нові:

- здатність роботи на середньов'язких і високов'язких сортах палива;
- низька відносна маса дизель-генераторів, обладнаних ДВЗ підвищеного форсування.

Сумарна потужність дизель-генераторів має повністю покривати потреби судна в електроенергії. При виборі кількості встановлюваних дизель-генераторів необхідно керуватися тим, що на маневрових режимах роботи допоміжні двигуни повинні бути завантажені на 50 ...60% номінальної потужності, а в ходових режимах необхідно мати один резервний (непрацюючий) дизель-генератор.

Виходячи з вищевикладеного в якості допоміжних двигунів дизель-генераторів обираємо дванадцятициліндровий чотирохтактний 16V32GD фірми «Wärtsilä», в кількості три одиниці.

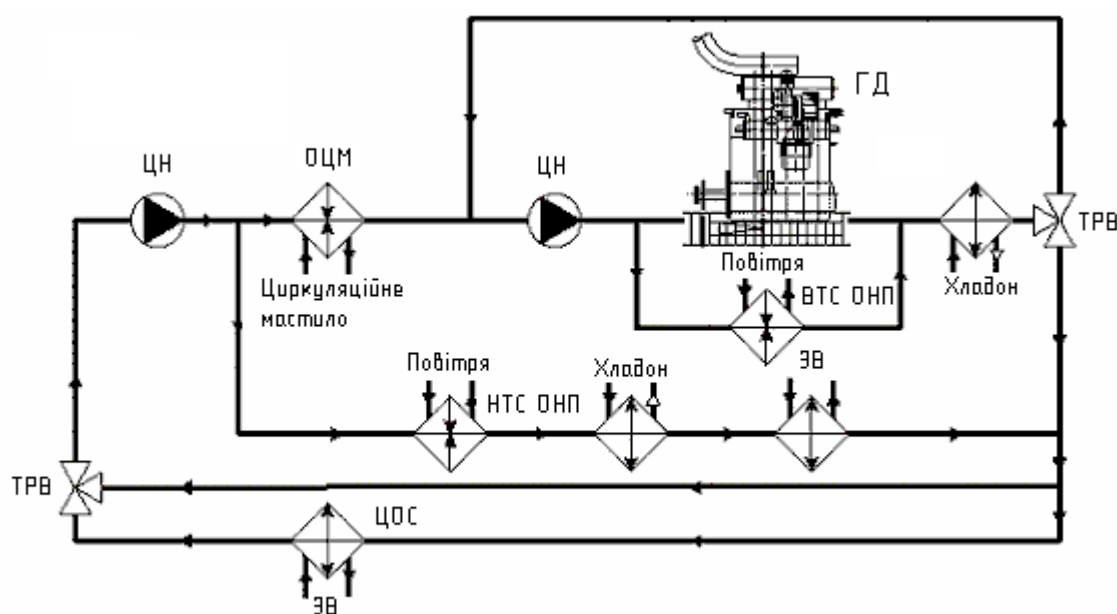
2.8 Судові потреби в парі

Аналіз параметрів судових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи: використовуючи пар низького, середнього і високого тиску, відповідно: 0,3; 0,5 і 0,9 МПа. Перелік основних споживачів теплової енергії на судні та її температурні рівні, що вимагаються, приведені в таблиці 2.1

Таблиця 2.1. Температурні рівні гріючих середовищ і середовищ, що нагріваються, для судового теплообмінного устаткування

Споживачі теплоти	Температура підігріву, °С	Температура гріючого середовища °С	Гріюче середовище	Тиск пари, МПа
1. Підігрівач важкого палива ГД	150	170...180	Пара	0,8
2. Система підігріву цистерн палива, мастила, пропарювання кінгстонних ящиків, підігрівачі води	50...80	80...110	Вода	-
3. Системи опалення, зимового кондиціювання, підігрівачі повітря	20...40	70...140	Вода, пара	до 0,4

4. Господарсько-побутові потреби	–	70...140	Вода, пара	до 0,4
5. Опріснювачі води	–	55...70	Вода	
6. Холодильні абсорбційні установки	–	80...140	Вода, пара	до 0,4



Малюнок 2.1 - Принципова схема охолодження головного двигуна прісною водою

ГД – головний двигун; ЦН – циркуляційний насос; ТРВ - терморегулюючий вентиль; ОЦМ – охолоджувач циркуляційного мастила; ВТС ОНП – високотемпературна секція охолоджувача над дувочного повітря ГД; НТС ОНП – низькотемпературна секція охолоджувача над дувочного повітря ГД; ЦОС – центральний охолоджувач системи охолодження; ЗВ – забортна вода

2.9 Утилізаційний котел

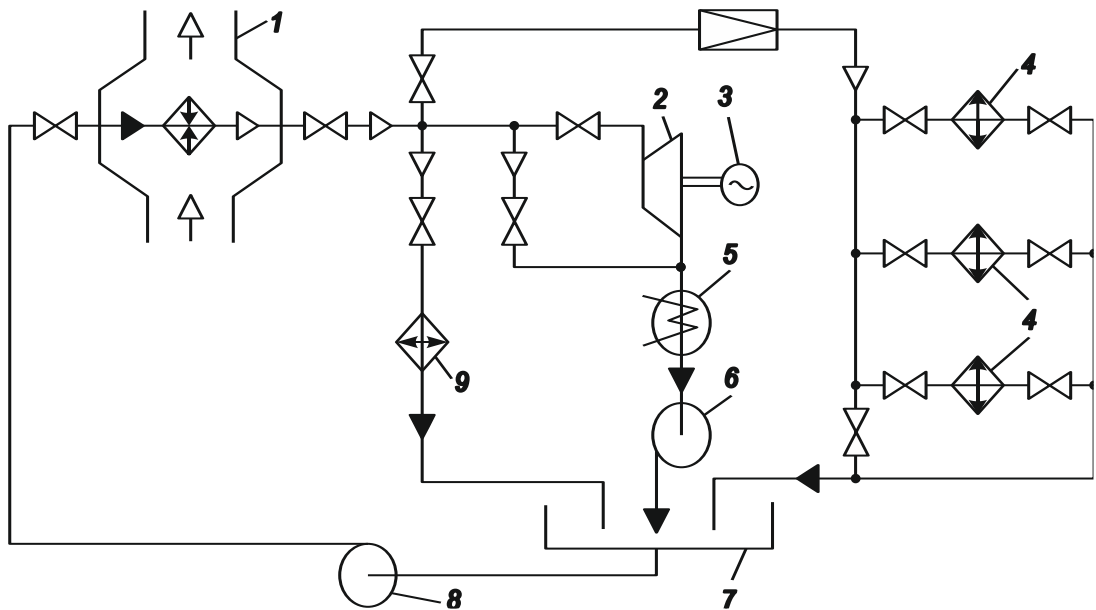
У вітчизняному флоті перші системи глибокої утилізації тепла (СГУТ) були встановлені на танкерах зарубіжної споруди з МОД фірм «Зульцер» і «МАН-Бурмейстер і Вайн», потужність яких досягала 13 МВт, температура відпрацьованих газів (ВГ) перевищувала $320\div 350$ °С, питома витрата палива складала $215\div 220$ г/кВт·год, а втрати теплоти з ВГ складали $35\div 37$ % загальної кількості теплоти, що вноситься з паливом. У цих СГУТ близько половини теплоти ВГ використовувалася в утилізаційних котлах (УК) різних типів і за допомогою турбогенератора утилізації (УТГ) , що працювали, як правило, на перегрітій парі, вдавалося забезпечити електроенергією судно в багатьох ходових режимах. Економія палива при цьому досягала $7\div 9$ %.

СГУТ суден з ГД типу 74УТ2ВФ160.У установці утилізації з даним типом головного двигуна (Малюнок 2.2) газотрубний УК 1 при нормальному рівні води виробляє насичену пару із ступенем сухості 0,99, пара з УТГ 2,3 поступає у вакуумний конденсатор (ВК) 5, з якого конденсат спеціальним насосом подається в теплий ящик. Передбачена паралельна робота УК і ВК, а також скидання пари у вакуумний або атмосферний конденсатори 9 при тиску понад 1,2 МПа. Для зниження тиску пари перед підігрівачами до 0,15 МПа призначений редукційний клапан. Живильний насос 8 може приймати воду з танків запасу котельної води. Передбачено видалення шламу з котла через клапан нижнього продування.

В установці можлива паралельна робота не тільки УК і допоміжного котла (ВК), сполучених між собою за допомогою спеціального паропроводу, але також УТГ і дизель-генератора (ДГ). При плаванні судна в зонах з помірним кліматом у ряді випадків УТГ може самостійно забезпечити все навантаження суднової електростанції (СЕС), проте, як правило, він працює паралельно з ДГ.

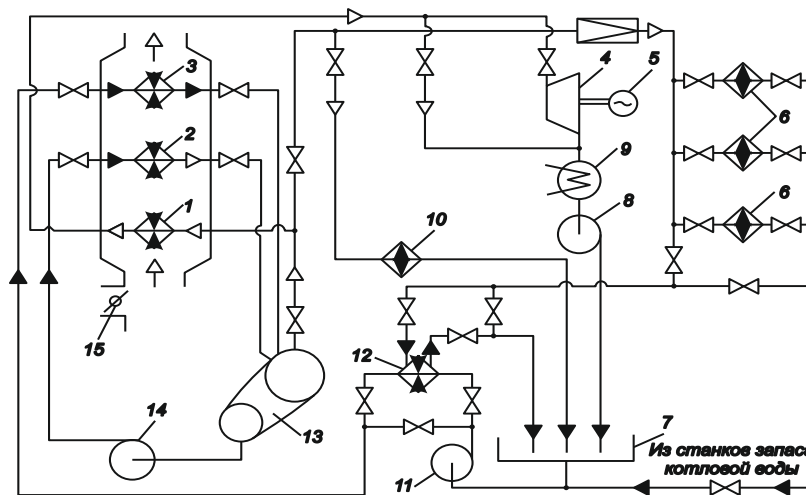
Недоліком установки є застосування газотрубного УК з невеликою поверхнею нагріву, що виробляє тільки насичену пару.

У СГУТ (Малюнок 2.3) використовується УК типу «Ла Монт», виконаний з двома секціями випарника 2 і економайзера 3.



Малюнок 2.2 – Схема СГУТ ГД типу 74VT2BF160 з утилізаційним котлом газотурбінного типу

1 – газотрубний УК; 2 – турбіна; 3 – генератор; 4 – загальносуднові споживачі; 5 – вакуумний конденсатор; 6 – конденсатний насос; 7 – теплий ящик; 8 – живильний насос УК; 9 – атмосферний конденсатор



Малюнок 2.3 – Схема СГУТ ГД з утилізаційним котлом водотрубного типу

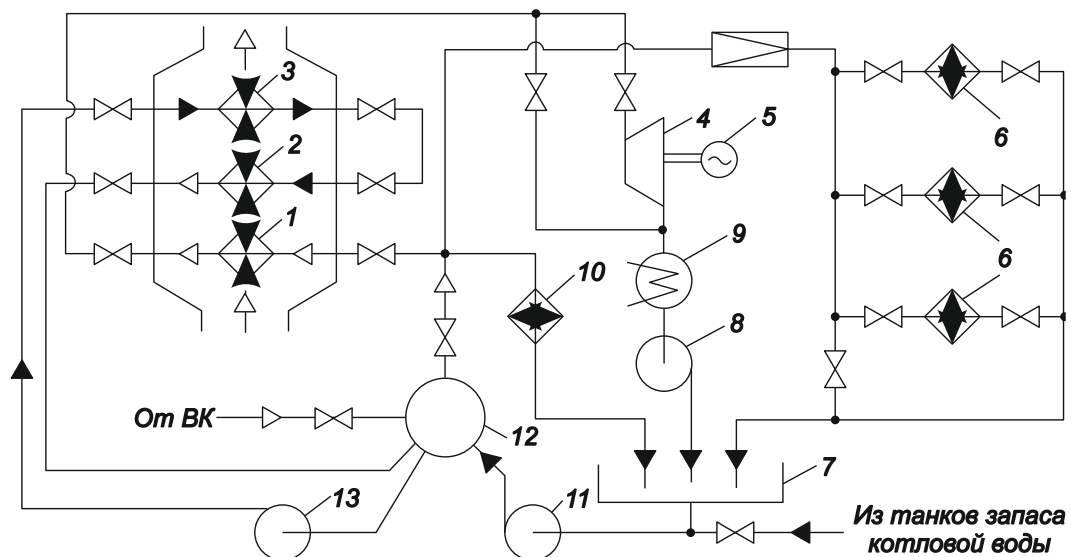
1 – пароперегрівач УК; 2 – випарна секція УК; 3 – економайзер УК; 4 – турбіна; 5 – генератор; 6 – загальносуднові споживачі; 7 – теплий ящик; 8 – конденсатний насос; 9 – вакуумний конденсатор; 10 – атмосферний

конденсатор: 11 – живильний насос; 12 – пароводяний колектор ВК; 13 – водяний колектор ВК; 14 – циркуляційний насос УК; 15 – газова заслінка УК

Розрахований для роботи на насиченій парі УТГ 2,3 підключений до вакуумного конденсатора 7, конденсат з якого насосом 6 подається в теплий ящик. УК не має газової заслінки. Його паропроодуктивність регулюється закриттям з ЦПУ клапанів з дистанційним управлінням (відключаються секції), прикриттям напірного клапана у циркуляційного насоса 11 або скиданням надлишків пари у вакуумний 7 і атмосферний конденсатори 8. Тиск пари, перед підігрівачами підтримується рівним $0,15 \pm 0,2$ МПа за допомогою редукційного клапана, а перед турбіною – регулюючим клапаном. Живильна вода подається в пароводяний колектор ВК живильним насосом з теплого ящика. Додаткове живлення здійснюється по окремому трубопроводу з танків запасу котельної води.

Основними недоліками СГУТ суден даного типу є: незадовільна конструкція УТГ, відсутність пароперегрівача і, як наслідок, низька економічність УТГ.

СГУТ суден з ГД типу ДКРН74/160–2, ДКРН74/160–3. На цих судах застосовується єдина схема СГУТ (малюнок 2.4) з УТГ і УК, характеристики яких приведені в таблицях 3.3 і 3.4 В системі встановлений УК з економайзером циркуляційної води 3, випарною секцією 2 і пароперегрівачем 1. Поверхня випарника утворена верхнім і нижнім пучками труб, які можуть бути включені спільно або роздільно за допомогою січних клапанів. Поверхні нагріву УК утворені гладкими трубами (27x2,5 и 29x3 мм). Сепарація пари здійснюється в сепараторові 12, що має діаметр 1,2 м.



Малюнок 2.4 – СТУТ суден з ГД типу ДКРН74/160–2, ДКРН74/160–3

1 – пароперегрівач УК; 2 – випарна секція УК; 3 – економайзер УК; 4 – УТГ; 5 – генератор; 6 – загальносуднові споживачі; 7 – теплий ящик; 8 – конденсатний насос, 9 – вакуумний конденсатор; 10 – атмосферний конденсатор; 11 – живильний насос УК; 12 – сепаратор УК; 13 – циркуляційний насос УК

Таблиця 2.2 – Технічне характеристика турбогенераторів утилізацій

Показник	ТГУ–500	ТГУ–800	ТГУ–1000
Потужність, кВт	500	800	1000
Тиск пари перед соплами, МПа	0,65	0,65	1,1
Температура перегрітої пари, °С	250	250	310
Тиск пари на виході з турбіни, кПа	6,1	6,2	6,5
Питома витрата специфікації пари, кг/кВт·год	7,9	8,08	6,82
Маса, тони	11,5	21,6	22,8

Тиск пари в сепараторові складає 0,7÷1,0 МПа, температура пари на виході з перегріта – 230÷280 °С. У схемі передбачається скидання надлишків пари в атмосферний 10 або вакуумний 9 конденсатор шляхом перемикання відповідних клапанів.

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики котлів утилізацій з примусовою циркуляцією

Показник	З оребреними трубами		Гладкотрубні	
	КУП1500	КУП3100	КУП660	КУП1100
Площа поверхонь нагріву економайзера і випарника, м ²	1542	3104	608	1102
Площа поверхонь нагріву пароперегрівача, м ²	64,0	268,0	46,5	73,0
Паропродуктивність УК, кг/ч	3500	24000	4300	6500
Тиск пари після стопорного клапана, МПа	0,75	1,14	0,7	0,7
Температура перегріву пари, °С	260	310	260	270
Маса котла з водою, тонни	26,5	42,8	29,5	41,9

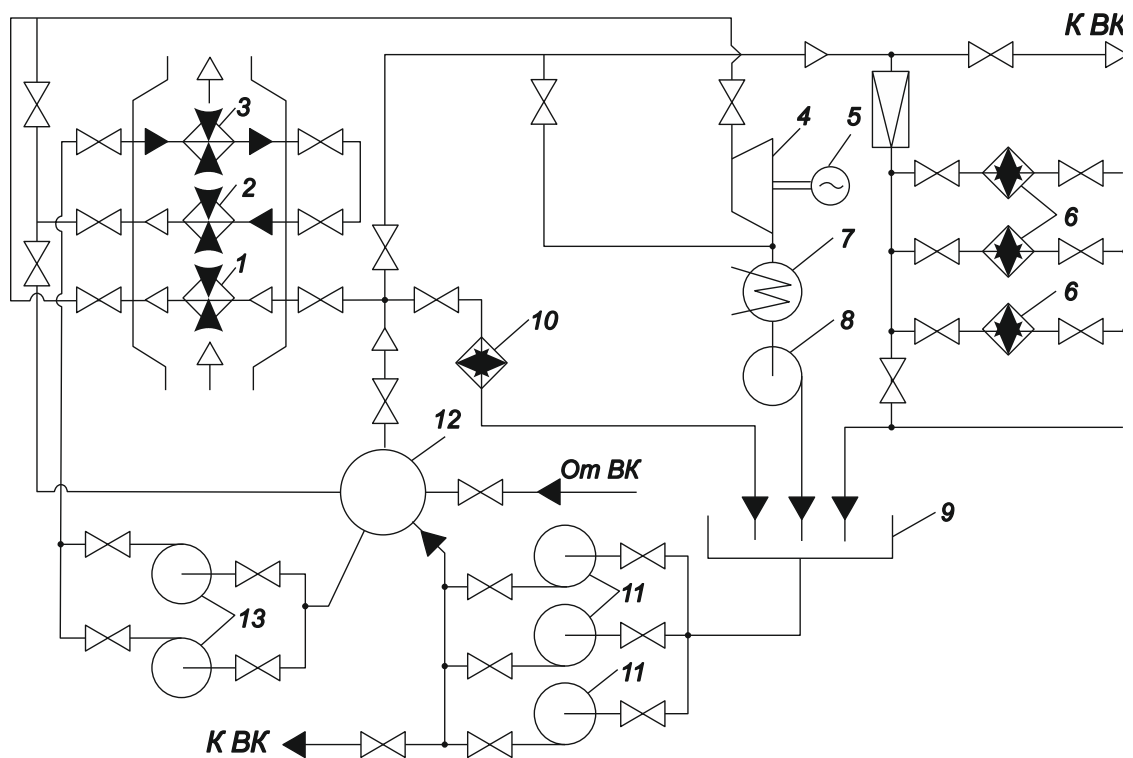
На суднах встановлені турбогенератори утилізацій ТД–400 і ТГУ–500, що мають 1÷2 регульовальні ступені і 4÷7 ступенів тиску активного типу. На розрахунковому режимі питома експлуатаційна витрата пари на УТГ цих суден коливається в межах 8,5÷10,2 кг/(кВт·год).

Конденсатний насос 8 подає конденсат в теплий ящик. Сюди ж поступає конденсат від різних судових підігрівачів. За допомогою редукційного клапана тиск перед підігрівачами всіх призначень підтримується рівним 0,2 МПа. У установках є ежектор відсмоктування і головний пароструминний ежектор, який підтримує в конденсаторі тиск 5÷6 кПа. Витрата пари на ежектори складає 240÷260 кг/ч. З теплого ящика 7 живильна вода подається в сепаратор живильним насосом, а вода з сепаратора в економайзер –циркуляційним насосом 11. У схемі передбачені трубопроводи для повідомлення УК з ВК, осушення УК і додаткового живлення. Як показав досвід експлуатації, цих суден, у ряді випадків УТГ 4,5 може забезпечити в ходовому режимі все навантаження СЕС за умови, що поверхні УК знаходяться в чистому стані. Проте, на деяких суднах цієї групи через відсутність пристроїв по очищенню котлів електроенергія в ходовому режимі виробляється при спільній роботі УТГ і ДГ, у зв'язку з чим ефективність СГУТ різко знижується. У діапазоні тиск пари в сепараторові від 0,90 до 0,69Мпа. СГУТ володіють акумулюючою здатністю,

дозволяючою УТГ при раптовій зупинці ГД працювати протягом 2÷3 мін до автоматичного підключення резервного ДГ.

Принципова схема СГУТ з ГД типу ДКРН84/180–3 (малюнок 2.5) є однею з найефективніших серед всіх СГУТ. Електростанція суден даного типу складається з трьох дизель-генераторів і турбогенератора утилізації ТГУ–800.

Істотний вплив на характеристики СГУТ надає технічний стан ГД. Так, при зростанні питомої витрати палива з 0,204 кг/кВт·год до 0,216 кг/кВт·год, що пояснюється зниженням максимального тиску згорання, середнього ефективного тиску, тиску наддуву і частоти обертання турбокомпресора, відбуваються наступні зміни в роботі СГУТ. ККД ГД склав близько 36,2 %, а втрати теплоти з ВГ досягли 39,8 % замість 33÷33,5 %.



Малюнок 2.5 – Схема СГУТ з ГД типу ДКРН84/180–3

1 – пароперегрівач УК; 2– випарна секція УК; 3– економайзер УК; 4 – УТГ; 5– генератор; 6 – загальносуднові споживачі; 7– вакуумний конденсатор; 8 – конденсатний насос; 9 – теплий ящик; 10 – атмосферний конденсатор; 11 – живильні насоси; 12 – сепаратор УК; 13 – циркуляційні насоси УК

Це також є наслідком незадовільного технічного стану ГД і, зокрема, системи, його турбонадува. Проте при цьому паропродуктивність УК і потужність УТГ зростають. Вже при частоті обертання ГД, рівною 105 об/хв, СГУТ забезпечує навантаження СЕС в ходовому режимі. При великих частотах обертання з'являється надлишок пари (до 10 %). Ця пара скидається в атмосферний конденсатор 10. То ж відбувається при паралельній роботі УТГ і ДГ. Надлишок пари збільшується ще більше після обмивання УК водою. Обмивання водою дає цілком задовільні результати: температури газу за котлом знижуються до $170\div 180^{\circ}$ С. Підключення ДГ здійснюється досягнувши УТГ потужності 700 кВт. При цьому відбувається переклад більшої частки навантаження на ДГ, що істотно знижує ефективність СГУТ. Підвищені температури газів перед УК приводять до зростання температур перегрітої пари до 350° С замість 250° С, передбачених проектом. Це сприяє підвищенню економічності УТГ.

Основними дефектами УК є: пропуски газів, осипання ізоляції, тріщини зварних швів, корозійні пошкодження випарного і економайзерного пучків, тріщини трубок економайзерів, негерметичність клапанів. Для циркуляційних насосів 13 характерні кавітційні руйнування робочих коліс і кілець ущільнювача, руйнування сепараторів підшипників. Турбогенератори утилізацій ТГУ–800 4,5 виявилися найбільш надійними елементами СГУТ, проте і у них спостерігалися пропуски пари в магістралі, корозійні пошкодження, нестабільна температура масла. На економайзер 3, припадає 30 % всіх дефектів УК; випарні поверхні 2– 25 %; живильні насоси 11– 15 %; конденсатні насоси 8– 10 %.

Найбільші неприємності в експлуатації СГУТ дизельних суден разом з кисневою корозією котлів доставляють сильна корозія і ерозія направляючих і робочих лопаток всіх ступенів турбін унаслідок роботи на вологій парі, оскільки перегрів пари в УК відносно невеликий і, крім того, знижується при роботі ГД на пайових навантаженнях. Проте основна причина корозії внутрішніх, поверхонь турбін обумовлена попаданням вологої пари в корпуси турбін через вакуумні конденсатори, які на стоянках суден використовуються з відключеними ежекторами для конденсації пари, що виходить з парових

підігрівачів. Волога пара також часто потрапляє на зупинені турбіни через погано притерті клапани на паропроводах.

Не дивлячись на всі вищевказані недоліки, СГУТ на дизельних судах зіграли свою позитивну роль і зарекомендували себе як ефективний засіб, що забезпечує відчутну економію палива. В цілому, системи глибокої утилізації теплоти дають економію дизельного палива приблизно до 11 % на рік.

Не дивлячись на загальну позитивну оцінку підсумків експлуатації СГУТ на дизельних транспортних судах, слід зазначити, що вживані в даний час системи дають можливість використовувати лише невелику частину теплоти. Подальшим завданням є, з одного боку, підвищення надійності існуючих СГУТ шляхом їх модернізації і пошук надійних схемних і конструктивних рішень для нових типів СГУТ, з іншого боку – необхідна розробка принципово нових систем для високо-економічних дизелів останніх моделей з урахуванням максимальної можливої утилізації теплоти газів і води, що охолоджує.

Підводячи підсумки досвіду експлуатації СГУТ, можна узагальнити найбільш характерні види дефектів у СГУТ. На більшості теплоходів з СГУТ встановлені в різних модифікаціях УК з багатократною примусовою циркуляцією. Через 2-3 роки експлуатації УК починають виходити з ладу, а через 10 років вони стають непридатними до експлуатації і не відновлюються, тобто в ходовому режимі СГУТ не використовується. На таких судах в ходовому режимі працюють ВК і ДГ.

Масові відмови УК відбуваються в основному із-за кисневої корозії змійовиків. Причина полягає в тому, що в сепаратора пари живильна вода поступає з температурою $40\div 60$ °С і змістом кисню до 5 міліграма/л. Це у багато разів перевищує допустиму норму. При періодичному живленні УК вода, насичена киснем, потрапляє в змійовики. На мірі її нагріву і випаровування виділяється кисень, що викликає інтенсивну корозію, особливо вхідних ділянок труб, а потім і периферійних ділянок, колекторів, трубопроводів, днища сепараторів пари. При безперервному живленні температура води в сепараторові вища, ніж при періодичному, тому кисень виділяється інтенсивно в сепараторові і віддається разом з паром. Безперервне живлення котла призводить до значного зниження кислородовмісту. Вміст кисню в трубках УК

істотно залежить від розташування в сепараторові розподільника живильної води і патрубка відбору циркуляційної води, а також від кратності циркуляції.

Киснева корозія протікає інтенсивніше в змійовиках, очищених від накипу, при розміщенні сепаратора нижче УК, при збільшенні швидкості води в змійовиках при підвищенні тиску, за наявності підвищеної вібрації котла, при сухому зберіганні на короткочасних і частих стоянках судна.

Сірчиста корозія зовнішніх поверхонь настає значно рідше. Вона характерна для випадків, коли ГД спрацює на паливі із змістом сіри більше 0,5 % при температурі циркуляційної води на вході в змійовик нижче 110 °С і низьких значеннях потужності ГД.

Вихід з ладу УК і необхідність включати ВК під час ходу судна зумовили інтерес до глибокої утилізації теплоти води, що охолоджує ГД і ДГ.

Такі роботи проводилися на суднах, не обладнаних УТГ (із звичайною утилізацією), а також на судах, де УТГ через різні причини не міг розвинути необхідну потужність, а УК працював з пониженою паропроductивністю.

Випускні гази судових головних і допоміжних дизелів мають досить високу температуру. Для головних малообертових двигунів її значення знаходиться в межах 350÷450 °С, для допоміжних 400÷550 °С.

З метою утилізації теплоти випускних газів сучасні судна обладнаються утилізаційними котлами, що у ходовому режимі здатні цілком або частково забезпечити судові споживачі насиченою парою, замінивши тим самим допоміжні котли. Головним чином системи утилізації тепла застосовуються для головних судових дизелів. При цьому використовуються як котли, що виробляють тільки насичену пару, так і котли, що роблять перегріту пару.

Утилізаційні парові котли (УПК) із примусовою циркуляцією встановлюють на суднах, що знаходяться в експлуатації. На деякі з них встановлюють УПК із природною циркуляцією.

У таблиці 5.2 приведені основні характеристики УПК. Якщо параметри газів до котла (витрата, температура) будуть відрізнятися від значень,

зазначених у таблиці, то відповідно зміняться його характеристики. Це зауваження справедливе і для утилізаційних водогрійних котлів (УВК).

Таблиця 5.2 Основні характеристики утилізаційних водотрубних парових котлів

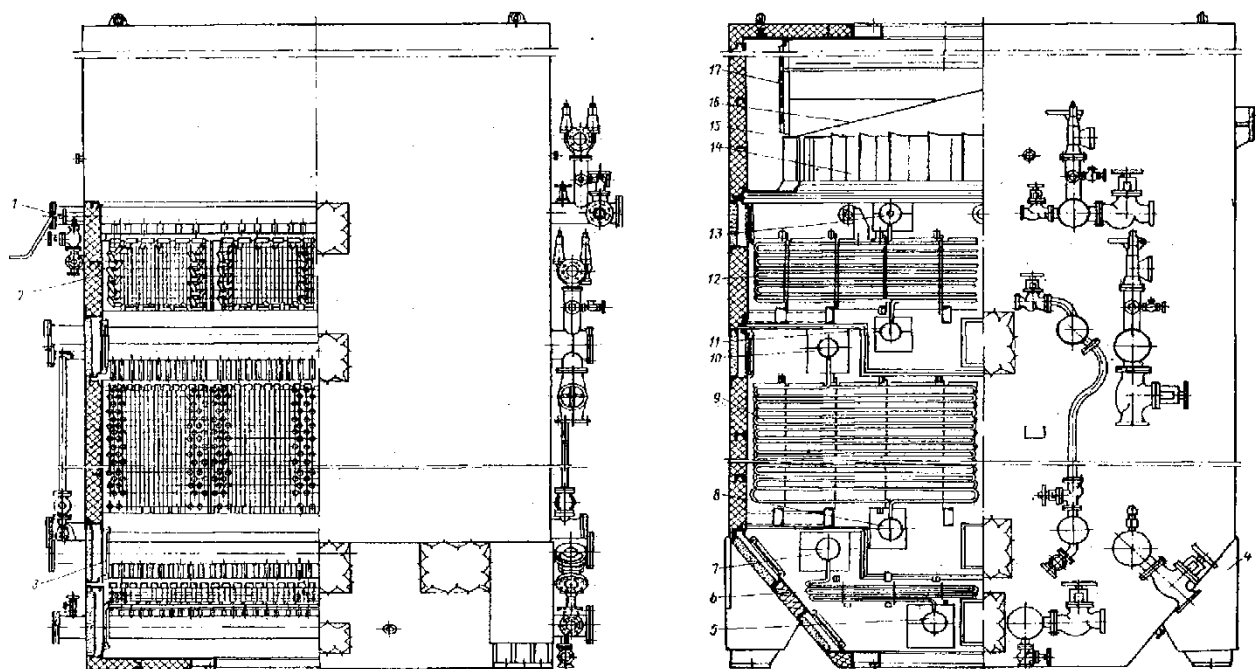
Характеристики	Паровий котел із примусовою циркуляцією				
	КУП-20С	КУП-80СИ	КУП-700	КУП-1300	КУП-3100
Паропродуктивність, кг/год	750	1700	4600	16500	26250
Робочий тиск пари в сепараторі, МПа	0,5÷0,8	0,5÷0,8	0,5÷0,8	0,7	1,25
Температура перегрітої пари, °С	–	–	270	290	310
Температура газів до парового котла °С	470	470	345	347	390
Витрати випускних газів, кг/год	17250	24000	72000	278000	343000
Коефіцієнт використання, теплоти випускних газів	0,238	0,361	0,498	0,469	0,54
Поверхні нагрівання, м ² :					
пароутворююча	19	76	469	924	1926
економайзера	–	–	235	396	1178
пароперегрівуюча	–	–	46,5	162	268
Температура газів за паровим котлом, °С	358	300	173	184	180

Паровий утилізаційний котел КУП1100 показано на малюнку 2.6. Кожух 2 виконаний зварним газощільним із сталевих листів, смуг і швелерів. На стінках кожуха є вікна із знімними щитами 3, що забезпечують доступ в пазухи між

трубними пакетами при огляді і ремонті. На фронтівій стінці економайзера змонтовано три обмивальні пристрої 1. Для кріплення ПК до суднового фундаменту на бічних стінках пароперегрівача розташовуються чотири опори . З них три опори мають рухоме кріплення, а одна кріпиться нерухомо. На бічній стінці економайзера є дві опори 18 для вертикального розкріплювання ПК. Іскровловлювач 15 складається з лопаток, що закручують, 14, сітці-діафрагми 17 і конуса 16, ув'язнених в кожух. Лопатки 14, встановлені по дотичній до кола, забезпечують потоку обертальний рух, сприяючий кращому випаданню розжарених частинок сажі і золи. Примусова циркуляція забезпечується циркуляційними насосами, які подають живильну воду у вхідні колектори 13, змійовики 12, вихідні колектори 11 економайзера. З колекторів 11 підігріта вода поступає у вхідні колектори 8 випарного пучка, звідки піднімається по змійовиках 9. У міру руху по змійовиках 9 відбувається перетворення води в пароводяну суміш, яка з вихідних колекторів випарного пучка 10 прямує в сепаратора пари.

Насичена пара що виділяється в сепараторові пари з пароводяної суміші поступає до вхідних колекторів 7 пароперегрівача. Проходячи змійовики 9 насичена пара преращується в перегрітий і через колектор 5 поступає в парову магістраль і далі до турбогенератора утилізації. Паровий котел і сепаратор пристосовані як для автоматичного, так і для ручного управління.

Утилізаційний котел КУП1100 може використовуватися як для вироблення насиченої, так і перегрітої пари. Витрата випускних газів, необхідна для роботи котла, за даними технічних вимог складає 72000 кг/год. Температура газів, що йдуть, перед котлом утилізації, згідно нормативним розрахунку утилізаційного котла КУП1100, складає 345 °С. Цим вимогам повністю задовільняє характеристики відпрацьованих газів судного дизеля, що використовується як головний на розглянутом судні.



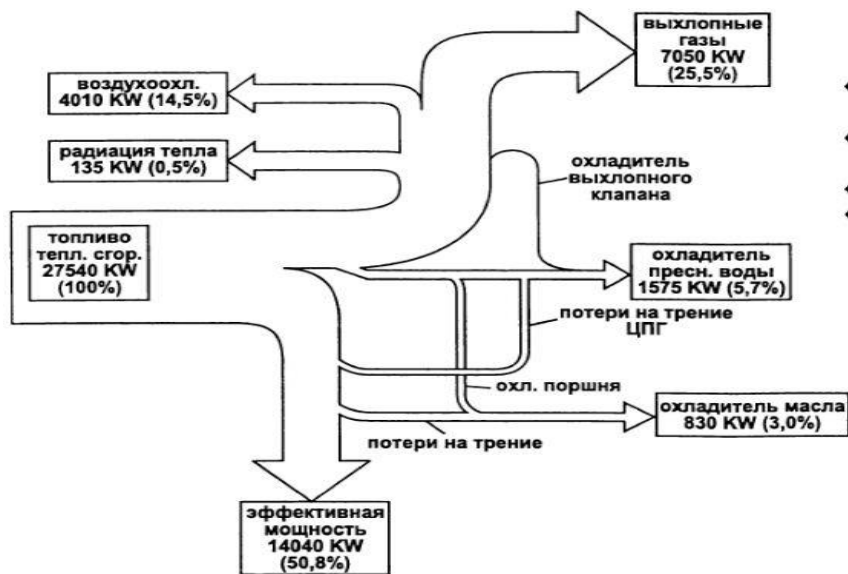
Малюнок 2.6 – Утилізаційний котел КУП1100

3. Утилізація теплоти від суднового

двигуна за допомогою теплового насосу

Суднові дизельні енергетичні установки мають високу енергоозброєність і значну частину енергії споживають на загально суднову і власні потреби . При чому розподіл тепла, що витрачається на головний двигун та допоміжне енергетичне обладнання істотно відрізняються для різних типів суден. Тому, для оцінки ефективності в судновій енергетичній системі необхідно враховувати не тільки теплоту, еквівалентну потужності головного двигуна але і теплоту вторинних теплових потоків, які утилізуються. Для термодинамічної оцінки при виборі системи утилізації теплоти найбільш доцільно використовувати ексергетичну функцію, яка враховує не тільки кількість теплоти, але і її якісні характеристики (максимальну технічну роботу спроможність) .

В якості прикладу на малюнку 3.1 показана діаграма енергетичних потоків мало обертового суднового двигуна, а в таблиці 3.1, наводяться розрахункові ексергетичні характеристики цих же потоків. При розрахунках ексергії вторинних потоків використовувались середньостатистичні дані для мало обертових дизелів : вихідні гази (температурний рівень 280° С), наддувне повітря (температурний рівень 170 °С), охолоджувальна дизель- вода (температурний рівень 90 °С), охолоджувальна мастила- вода (температурний рівень приблизно 60 °С).



Малюнок 3.1 - Розподіл теплових потоків мало обертового суднового дизеля

Таблиця 3.1. Ексергетичні потоки суднового малообертового двигуна

	Загальні дані (назва)	Потоки ексергії, кВт	Відсоток, %
1	Камера згорання (вхідна ексергія)	12554	100
2	Ефективна потужність	8160	65
3	Охолоджувач прісної води	89,7	1,4
4	Охолоджувач мастила	125,6	1
5	Повітряний охолоджувач	502	4
6	Радіаційний потік	12,6	0,1
7	Вихідні гази	1883	15
8	Рекупераційний потік в турбонагнітачі	1506,5	12
9	Гідравлічні втрати ексергії	183,3	1,5

Таким чином, по ексергетичній цінності найбільшими тепловими потоками є вихідні гази, повітряний охолоджувач та охолоджувач прісної води. За допомогою такого аналізу визначаються найбільш пріоритетні теплові потоки для систем утилізації.

Наряду з традиційними судовими утилізаційними системами такими як котельні установки та тепло використовуючи холодильні машини, можуть

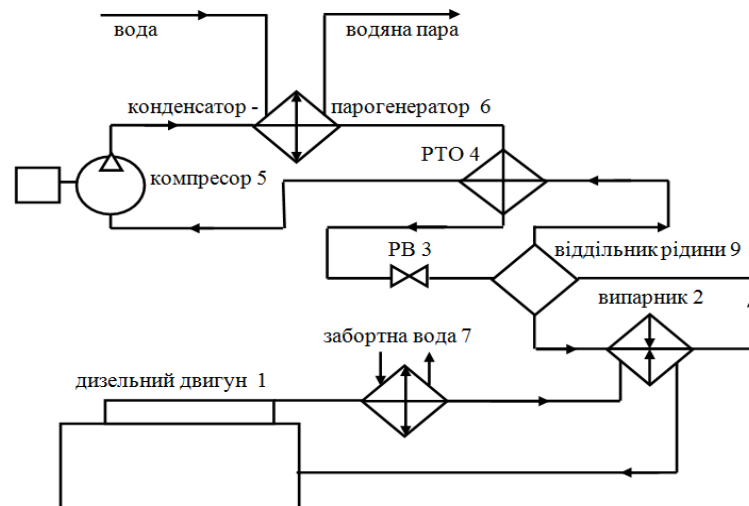
застосовуватись тепло насосні установки. Одним із напрямків утилізації теплоти можуть бути теплові насоси, у яких температурний потенціал теплового потоку підвищується до рівня генерації водяної пари до тисків характерних для суднових енергетичних систем. Водяна пара з тиском (0,3; 0,5 і 0,9 МПа) використовується для різних цілей (для підігріву палива суднових ДВЗ, перевезеного вантажу, а також для функціонування різних загально суднових систем. Утилізаційні теплонасосні установки можуть також ефективно застосовуватись в схемах суднових паротурбінних установок для зниження температури конденсації та підігріву конденсату перед парогенератором.

Вибір схеми та параметрів роботи теплонасосної утилізаційної установки а визначався, з одного боку, необхідністю забезпечення максимального ступеня утилізації теплоти, а з іншого, наявністю на судні специфічних споживачів водяної пари.

При аналізі робочого тіла ТНУ було вибрано холодильний агент, який наряду із загальноприйнятими термодинамічними, теплофізичними та фізико-хімічними вимогами, відповідає екологічним критеріям, які у останні роки часто розглядаються, як пріоритетні. До екологічних вимог відносяться низькі потенціали глобального потепління (парникового ефекту) GWP (Global Warming Potential) і руйнування озону ODP (Ozone Depletion Potential), а також не токсичність. Крім цього, аналізувався параметр сумарного еквівалентного теплового впливу TEWI (Total Equivalent Warming Impact), який враховує прямий внесок від витоків холодоагенту та побічний внесок у глобальне потепління від емісії CO₂ при виробництві енергії[2]. У якості робочого тіла паро компресійного теплового насосу розглядався R-600(бутан) (C₄H₁₀) так як його основні термодинамічні та екологічні характеристикам найбільш доцільно відповідають технологічним умовам.

Принципова схема паро генеруючої суднової тепло насосної установки показана на малюнку 3.2. Установка може функціонувати як в автономному

режимі так і в комбінації з існуючою схемою охолодження забортною водою. Для порівняльного аналізу був вибраний високотемпературний контур системи охолодження прісною водою сучасного мало обертового дизеля марки MAN B&W 6G70ME-C9.5. ,номінальною ефективною потужністю 15040 кВт з тепловим навантаженням на випарник - 1575 кВт



Малюнок 3.2 - Принципова схема суднового утилізаційного теплового насосу

Така схема утилізації дозволяє продукувати тепловий потік 3780 кВт , що дозволяє продукувати приблизно 5 тонн на годину водяної пари з тиском 0,36 МПа, що відповідає температурі насичення 140°C. При цьому для приводу компресорів теплового насосу можуть застосовуватись утилізаційні газові та парові турбіни або електричні двигуни.

3.1. Вибір і обґрунтування початкових даних до розрахунку циклу

Наряду з традиційними судновими утилізаційними системами такими як котельні установки та тепло використовуючи холодильні машини, можуть застосовуватись тепло насосні установки. Одним із напрямків утилізації теплоти можуть бути теплові насоси, у яких температурний потенціал теплового потоку підвищується до рівня генерації водяної пари до тисків характерних для суднових енергетичних систем. Водяна пара з тиском (0,3; 0,5 і 0,9 МПа) використовується для різних цілей (для підігріву палива суднових

ДВЗ, перевезеного вантажу, а також для функціонування різних загально суднових систем. Утилізаційні теплонасосні установки можуть також ефективно застосовуватись в схемах суднових паротурбінних установок для зниження температури конденсації та підігріву конденсату перед парогенератором.

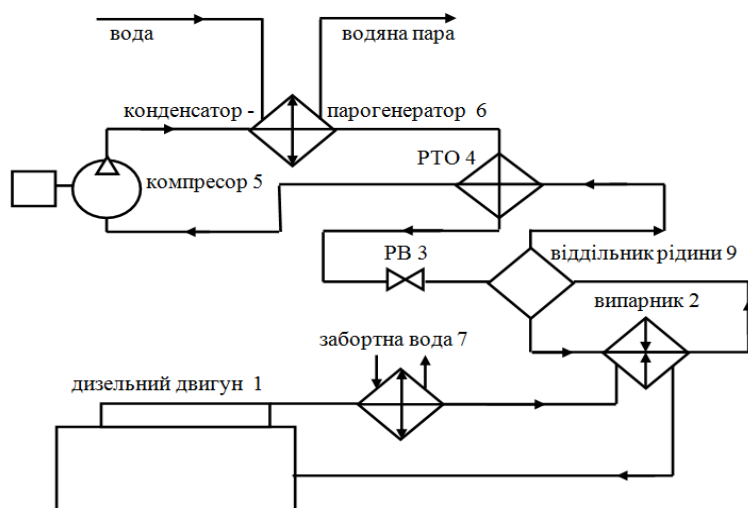
Вибір схеми та параметрів роботи теплонасосної утилізаційної установки а визначався, з одного боку, необхідністю забезпечення максимального ступеня утилізації теплоти, а з іншого, наявністю на судні специфічних споживачів водяної пари.

При аналізі робочого тіла ТНУ було вибрано холодильний агент, який наряду із загальноприйнятими термодинамічними, теплофізичними та фізико-хімічними вимогами, відповідає екологічним критеріям, які у останні роки часто розглядаються, як пріоритетні. До екологічних вимог відносяться низькі потенціали глобального потепління (парникового ефекту) GWP (Global Warming Potential) і руйнування озону ODP (Ozone Depletion Potential), а також не токсичність. Крім цього, аналізувався параметр сумарного еквівалентного теплового впливу TEWI (Total Equivalent Warming Impact), який враховує прямий внесок від витоків холодоагенту та побічний внесок у глобальне потепління від емісії CO₂ при виробництві енергії. У якості робочого тіла паро компресійного теплового насосу розглядався R-600(бутан) (C₄H₁₀) так як його основні термодинамічні та екологічні характеристикам найбільш доцільно відповідають технологічним умовам.

Результати порівнянь бутану з іншими холодильними агентами, які використовуються у холодильній техніці, свідчать про перспективність його застосування у якості робочого тіла, що дозволяє йому конкурувати при техніко економічному порівнянні, як з HCFC (гідрохлорфторвуглеводами) холодоагентами, так і з без галоїдними (природними) холодильними агентами. Енергетична ефективність теплового насосу, яка оцінювалась за допомогою коефіцієнта перетворення енергії, складає 2,2-2,4 у той час як коефіцієнти

перетворення енергії подібних установок на різних холодильних агентах складають 1,6-2,8 у тому числі і для двохступневих схем [1] .

Принципова схема паро генеруючої суднової тепло насосної установки показана на мал. 3.2. Установка може функціонувати як в автономному режимі так і в комбінації з існуючою схемою охолодження забортною водою. Для порівняльного аналізу був вибраний високотемпературний контур системи охолодження прісною водою сучасного мало обертового дизеля марки, номінальною ефективною потужністю 14040 кВт з тепловим навантаженням на випарник - 1575 кВт



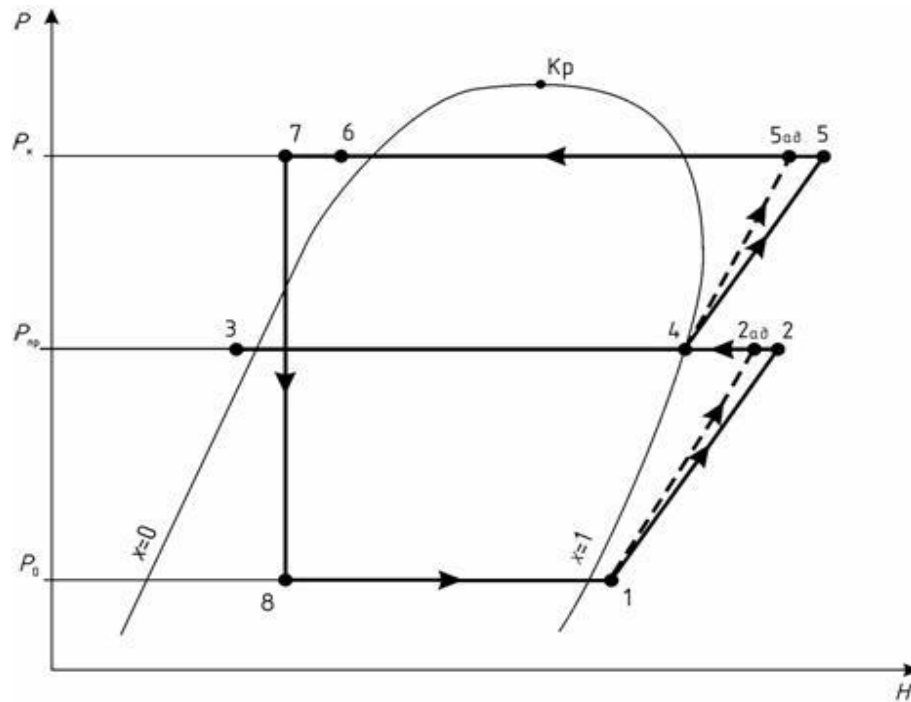
Малюнок 3.2 - Принципова схема суднового утилізаційного теплового насосу

Така схема утилізації дозволяє продукувати тепловий потік 3780 кВт , що дозволяє продукувати приблизно 5 тонн на годину водяної пари з тиском 0,36 МПа, що відповідає температурі насичення 140°C. При цьому для приводу компресорів теплового насосу можуть застосовуватись утилізаційні газові та парові турбіни або електричні двигуни.

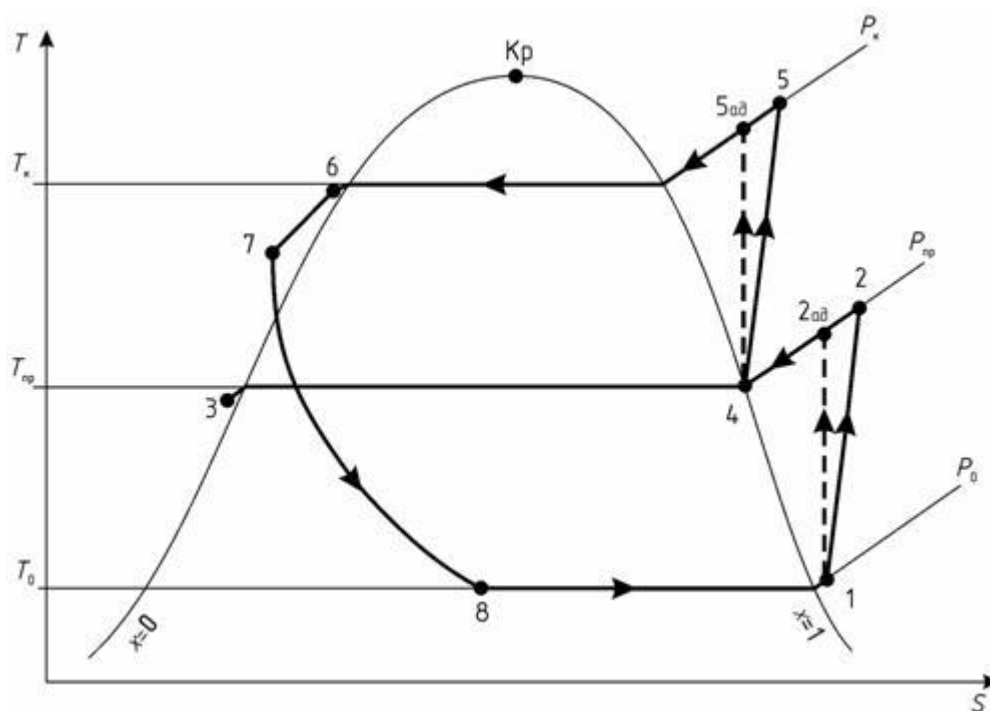
Застосування утилізаційних теплових насосів для виробництва водяної пари дозволяє, по-перше, утилізувати теплові потоки , що викидаються, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися частково або повністю від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна, а отже зменшити забруднення навколишнього середовища токсичними компонентами димових газів і, по-третє, заощадити

первинні енергетичні ресурси (котельне паливо). Тобто, впровадження на судах ТНУ підвищує ефективність суднової енергетичної системи і знижує шкідливий вплив суднових енергетичних установок на навколишнє середовище.

3.1.1. Принципова схема установки



Малюнок 3.3 - Цикл тепло насосної ХУУНТ в тепловій H-P - діаграмі стану речовини



Малюнок 3.4 - Цикл теплонасосної ХУУНТ в тепловій S-T-діаграмі стану речовини

3.2. Методика розрахунку циклу

3.2.1. Ентальпія живильної води на виході з теплового ящика

$$H_w = f(t_w) = f(34 \text{ } ^\circ\text{C}) = 14247 \text{ кДж/кг}$$

3.2.2. Температура кипіння водяної пари низького тиску в конденсаторі Кд1

$$t_{\text{кип}_1} = f(P_{s_1}) = f(0,3 \text{ МПа}) = 133,53 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.3. Ентальпія водяної пари низького тиску на виході з Кд1

$$H_{s_1} = f(P_{s_1}) = f(0,3 \text{ МПа}) = 2724,9 \text{ кДж/кг}$$

3.2.4. Теплове навантаження на конденсатор Кд1 (підвищенням ентальпії в постачальному насосі нехтуємо)

$$Q_1 = G_{s_1} \cdot (H_{s_1} - H_w) = 0,101 \cdot (2724,9 - 142,47) = 261 \text{ кВт}$$

3.2.5. Температура кипіння водяної пари високого тиску в конденсаторі Кд2

$$t_{\text{кип}_2} = f(P_{s_2}) = f(0,5 \text{ МПа}) = 151,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.6. Ентальпія водяної пари високого тиску на виході з Кд2

$$H_{s_2} = f(P_{s_2}) = f(0,5 \text{ МПа}) = 2748,1 \text{ кДж/кг}$$

3.2.7. Температура кипіння хладона у випарнику

$$t_0 = t_{s_2} - (3,5) \text{ } ^\circ\text{C} = 70 - 3 = 67 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.8. Тиск кипіння (використовується ІОК "Tersvo"), Па

$$P_0 = f(t_0).$$

3.2.9. Перегрів пари хладона у випарнику (приймаємо)

$$t_1 = t_{e_1} - 10 \text{ }^\circ\text{C} = 85 - 10 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.2.10. Ентальпія пари хладона на виході з випарника (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/кг

$$H_1 = f(t_1, P_0)$$

3.2.11. Ентропія пари хладона на виході з випарника (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/(кг·К)

$$S_1 = f(t_1, P_0)$$

3.2.12. Температура конденсації хладона при проміжному тиску в конденсаторі Кд1 (приймаємо)

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{кин}} + (8 \dots 15) \text{ }^\circ\text{C} = 133,53 + 10,47 = 144 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.2.13. Проміжний тиск (використовується ІОК "Tersvo"), Па

$$P_{\text{пр}} = f(t_{\text{пр}})$$

3.2.14. Ентальпія хладона при його адіабатному ($S_{2\text{ад}} = S_1$) стисненні від тиску P_0 до тиску $P_{\text{пр}}$ (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/кг

$$H_{2\text{ад}} = f(P_{\text{пр}}, S_{2\text{ад}})$$

3.2.15. Ентальпія хладона в дійсному процесі стиснення в компресорі першої ступіні Км1, кДж/кг

$$H_2 = H_1 + (H_{2\text{ад}} - H_1) / \eta_{\text{ад.к}}$$

3.2.16. Температура переохолодження рідкого хладона проміжного тиску в конденсаторі Кд1

$$t_3 = t_{\text{пр}} - (1 \dots 2) \text{ }^\circ\text{C} = 144 - 1 = 143 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.2.17. Ентальпія рідкого хладона після конденсатора Кд1 (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/кг

$$H_3 = f(t_3)$$

3.2.18. Температура конденсації хладона в конденсаторі Кд2

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{кип}} + (8...15)^\circ\text{C} = 151,84 + 10,16 = 162^\circ\text{C}$$

3.2.19. Тиск конденсації (використовується ІОК "Tersvo"), Па

$$P_{\text{кон}} = f(t_{\text{кон}}).$$

3.2.20. Температура переохолодження рідкого хладона високого тиску в конденсаторі Кд2

$$t_{\text{б}} = t_{\text{кон}} - (1...2)^\circ\text{C} = 162 - 1 = 161^\circ\text{C}$$

3.2.21. Ентальпія рідкого хладона після конденсатора Кд2 (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/кг

$$H_{\text{б}} = f(t_{\text{б}})$$

3.2.22. Масова витрата хладона через конденсатор Кд1, кг/с

$$G_1 = Q / (H_2 - H_3)$$

3.2.23. Ентальпія насичених парів хладона проміжного тиску (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/кг

$$H''_{\text{пр}} = f(t_{\text{пр}})$$

3.2.24. Масова витрата хладона через випарник (в першому наближенні), кг/с

$$G_{\Sigma} = Q_0 / (H_1 - H_6)$$

3.2.25. Ентальпія пари хладона на всмоктування в компресор другої ступіні Км2, кДж/кг

$$H_4 = \frac{G_1 \cdot H_3 + (G_{\Sigma} - G_1) \cdot H_2}{G_{\Sigma}} = H_2 - Q_1 / G_{\Sigma}$$

3.2.26. Якщо $H_4 = H'_{\text{пр}}$, то значення ентальпій, кДж/кг

$$H_8 = H_7 = H_6.$$

(переохолодження рідкого хладона в змійовику проміжної посудини ПС відсутнє) і далі розрахунок продовжується з п. 3.3.30.

3.2.27. Приймаємо нове значення ентальпії пари хладона на всмоктування в компресор другої ступені Км2, кДж/кг

$$H_4 = H''_{\text{ПР}}$$

3.2.28. Ентальпія рідкого хладона високого тиску після переохолодження в змішувачу проміжної посудини ПС, кДж/кг

$$H_7 = \frac{(G_{\Sigma} - G_1) \cdot (H_2 - H_4) + G_{\Sigma} \cdot H_6 - G_1 \cdot (H_4 - H_3)}{G_{\Sigma}} = H_2 + H_6 - H_4 - Q_1 / G_{\Sigma}$$

3.2.29. Уточнюємо значення масової витрати хладона через випарник, кг/с

$$G_{\Sigma} = Q / (H_1 - H_7)$$

і повторюємо розрахунок з п. 3.3.25.

3.2.30. Ентропія пари хладона на вході в компресор другої ступені Км2 (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/(кг·К)

$$S_4 = f(P_{\text{ПР}}, H_4)$$

3.2.31. Ентальпія хладона при його адіабатному ($S_{\text{ад}} = S_4$) стисненні від тиску $P_{\text{ПР}}$ до тиску $P_{\text{кон}}$ (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/кг

$$H_{\text{ад}} = f(P_{\text{кон}}, S_{\text{ад}})$$

3.2.32. Ентальпія хладона в дійсному процесі стиснення в компресорі другої ступені Км2, кДж/кг

$$H_5 = H_4 + (H_{\text{ад}} - H_4) / \eta_{\text{адк}}$$

3.2.33. Теплове навантаження на конденсатор Кд2, кВт

$$Q_2 = G_{\Sigma} \cdot (H_5 - H_6)$$

3.2.34. Витрата насиченої водяної пари високого тиску ($P_{\text{с2}} = 0,5$ МПа), кг/с

$$G_{\text{с2}} = Q_2 / (H_{\text{с2}} - H_{\text{в}})$$

3.2.35. Відношення тиску в компресорі першої ступені Км1

$$\pi_1 = P_{\text{ПР}} / P_0$$

3.2.36. Відношення тиску в компресорі другої ступені Км2

$$\pi_2 = P_{\text{кон}} / P_{\text{ПР}}$$

3.2.37. Потужність, яка витрачається на привід компресора першої ступені Км1, кВт

$$N_1 = G_{\Sigma} \cdot (H_2 - H_1)$$

3.2.38. Потужність, яка витрачається на привід компресора другої ступені Км2, кВт

$$N_2 = (G_{\Sigma} - G_1) \cdot (H_5 - H_4)$$

3.2.39. Коефіцієнт перетворення теплового насоса

$$COP = (Q_1 + Q_2) / (N_1 + N_2)$$

3.3. Аналіз результатів розрахунку циклу

Відповідно до приведеної вище методики було проведено розрахунок тепло насосного циклу ХУУНТ для ряду хладонів. Спочатку були відібрані хладони, які відповідають наступним вимогам:

- відсутність вакууму в системі для запобігання підсосу повітря і, відповідно, установки складного устаткування, що відділяє повітря від робочого агента. Для цього слід використовувати такі хладони, у яких тиск P_0 більше або дорівнює атмосферному тиску, тобто нормальна температура кипіння хладона повинна бути меншою або дорівнювати температурі кипіння;

- можливість здійснення процесу конденсації хладона в конденсаторі Кд2. Для цього слід використовувати такі хладони, у яких температура конденсації $t_{\text{кон}}$ в Кд2 була б меншою їх критичної температури;

- озono безпечність, що досягається використанням таких хладонів, у яких молекули не містять атомів бром, а також атомів хлору без атомів водню.

Результати розрахунків циклу для різних робочих тіл представлені в таблиці 3.3.

Як видно з таблиці 3.3, хладони *R21*, *R123*, *R160* мають у порівнянні з іншими робочими агентами, що розглядаються, високий тиск конденсації (бажано, щоб він не перевищував 2,1 МПа, оскільки це веде до потовщення стінок трубопроводів, підвищеної міцності корпусу компресора і конденсатора, що викликає їх удорожчення тощо); недоліком хладонів *R123* і *R4(13)0* є найнижчі значення коефіцієнта перетворення $COP < 2,0$. Для хладонів *R21*, *R123*, *R4(13)0* характерні високі значення масових витрат в циклі ($G_{\square} > 25$ кг/с), що приводить до підвищених масо габаритних і вартісних показників машин, апаратів і трубопроводів установки.

Хладони *R20*, *R30* і *R280* мають приблизно однакові відношення тиску в циклі, прийнятні значення тиску, а також близькі значення COP (2,6...2,8), що дозволяє рекомендувати дані хладони для використання в теплонасосній ХУУНТ.

Для подальшого розгляду як робоче тіло теплонасосної ХУУНТ було відібрано хладон *R20*, який має менші значення масової витрати в циклі і відношення тиску в компресорних ступенях.

Як видно з таблиці 5.4, робота теплонасосної ХУУНТ забезпечує парою всіх споживачів на більшості умов ходового режиму в теплій зоні плавання.

4. Розрахунок елементів парогенератора

4.1.Компресор для ТН

4.1.1. Вибір і обґрунтування прийнятої конструкції компресора

Для теплового насосу в якості компресора можна використовувати відцентрові холодильні компресори. Відцентрові холодильні компресори в більшості випадків за умовами виробництва і експлуатації неможливо відокремити від холодильних машин, у складі яких вони працюють.

Холодильні машини з відцентровими компресорами розділяють на дві групи: комплексні холодильні машини для охолодження води або розсолу, найбільш поширені в установках комфортного і промислового кондиціонування повітря; компресорні агрегати, що використовують в холодильних установках промислового виробництва (у хімічній, нафтопереробній, газовій промисловості і т. п.). Холодильні машини першої групи включають компресор, привід, конденсатор, випарник, систему змащення, систему автоматики, допоміжну апаратуру (звичайно в єдиному агрегаті), другої групи — компресор, привід, систему змащення, систему автоматики, комплект допоміжної апаратури, трубопроводів і арматуру.

Холодильні машини з відцентровими компресорами застосовують в широкому діапазоні низьких температур (від умов кондиціонування повітря до — 120° С) в хімічній і нафтопереробній промисловості при виробництві синтетичного каучуку і спирту, для зріджування газів, кристалізації солей і т. д.; в установках кондиціонування повітря в цехах промислових підприємств, глибоких вугільних шахтах, великих адміністративних, громадській і торговій будівлях; у холодильних установках харчової промисловості; у суднових холодильних установках; як теплові насоси для опалювання виробничих, громадської і житлової будівель, машинних залів і службових приміщень гідроелектростанцій; у експериментальних установках різного призначення.

Холодильні машини і установки з відцентровими компресорами застосовують головним чином для великих холодопродуктивностей. Найменша холодопродуктивність їх визначається доцільною мінімальною витратою холодильного агента при виході з останнього колеса. Для сучасних фреонових компресорів цю витрату можна прийняти рівною приблизно $0,165 \text{ м}^3/\text{с}$, що відповідає діаметру робочого колеса D_2 рівному 250 мм. Тоді найменша холодопродуктивність холодильних машин промисловості за стандартних умов складе при роботі на R12 700 кВт, на R11 160 кВт. Оптимальну нижню межу холодопродуктивності при серійному виробництві холодильних машин з відцентровими компресорами призначають з урахуванням верхньої межі холодопродуктивності машин інших типів (поршневих і гвинтових). Найбільша холодопродуктивність холодильних машин з відцентровими компресорами залежно від виду холодильного агента досягає в сучасних конструкціях 20 000 кВт за стандартних умов.

В порівнянні з найбільш поширеними поршневими відцентрові компресори мають наступні переваги: менші масу і габарити при однаковій холодопродуктивності; простоту пристрою, надійність і безпеку; відсутність неврайонованих інерційних сил і пов'язана з цим можливість використання легких фундаментів; рівномірність витікаючої пари, відсутність змащувального мастила в холодильному агенті; можливість здійснення циклів з багатоступінчатим стисненням пари і дроселюванням рідини і циклів з декількома температурами кипіння; можливість безпосереднього з'єднання з швидкохідним двигуном (паровою або газовою турбіною, високочастотним електродвигуном); порівняльна простота регулювання холодопродуктивності в широких межах.

В порівнянні з повітряними і газовими холодильні відцентрові компресори мають наступні особливості. Холодильні компресори мають меншу об'ємну продуктивність (від $0,55$ до $5,5 \text{ м}^3/\text{с}$), лише в окремих випадках всмоктуваний об'єм досягає $20 \text{ м}^3/\text{с}$, процес стиснення, як правило, складніший

(з різною витратою холодильного агента в кожній секції або ступені). У заданому діапазоні зміни температур кипіння і конденсації компресор повинен забезпечити всі режими роботи, тобто ступінь підвищення тиску може істотно мінятися. Система регулювання компресора повинна гарантувати ефективну роботу в межах зміни холодопродуктивності від 100 до 30 %. Процес стиснення протікає поблизу пограничної кривої пари, тобто в області, де закони і рівняння ідеального газу втрачають силу. При стисненні важких робочих речовин (фреонів) число Маху $M_u = u_2/a$ значно вище, ніж в стаціонарних повітряних і газових компресорах; при цьому в одній ступені досягається високий ступінь підвищення тиску (до 3,2) і сильно зменшується об'єм пари, що стискається.

Вперше холодильні машини з відцентровими компресорами з'явилися в 1922 р., коли фірма «Керрієр» (США) почала випускати машини, що працювали на дихлорметані і дихлоретилені. Пізніше (у 1926 р.) фірмою «Броун—Бовері» були побудовані аміачні холодильні машини з відцентровими компресорами. З 30-х років в холодильних машинах з відцентровими компресорами застосовують переважно хладони. В даний час, окрім хладонів використовують також аміак, пропан-пропіленову суміш, етилен, етан і метан.

4.2. Тепловий розрахунок конденсатора

В суднових установка застосовуються кожухотрубні та кожухозмійовикові конденсатори. В цих конденсаторах спостерігається однакова картина конденсації пари на пучку оребрених трубок, усередині яких протікає вода з теплового ящика, яка потім кипить. В хладоновий конденсатор надходить перегріта пара хладону, а виходить в тому або іншому ступені переохолоджений конденсат. Тому теплове навантаження конденсатора складається з теплоти перегріву, конденсації і переохолодження рідини, що відводиться у відповідних зонах конденсатора. Проте тепловий розрахунок конденсатора виконують не по цих зонах, а в цілому (в середньому), оскільки

навіть в області перегрітої пари відбувається конденсація на трубках, що мають температуру нижче за температуру конденсації $t_{\text{кон}}$, а частка теплоти, яка відводиться в першій і третій зонах, невелика в порівнянні із загальним тепловим навантаженням.

Для розрахунку в даній роботі приймається кожухотрубний конденсатор (горизонтальний). В ньому пари хладона подаються зверху на пучок трубок, а конденсат відводиться знизу, вода рухається по трубках виконуючи декілька ходів в загальному напрямі знизу вгору.

1) Попередній розрахунок

Для попередньої компоновки конденсатора необхідно орієнтовно оцінити поверхню теплообміну F_k по експлуатаційних значеннях коефіцієнта тепловіддачі $K_{\text{вн}}$ і питомого теплового потоку $q_{\text{вн}}$, віднесеного до поверхні трубок по внутрішньому діаметру $d_{\text{вн}}$.

2) Початкові дані:

$t_{w1} = t_{\text{тя}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура охолоджуючої води з теплового ящика на вході в конденсатор;

$t_{\text{кон}} = 144 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура конденсації хладона;

$Q_{\text{кон}} = 3523 \text{ кВт}$ - загальне теплове навантаження на конденсатор; приймаємо до установки два конденсатори, тоді теплове навантаження одного конденсатора

$$Q_{\text{кон}} = 1762 \text{ кВт};$$

$$G = 9,50/2 = 4,75 \text{ кг/с} - \text{ масова витрата хладона через конденсатор.}$$

Для суднових хладонових конденсаторів рекомендується трубка з накатними ребрами, мідна:

- внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}} = 20,0 \text{ мм}$;

- зовнішній діаметр трубок $d_3 = 23,0 \text{ мм}$;

- діаметр ребра $D_p = 29,0 \text{ мм}$;

- крок ребра $S_p = 3,71 \text{ мм}$;

- висота ребра $h_p = 3,45 \text{ мм}$;

- товщина ребра:

в основі $\delta_{\text{осн}} = 0,94$ мм;

на торці $\delta_{\text{т}} = 0,74$ мм;

середня $\delta_{\text{ср}} = 0,84$ мм;

- ступінь оребрення $\beta = 3,82$;

- коефіцієнт оребрення $\beta' = 3,15$.

3) Температура водяної пари на виході з конденсатора

$$t_{w2} = t_{\text{кон}} - 10 = 134^{\circ}\text{C}.$$

4) Температурний напор в конденсаторі

$$\theta = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{\text{кон}} - t_{w1}}{t_{\text{кон}} - t_{w2}}} = \frac{134 - 50}{\ln \frac{144 - 50}{144 - 134}} = 38,6 \quad ^{\circ}\text{C}$$

5) Орієнтовна поверхня теплообміну

$$F_k = \frac{10 \cdot Q_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{кон}}}{K_{\text{вн}} \cdot \theta} = \frac{10 \cdot 17621,05}{3800 \cdot 38,6} = 149 \quad \text{м}^2$$

де $\eta_{\text{кон}}$ - коефіцієнт запасу поверхні (на ту, що заглушається частиною трубок при їх пошкодженні); $\eta_{\text{кон}} = 1,05$; $K_{\text{вн}}$ - коефіцієнт теплопередачі конденсатора; $K_{\text{вн}} = 3800$ Вт/(м²·К).

6) Загальна довжина трубок

$$L_{\text{тр}} = F_k / (\pi \cdot d_{\text{вн}}) = 149 / (\pi \cdot 16,1 \cdot 10^{-3}) = 2946 \text{ м}.$$

7) Приймаємо довжину однієї трубки

$$l_{\text{тр}} = 4,76 \text{ м}.$$

8) Загальна кількість трубок в конденсаторі

$$n_{\text{тр}} = L_{\text{тр}} / l_{\text{тр}} = 2946 / 4,76 = 618.$$

9) Число трубок в одному ході

$$n_x = n_{\text{тр}} / z = 618 / 6 = 103,$$

де z - число ходів води; $z = 6$.

10) Приймаємо кроки трубок у висоту (вертикалі) і у глибину (горизонталі) однаковими (ромбічний пучок)

$$S_B = S_T = 1,28 \cdot D_p = 1,28 \cdot 26,4 \cdot 10^{-3} = 33,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

11) Середнє число трубок у висоту

$$n_p = 0,92 \cdot n_{mp}^{0,5} \cdot (S_T/S_B)^{0,5} = 0,92 \cdot 6190,5 \cdot (33,8 \cdot 10^{-3}/33,8 \cdot 10^{-3})^{0,5} = 23.$$

12) Площа вертикальної поверхні ребер, приведена до 1 м труби

$$F_6 = 0,5 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) / S_p = 0,5 \cdot \pi \cdot ([26,4 \cdot 10^{-3}]^2 - [19,5 \cdot 10^{-3}]^2) / 3,71 \cdot 10^{-3} = 0,134 \text{ м.}$$

13) Площа горизонтальної поверхні міжреберних ділянок трубки і торців ребер, приведена до 1 м труби

$$F_2 = \pi \cdot d_n \cdot (1 - \delta_{очн}/S_p) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_m/S_p = \pi \cdot 19,5 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 0,94 \cdot 10^{-3}/3,71 \cdot 10^{-3}) + \pi \cdot 26,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,74 \cdot 10^{-3}/3,71 \cdot 10^{-3} = 0,051 \text{ м.}$$

14) Повна оребренна поверхня, приведена до 1 м трубок

$$F_{op} = F_6 + F_2 = 0,134 + 0,051 = 0,185 \text{ м.}$$

15) Умовна висота ребра

$$h_p' = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) / D_p = 0,25 \cdot \pi \cdot ([26,4 \cdot 10^{-3}]^2 - [19,5 \cdot 10^{-3}]^2) / 26,4 \cdot 10^{-3} = 9,42 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

16) Поправочний коефіцієнт, що ураховує оребрення труби

$$\psi_p = 1,1 \cdot (F_6/F_{op}) \cdot E_p^{0,75} \cdot (d_n/h_p')^{0,25} + (F_2/F_{op}) = \\ = 1,1 \cdot (0,134/0,185) \cdot 10,75 \cdot (19,5/9,42 \cdot 10^{-3})^{0,25} + (0,051/0,185) = 1,93$$

де E_p - коефіцієнт ефективності ребра; для мідних трубок з накатними ребрами $E_p = 1$.

17) Поправочний множник, що ураховує стягання конденсату з торців ребер

$$\psi_\sigma = 1 + 0,7 \cdot (\delta_m/S_p) = 1 + 0,7 \cdot (0,74 \cdot 10^{-3}/3,71 \cdot 10^{-3}) = 1,14.$$

18) Теплофізичні властивості рідкого хладона визначаються за температурою конденсації $t_{кон} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$:

- густина $\rho_R = 1083 \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_R = 0,081 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_R = 0,266 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

19) Середня температура охолоджуючої води

$$t_{wcp} = (t_{w1} + t_{w2}) / 2 = (30 + 33) / 2 = 31,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

20) За t_{wcp} визначаємо теплофізичні властивості морської води:

- густина $\rho_W = 995 \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_W = 0,615 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- питома теплоємність $C_{pW} = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\nu_W = 779 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

21) Коефіцієнт, залежний від властивостей рідини

$$B = 0,365 \cdot \lambda_W^{0,6} \cdot \rho_W^{0,8} \cdot (C_{pW} / \mu_W)^{0,4} = 0,365 \cdot 0,615^{0,6} \cdot 995^{0,8} \cdot (4,174 / 779 \cdot 10^{-6})^{0,4} = 2116.$$

22) Масова витрата заборотної води через конденсатор

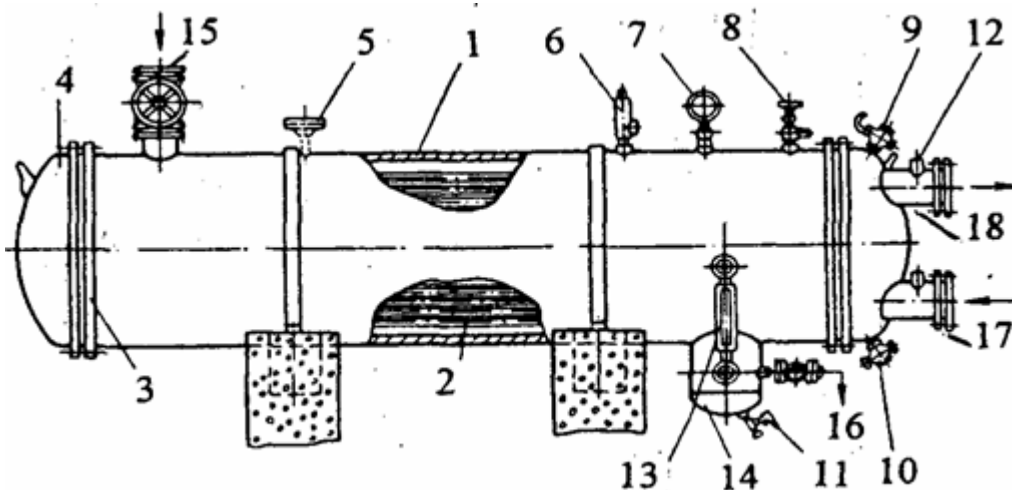
$$G_W = Q_{кон} / [C_{pW} \cdot (t_{w2} - t_{w1})] = 1762 / [4,174 \cdot (33 - 30)] = 140,7 \text{ кг/с}.$$

23) Швидкість води в трубці

$$w = \frac{V}{F_{тр}} = \frac{G_W / \rho_W}{n_x \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 / 4} = \frac{4 \cdot G_W}{\pi \cdot \rho_W \cdot n_x \cdot d_{вн}^2} = \frac{4 \cdot 1407}{\pi \cdot 995 \cdot 103 \cdot 161 \cdot 10^{-3}} = 0,109 \text{ м/с}$$

де V - об'ємна витрата охолоджуючої води, $\text{м}^3/\text{с}$; $F_{тр}$ - площа поперечного перетину трубки, м^2 .

Згідно рекомендаціям швидкість води в трубках не повинна перевищувати $w < 1,5 \text{ м/с}$.



Мал. 4.1 – Кожухотрубний водяний конденсатор

4.3. Тепловий розрахунок випарника

4.3.1. Тепловий і конструктивний розрахунок випарника

З конструктивних міркувань прийнято рішення – для теплонасосної установки використовувати два випарника, тому теплове навантаження на один випарник складає

$$Q_{\text{в}} = (1,05 \dots 1,15) Q_0 / 2 = 1,05 \cdot 3605 / 2 = 1892 \text{ кВт},$$

де 1,05...1,15 - коефіцієнт запасу, який урахує втрати холоду в трубопроводах.

Середня температура води у випарнику

$$t_{\text{вср}} = 0,5(t_{\text{в}1} + t_{\text{в}2}) = 0,5(85 + 70) = 77,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Витрата води через випарник

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{C_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}1} - t_{\text{в}2})} = \frac{1892}{4190 (85 - 70)} = 30,1 \text{ кг/с}$$

Приймаємо швидкість води в трубках кожухотрубного випарника $v_{\text{в}} = 1,3 \text{ м/с}$.

Середній температурний напор у випарнику

$$\theta = \frac{\frac{t_{\text{в}1} - t_{\text{в}2}}{t_{\text{в}1} - t_0}}{\ln \frac{t_{\text{в}1} - t_0}{t_{\text{в}2} - t_0}} = \frac{85 - 70}{\ln \frac{85 - 67}{70 - 67}} = 8,37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Визначаємо питомий тепловий потік з боку холодоагента, Вт/м^2 :

$$q_{\text{Fa}} = \alpha_{\text{a}}(t_{\text{cm}} - t_0),$$

де: α_{a} – коефіцієнт теплопередачі від киплячої пари до стіни оребрених трубок, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; t_{cm} – шукана температура стіни $^\circ\text{C}$.

Питомий тепловий потік з боку води, віднесений до внутрішньої поверхні трубок визначається, Вт/м^2 :

$$q_{\text{FB}} = \alpha_{\text{в}}(t_{\text{ст}} - t_{\text{вср}}),$$

де α_b – коефіцієнт теплопередачі від стіни трубки до води, Вт/(м²·К).

Вирішуючи спільно два рівняння для питомих теплових потоків з боку холодоагента і з боку води, віднесених до внутрішньої поверхні трубок, варіюючи значеннями температури стіни $t_{ст}$, визначаємо дійсне теплове навантаження на випарник, Вт/м²:

$$Q_{Fa}=Q_{Fb}=Q_0 ,$$

Значення теплових потоків у випарнику при різній температурі стіни приведено в додатку 2.

$$F_b = \frac{Q}{k} = \frac{1892000}{23514} = 80,5 \quad \text{м}^2,$$

Визначаємо загальну довжину трубок випарника:

$$l = \frac{F_b}{\pi \cdot d_{вн}} = \frac{80,5}{\pi \cdot 0,02} = 1281 \text{ м},$$

де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр трубок, $d_{вн} = 0,02$ м.

Загальна кількість трубок визначається за формулою:

$$n = \frac{l}{l_{\text{труб}}} = \frac{1281}{4,5} = 284 \quad \text{шт},$$

де $l_{\text{труб}}$ – довжина однієї трубки; приймаємо $l_{\text{труб}} = 4,5$ м.

Число трубок за один хід води:

$$n_x = \frac{4 \cdot G_b}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \omega_b \cdot \rho_b} = \frac{4 \cdot 30,1}{\pi \cdot 0,02^2 \cdot 1,31 \cdot 10^3} = 74,1$$

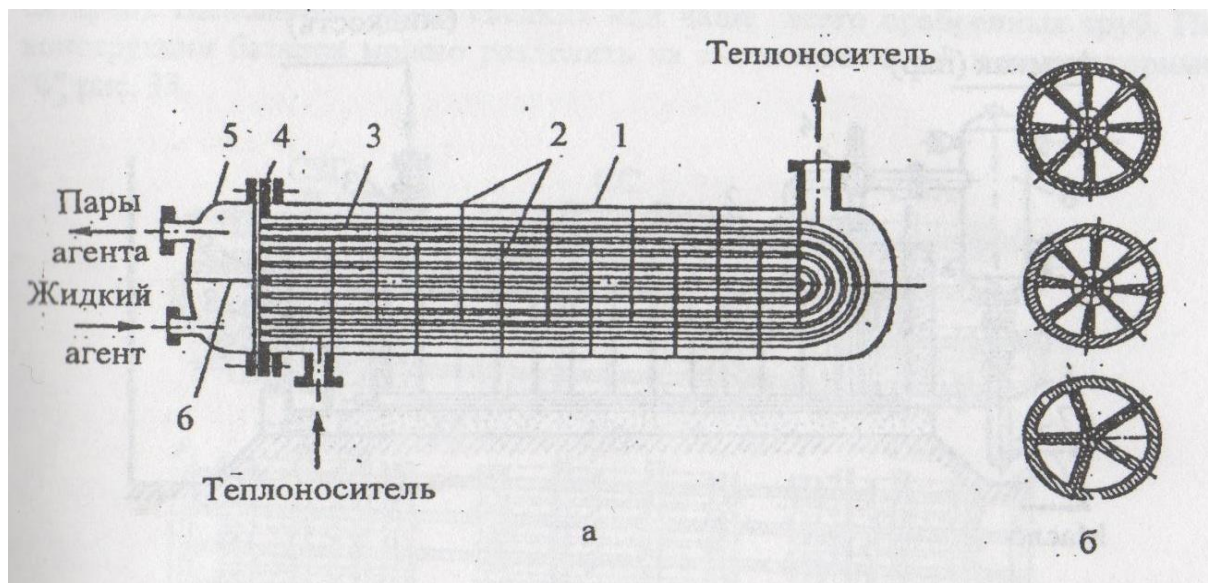
Число трубок за один хід приймаємо рівним $n_x=75$.

Число ходів води в конденсаторі

$$z = \frac{n}{n_x} = \frac{284}{75} = 3,78$$

Приймаємо число ходів $z = 4$.

За аналогією може бути підібраний випарник марки ИТВР – 100, що має поверхню випаровування $F_b=100$ м².



Мал. 4.2 – Кожухотрубний випарник - конденсатор

а) 1- корпус; 2 – перегородки; 3- U- подібні мідні труби; 4 – фланець; 5 – кришка; 6 – переділ; б) Розріз мідних труб з внутрішнім оребренням

5. Порівняльний аналіз роботи ТН на різних холодильних агентах

Відповідно до приведеної вище методики було проведено розрахунок тепло насосного циклу ХУУНТ для ряду хладонів. Спочатку були відібрані хладони, які відповідають наступним вимогам:

- відсутність вакууму в системі для запобігання підсосу повітря і, відповідно, установки складного устаткування, що відділяє повітря від робочого агента. Для цього слід використовувати такі хладони, у яких тиск P_0 більше або дорівнює атмосферному тиску, тобто нормальна температура кипіння хладона повинна бути меншою або дорівнювати температурі кипіння;

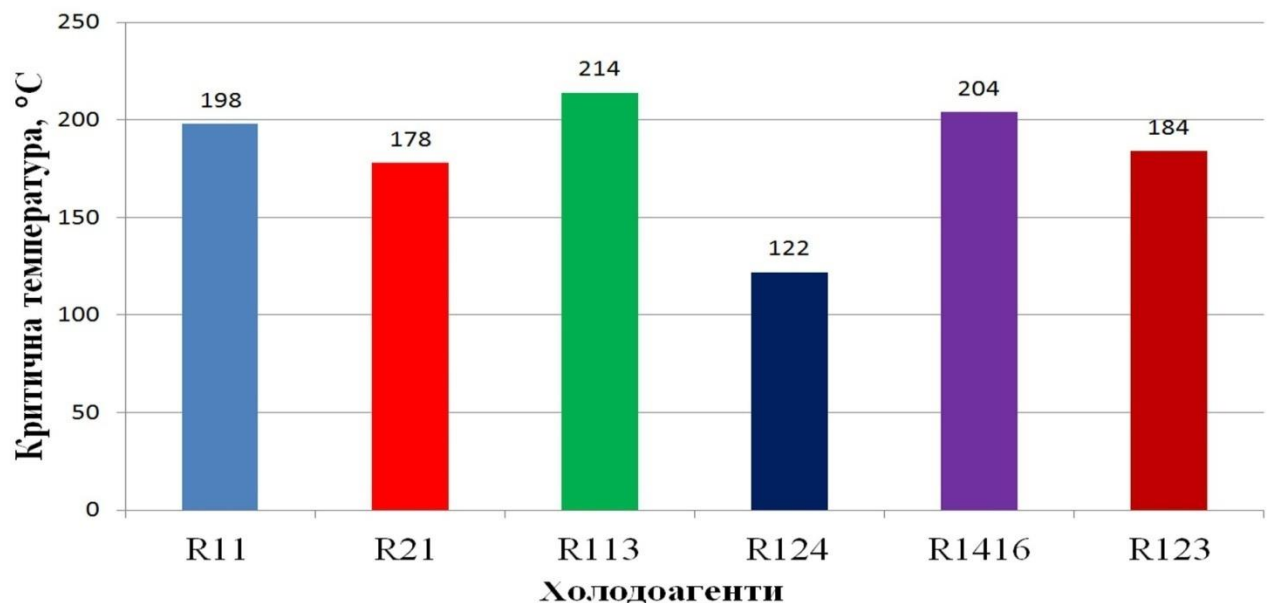
- можливість здійснення процесу конденсації хладона в конденсаторі Кд2. Для цього слід використовувати такі хладони, у яких температура конденсації $t_{\text{кон}}$ в Кд2 була б меншою їх критичної температури;

- озоно безпечність, що досягається використанням таких хладонів, у яких молекули не містять атомів бромю, а також атомів хлору без атомів водню.

Для отримання пари з морської води температура конденсації повинна перевищувати 100 градусів Цельсія.

Для аналізу були вибрані наступні холодильні агенти, які відповідають цим вимогам: R11, R21, R113, R124, R41416, R123

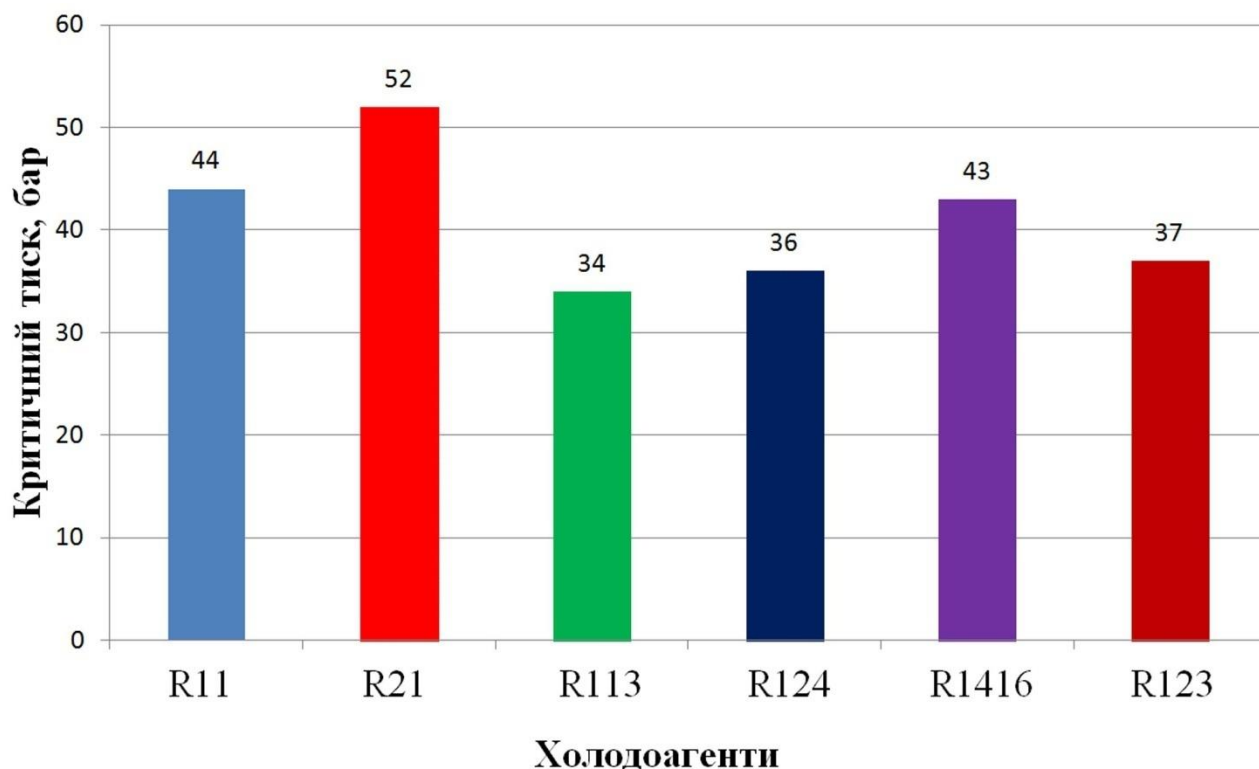
Критична температура для різних робочих тіл представлена на мал.5.1



Мал. 5.1 Критична температура для різних робочих тіл

Як видно з мал. 5.2, хладони R21, R11, R1416 мають у порівнянні з іншими робочими агентами, що розглядаються, високий тиск конденсації (бажано, щоб він не перевищував 4,1 МПа, оскільки це веде до потовщення стінок трубопроводів, підвищеної міцності корпусу компресора і

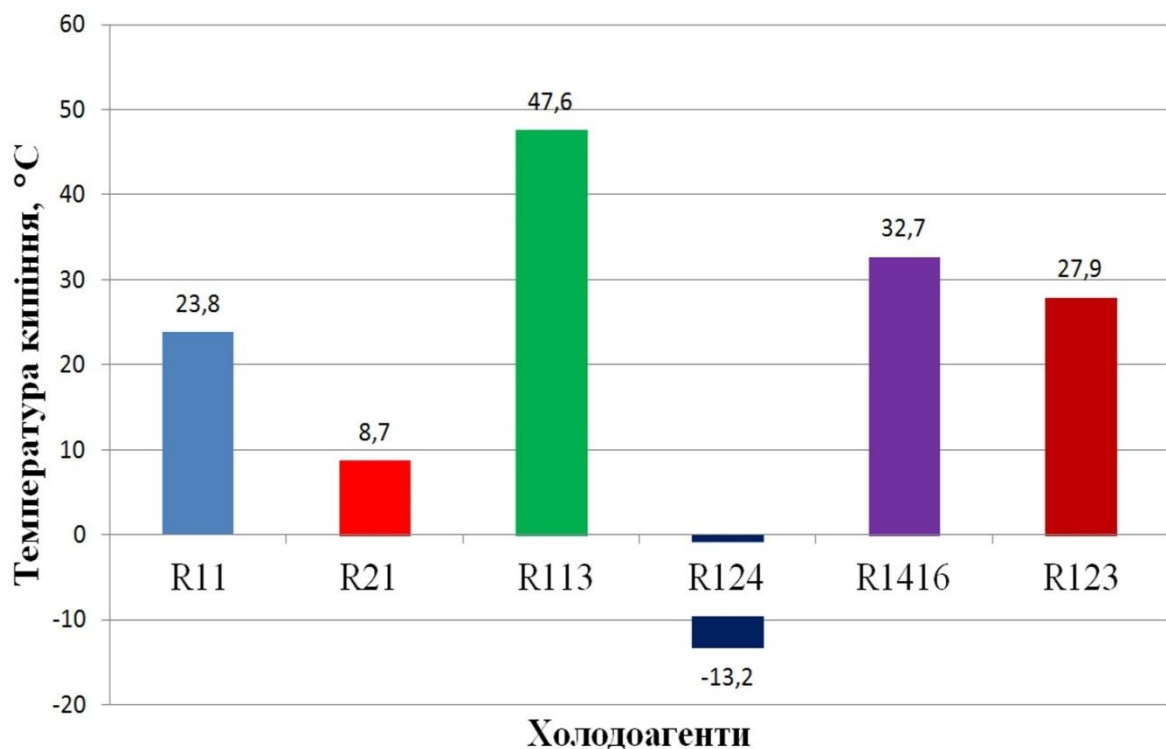
конденсатора, що викликає їх удорожчення тощо).



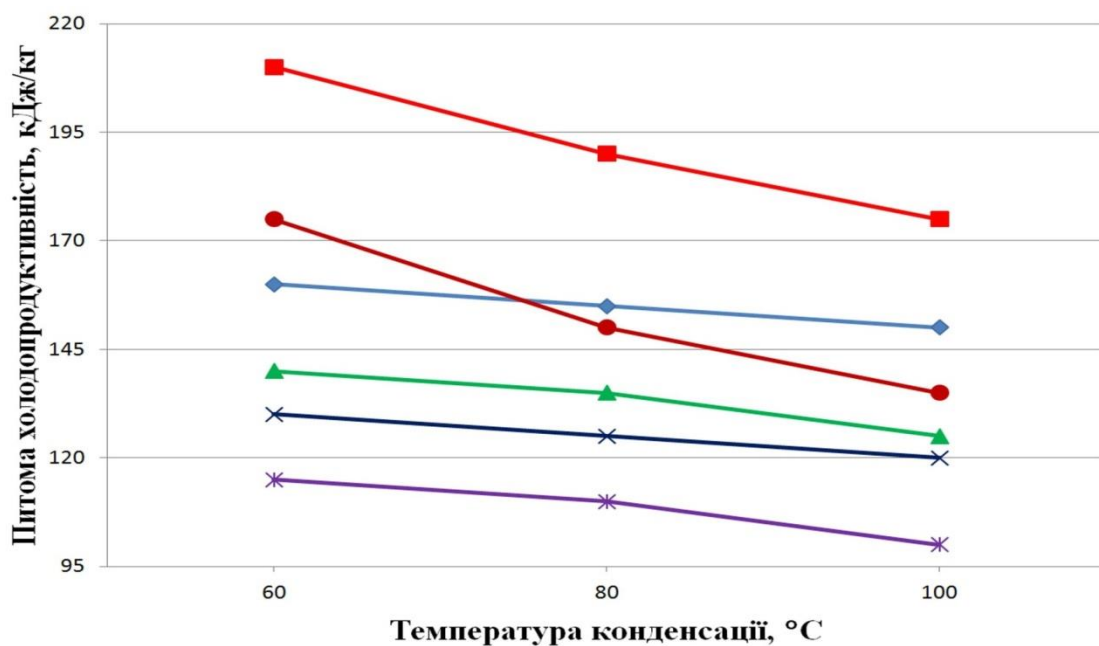
Мал. 5.2 Критичний тиск для різних робочих тіл

Хладони *R113*, *R124* і *R123* мають приблизно однакові відношення тиску в циклі, прийнятні значення тиску, що дозволяє рекомендувати дані хладони для використання в теплонасосній ХУУНТ.

На мал. 5.3 представлена температура кипіння для різних робочих тіл, при атмосферному тиску. Як видно з мал. 5.3, при використанні хладонів *R113*, *R124* і *R123* виключається вакуум в системі, що запобігає підсосу повітря і, відповідно, установки складного устаткування.



Мал. 5.3 Температура кипіння для різних робочих тіл



Мал. 5.4 Питома холодопродуктивність для різних робочих тіл в залежності від температури конденсації

▲—▲—▲—▲—▲— R113; ■—■—■—■—■— R123; — — — — — R11;
 ······ R21; x—x—x—x—x— R124; ж—ж—ж—ж—ж— R1416.

Не менш важливу роль відіграє питома холодопродуктивність в залежності від температури конденсації. Як видно з мал. 5.4 хладон R123 має найбільшу.

Таким чином ваховуючи такі фактори - як критичні температури та тиск, температура кипіння, та питома холодопродуктивність нами рекомендован хладон R123, який необхідно використовувати в ТН для отримання пари.

6. Економічна частина

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

- **науково-технічний ефект**, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;
- **економічний ефект** полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;
- **соціальний ефект**, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;
- **маркетинговий ефект**, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника $O_{НТЕ}$, який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad (6.1)$$

де $K^{\Phi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K^{\Pi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K^{\Phi}_{НТЕ}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 1).

Таблиця 1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4		Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	

Ступінь вірогіднос-ті досягнення пози- тивних результатів	Малий	1 – 4	
---	-------	-------	--

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають $K^{\Phi}_{НТЕ}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розроблюють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 1.

До числа специфічних показників відносять:

- **для нової техніки:** продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;
- **для нових матеріалів і речовин:** вміст корисних речовин для виробітку готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;
- **для нових технологій:** якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення $K^{\Phi}_{НТЕ}$ у табл. 2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 2

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології	
	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новізни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
• тепла, Гкал	5,14	6,85
• електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
• води, м ³	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3 \quad (6.2)$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 3).

Таблиця 3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	8	8	7	7,67	2,91 (7,67 x 0,35)
2	Перспективність	5	8	6	6,33	2,21 (6,33 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	6	4	9	6,33	0,93 (6,33 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	9	8	8	0,73 (8 x 0,10)
В С Ь О Г О						6,95

$$НТЕ = 7,67 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 6,95$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{НТЕ}$):

$$K_{НТЕ} = НТЕ / 10 \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 3.3 можна дійти до висновку, що $K_{НТЕ}$ відповідає 69,5 %, тобто:

$$\frac{6,95}{10} * 100 = 69,5\%.$$

В тому випадку, коли значення $K_{НТЕ}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

7. Охорона праці

На робочих місцях у машинно-котельних відділеннях (МКО) неавтоматизованих суден повинні бути вивішені інструкції з техніки безпеки, а також схеми (мнемосхеми) баластної, осушувальної та паливної систем із зазначенням вентилів (клапанів).

Приміщення МКО, решітки, трапи та плити настилу необхідно утримувати в чистоті: пролите масло та паливо необхідно негайно прибирати. Плити настилу повинні бути обов'язково закріплені, а вирізи в них закриті. Повинні бути міцно закріплені прутки ґрат, стійки та поручні. Незакріплені деталі огорожі, що створюють лише видимість захисту чи опори, можуть спричинити травму.

Відкриття клапанів пускових балонів, парових і повітряних магістралей слід проводити повільно, щоб уникнути гідравлічних ударів.

Перед розбиранням трубопроводу, розкриттям горловин і при роботах з обладнанням, що раніше перебуває під тиском, необхідно вжити заходів, що виключають можливість подачі до місця робіт робочого середовища (пара, повітря, рідини тощо), для чого встановити заглушки; на закритому сікому клапані вивісити табличку з написом, що забороняє відкривати клапан, і т. д. Після цього на ділянці, що розбирається, необхідно скинути тиск і видалити робочу рідину. Після закінчення ремонту, перед збиранням, необхідно переконатися, що всередині трубопроводу, механізму, що розбирається, і т. п. немає сторонніх предметів (ключів, болтів, гайок, ганчірки та ін.).

Якщо роблять ремонт механізму, то деталях І системи руху не можна розміщувати інструменти, прокладки, болти тощо.

Строго забороняється виконувати будь-які роботи, що супроводжуються навіть слабкими ударами (карбування, рубання, відгинання чого-небудь) на трубах і судинах, що знаходяться під тиском.

Перед задраювання горловин танків і відсіків їх необхідно ретельно оглянути. Задраювання робиться на всі штатні гайки.

Якщо здійснюють збирання або розбирання паливного трубопроводу (або шлангів), то застосовують інструмент, що не дає іскри.

При роботі в приміщеннях машинно-котельного відділення обслуговуючий персонал повинен носити добре підігнаний спецодяг без вільних кінців та зав'язок та взуття на шкіряній підосві без сталевих цвяхів.

Не дозволяється носити сорочки із зачоченими рукавами, краватки, шийні пов'язки тощо.

Доступ до машинно-котельного відділення стороннім особам без дозволу старшого (головного) або вахтового механіка забороняється.

Двигун внутрішнього згорання. При пуску головного двигуна, щоб уникнути опіків, заборонено перебувати біля клапанів ресивера, що стравлюють, а також на верхніх решітках, розташованих на рівні циліндрових кришок.

Відразу після зупинки двигуна не можна відкривати кришки (люки) гарячого картера. Це можна зробити лише через 10-20 хв після зупинки двигуна.

При закритті картера необхідно переконатися, що в ньому не залишилося сторонніх предметів, інструменту, кріплення. При виявленні течі (або підтікання), пропусків у трубопроводах, арматурі та сховищах (цистернах) рідкого палива слід негайно усунути несправність, при цьому паливний форсуночний трубопровід, щоб уникнути травми, забороняється обмацувати рукою, відшукуючи місце розриву (або надриву). З цієї причини не допускається усувати дефекти у форсунках або проводити їх заміну під час роботи двигуна.

Після зупинки двигуна, перш ніж приступити до огляду та ремонту всередині картера, необхідно, згідно з інструкцією, вжити всіх заходів, що запобігають можливому запуску двигуна.

При продуванні індикаторних кранів у всіх випадках треба перебувати осторонь струменя газу, що виходить з циліндра.

Виконувати роботи з опресування форсунок головних (і допоміжних) двигунів потрібно тільки на спеціальних, особливо обладнаних стендах, при цьому забороняється знімати захисні ковпаки або екрани.

Братися руками за спиці маховика валоповоротного пристрою головного двигуна при ручному провертанні маховика забороняється.

Парові казани. Перед розведенням пари в котлі необхідно переконатися у справності дії запобіжних клапанів та ручних приводів до них. Якщо несправний хоча б один клапан, вогонь у топках повинен бути негайно погашений.

При виході з ладу одного з вказівних пристроїв, робота котла більше 20 хв забороняється. У разі виходу з ладу двох вказівних пристроїв експлуатацію котла треба негайно припинити. Це слід зробити при спуску води з котла.

Особливої обережності слід дотримуватись при розпалюванні котлів, що працюють на рідкому паливі. Попередньо необхідно перевірити, чи немає в топці та газоходах сторонніх предметів, а також патьоків мазуту у форсуночному пристрої та топці. До запалювання форсунки, якщо котел не автоматизований, топку слід добре провентилувати (не менше 3 хв), для чого відкрити заслінку, якщо природна тяга, або включити дуття, якщо тяга штучна. При запаленні форсунок факелом необхідно стояти збоку від вікна, в яке подається факел для запалювання. Заглядати в топку під час розпалювання забороняється.

При включенні котла в магістраль роз'єднувальний клапан слід відкривати поступово, щоб прогріти магістраль, оскільки швидке відкриття клапана може призвести до гідравлічного удару та розриву трубопроводу. Тому спочатку клапан відкривають, витримують 5-10 хв, залежно від довжини магістралі, і потім повільно відкривають на повну величину.

При спостереженні за процесом горіння у топці слід надягати сині окуляри.

Для розпалювання котлів, що працюють на твердому паливі, забороняється застосовувати гас та інші горючі рідини.

Котельні машиністи при обслуговуванні котлів, що працюють на твердому паливі, повинні обов'язково зашнурувати робочі черевики, а штани носити навипуск.

Парові та газові турбіни. При пуску, роботі, зупинці турбіни, а також при обслуговуванні та ремонті її необхідно суворо керуватися інструкцією заводу-виробника. Підготовляючи турбіну до пуску, слід переконатися, що всі клапани

та крани знаходяться в належному положенні, валоповоротний пристрій роз'єднано, надійно закріплені всі частини турбіни та знято пристрій для ручного провертання ротора турбіни. Перед кожним запуском турбіни потрібно перевірити дію граничного регулятора. Відкривати маневровий клапан слід поступово, стежачи за тим, щоб тиск пари за маневровим клапаном при «страгуванні» турбіни був не вищим, ніж обумовлено інструкцією. Необхідно постійно тримати під контролем регулятори безпеки, запобіжні та сигнальні клапани.

Якщо необхідно розкрити турбіну або її арматуру, то треба насамперед переконатися, що знято тиск і немає гарячого конденсату.

При розтині редуктора турбіни не можна користуватися звичайними світильниками (перенесенням). Світильники мають бути у вибухобезпечному виконанні.

При обслуговуванні газотурбінних установок (ГТУ) із камерами згоряння необхідно пам'ятати, що забороняється:

проводити запуск, не переконавшись у тому, що в камері згоряння та ГТУ відсутнє паливо;

під час роботи ГТУ підходити ближче ніж на 1,5 м до повітроприймального патрубка, а також входити до камер прийому повітря;

проводити розбирання ГТУ доти, доки не буде відключено паливну систему.

Особливо уважно слід спостерігати за цілістю фланцевих з'єднань корпусів газової турбіни та компресора.

Допоміжні механізми. Обслуговування кожного допоміжного механізму або пристрою повинно виконуватись у суворій відповідності до інструкції з обслуговування та експлуатації. Водночас необхідно виконувати загальні правила техніки безпеки під час роботи з будь-яким механізмом чи пристроєм.

Підтяжка фланцевих з'єднань у вентилів та на трубопроводах, що знаходяться під тиском, забороняється.

При зупинці будь-якого механізму для ремонту або огляду необхідно вжити заходів, що виключають його довільне провертання. Так, розбирати насоси (всіх видів) можна лише після відключення їх від робочого середовища та живлення. Перед пуском насоса слід переконатися, що приймальні та відливні клапани відкриті.

Перед пуском сепаратора спочатку слід відкрити нагнітальний, а потім приймальний клапан. Після вимкнення сепаратора, до повної зупинки барабана, послаблювати будь-які гвинтові з'єднання, кріплення не допускається. При розбиранні сепаратора деталі укладати тільки на м'які або дерев'яні підставки; чистити деталі слід латунними скребками та щіткою.

Закриття світлових люків (капів) провадиться з дозволу вахтового механіка (якщо це необхідно виконати негайно, то з наступною доповіддю йому). Після виходу з ладу гідравлічного приводу відкриття світлового люка ремонтувати привід можна тільки після його відключення, щоб уникнути довільного відкриття або закриття люка.

Ремонтні роботи. Місця, де проводять ремонтні роботи, необхідно звільнити від сторонніх предметів та висвітлити належним чином. Ширина проходів при цьому має бути не менше 0,7-0,8 м. Якщо під час ремонтних робіт необхідно відкрити горловини або інші отвори в палубах та настилах, то ставлять надійні огорожі. У місцях постановки огорож треба вивісити таблички з попереджувальним написом «Прохід небезпечний». Якщо при ремонті знімають поручні трапів та майданчиків, то їх слід замінити туго натягнутими леєрами або закрити прохід цими трапами та майданчиками.

Забороняється зняти або підняти плити настилу машинно-котельного відділення ставити на ребро без надійного закріплення.

Після закінчення ремонтних робіт зняті горловини, частини огорожі, підняті плити настилу мають бути поставлені на місце.

Робочі місця, розташовані на висоті понад 1 м, повинні мати рештування з надійною огорожею. Робота на висоті із незакріпленим трапом чи сходами не допускається. При роботах на висоті обов'язково вжити необхідних заходів, що унеможливають падіння інструменту, деталей та кріплення. Якщо виконуються роботи, пов'язані з очищенням деталей і конструкцій корпусу від іржі, видаленням цементу, старої фарби тощо, слід користуватися запобіжними окулярами.

Верстати та інструменти. За правилами техніки безпечності до роботи на металорізальних верстатах суднової майстерні допускаються лише особи, які мають посвідчення токаря, що пройшли спеціальний інструктаж та навчання. Робота металорізальних верстатів при хитаванні судна з кутом крену більше 10 ° заборонено.

При роботі на верстатах рукава спецодягу повинні мати манжети, що щільно прилягають, на голову слід одягати берет. Працювати у рукавицях забороняється. Токарні та фрезерні верстати повинні мати захисні (запобіжні)

екрани, що запобігають попаданню стружки на працюючого, а якщо таких екранів немає, то слід працювати тільки в захисних окулярах. Робоче місце необхідно ретельно очищати від стружок, тирси і т.д. Видаляти стружку зі верстатів і знімати її з оброблюваних деталей слід за допомогою спеціальних гачків і щіток.

При роботі на свердлильних верстатах для закріплення деталей необхідно використовувати спеціальні затискні пристрої. Підтримувати деталі під час свердління руками категорично заборонено.

Якщо свердло чи фрезу необхідно періодично змащувати (охолоджувати), то для цього застосовуються пензлики на довгих ручках. Використовувати для аналогічних цілей різного роду ганчір'я, ганчірки, кінці і т. д. неприпустимо.

При роботі на заточувальних верстатах слід використовувати прозорий захисний екран або надягати захисні окуляри. Обробляти (обточувати) деталь або інструмент на бічній (торцевій) поверхні абразивного кола заборонено, за винятком випадків, коли коло спеціально призначене для такого виду робіт. Працювати на колі, що має дефекти (тріщини, нерівномірне зношування, биття на валу тощо), заборонено.

Зберігання абразивних кіл повинно забезпечувати їхню цілість: не можна піддавати кола ударам, а також впливу морозу та вологи. Зберігати кола рекомендується лише у вертикальному положенні (поставленими на ребро).

При використанні в роботі паяльних ламп необхідно заливати в паяльні лампи тільки пальне, для якого вони призначені; під лампу, що розпалюється, підкладають азбест.

Застосовувати несправні лампи з пропуском пального, із засміченими форсунками і т. д., а також заправляти лампу, що не остигнула, не допускається.

До роботи з паяльними лампами можуть бути допущені ті особи, які навчені правилам поводження з ними і мають достатній досвід роботи.

Тиски повинні бути міцно закріплені на верстаті і мати справні губки, гвинти та гайки. Використовуваний ручний інструмент також повинен бути у справному стані: напилки - з міцно закріпленими ручками, гайкові ключі - з незношеними губками, ручники - з міцно насадженими рукоятками, без задирок на бойці і т.д.

Робота в цистернах та танках. Перед початком ремонту в цистернах і міждонних відсіках їх слід ретельно очистити від бруду, залишків нафтопродуктів, попередньо замірявши повітряне середовище відсутність вибухонебезпечної концентрації парів нафтопродуктів і придатність повітря для дихання. Водяні цистерни та баластові танки повинні бути попередньо добре провентильовані.

Застосовувати для освітлення слід ліхтарі та світильники вибухобезпечного виконання. Якщо повний аналіз повітряного середовища в цистерні або танку (крім водяних) виконати неможливо, слід застосовувати захисний одяг і шланговий протигаз. Використання запобіжного поясу із закріпленим страхувальним лінем, другий кінець якого має знаходитися у спостерігача — чергового біля горловини танка — обов'язкове.

При ремонтних роботах у цистерні чи танку всі горловини мають бути відкриті.

Час перебування в цистерні або танку не повинен перевищувати 45 хв, після чого необхідний відпочинок на свіжому повітрі протягом 15 хв.

Якщо при роботі в цистерні (танці) з'являться ознаки нездужання (головний біль, сонливість, запаморочення, блювота тощо), необхідно негайно подати сигнал тривоги, припинити роботу та вийти з цистерни (танку). Продовжувати роботу дозволяється лише після усунення причин, що спричинили нездужання.

Вантажопідйомні пристрої. Усі роботи в машинному відділенні з переміщення обладнання, запасних частин, інструменту, матеріалів тощо із застосуванням вантажопідйомних пристроїв необхідно проводити у повній відповідності до загальних Правил техніки безпеки при виробництві вантажних операцій із застосуванням суднових вантажопідйомних засобів.

Підвішувати вантажопідйомні пристрої до трубопроводів та інших суднових конструкцій заборонено; для цього слід використовувати спеціальні рими та вуха.

Укладати деталі на ґрати, настили лісів та рештування можна, якщо вони розраховані на додаткове навантаження.

Довгі деталі не можна піднімати одним стропом із підвісом за «середню» точку. При застропці таких деталей двома стропами необхідно стежити, щоб деталь піднімалася без перекосів. Під час підйому важких деталей (блоків циліндрів, валів, кришок тощо. п.) під них, у міру підйому, слід підкладати клітини з брусів те щоб максимальний зазор між клітиною і деталлю був 150—200 мм.

Якщо важку деталь піднімають за допомогою рим-болтів, необхідно перевірити, щоб болт мав справне різьблення і був щільно вкручений в деталь на всю довжину різьблення.

Після закінчення всіх вантажопідйомних робіт електротельфер або кран машинного відділення повинні бути відведені на штатне місце і закріплені там у положенні по-похідному.

8.Цивільний захист

Кожен громадянин України має право захищати своє життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, пожеж, стихійного лиха і вимагати від Кабінету Міністрів, органів влади та місцевого самоврядування, керівництва підприємств гарантій реалізації цього права. , установи та організації незалежно від форм власності та підпорядкування.

Держава, як гарант цього права, створює систему цивільного захисту, яка спрямована на захист населення і територій від небезпечних наслідків аварій і катастроф техногенного, екологічного, природного та військового характеру.

До розгляду пропонуються наступні організаційно-правові аспекти:

- захист громадян України, іноземців та осіб без громадянства, які перебувають на території України, виробничих і соціальних об'єктів, територій і навколишнього природного середовища від надзвичайних ситуацій (НС);
- створення та функціонування єдиної системи цивільного захисту (ЄСЦЗ);
- створення та функціонування сил цивільного захисту, їх комплектування та служба цивільного захисту;
- гарантії соціально-правового захисту особового складу служби цивільного захисту та працівників підрозділів і сил цивільного захисту, а також повноваження органів виконавчої влади у сфері цивільного захисту.

Правова основа цивільного права:

- Конституція України;
- Закон України: «Про правовий режим надзвичайного стану» (№ 1550-14);
- Закон України «Про правовий режим воєнного стану» (№ 1647-14);
- Закон України «Про об'єкти підвищеної небезпеки» (№ 2245-14);
- Закон України «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку» (№ 39/95-ВР);
- Закон України «Про гідрометеорологічну діяльність» (443-XIV);
- Закон України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення» (4004-12);
- Закон України «Основи законодавства України про охорону здоров'я» (710-07);
- Закон України «Про фонд страхової документації України» (2332-III);

- міжнародні договори України, згода на обов'язковість яких надана Верховною Радою України.

Основні завдання Цивільного захисту:

- забезпечення аварійних ситуацій;
- аварійний захист;
- ліквідація наслідків надзвичайної ситуації;
- запобігання та гасіння пожеж;
- збір, обробка та інформація з питань цивільного права;
- аналіз і прогнозування техногенних, природних небезпек і можливих надзвичайних ситуацій, оцінка їх соціально-економічних наслідків;
- облік та ведення Державного реєстру потенційно небезпечних об'єктів;
- оповіщення населення про виникнення або загрозу виникнення надзвичайної ситуації, інформування про обстановку;
- планування заходів цивільного захисту на мирний та особливий періоди;
- створення сил і засобів цивільного захисту та забезпечення їх постійної готовності;
- створення, збереження та раціональне використання матеріальних і фінансових резервів, необхідних для запобігання та ліквідації надзвичайних ситуацій та їх наслідків;
- організація життєзабезпечення населення;
- забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення в районах НС
- надання оперативної допомоги населенню у надзвичайних ситуаціях;
- надання психологічної, медичної та іншої екстреної допомоги постраждалим;
- здійснення заходів соціального захисту населення, постраждалого внаслідок надзвичайних ситуацій, проведення гуманітарних акцій;
- навчання та підвищення кваліфікації рятувальників та інших працівників, які беруть участь у ліквідації надзвичайних ситуацій;
- підготовка та перепідготовка керівного складу та сил цивільного захисту, навчання населення діям у надзвичайних ситуаціях;

- здійснення державного нагляду (контролю) у сфері цивільного захисту, пожежної безпеки, державної експертизи сертифікації, стандартизації, ліцензування та дозвільно-реєстраційної діяльності;
- здійснення постійного моніторингу та лабораторного контролю за станом навколишнього природного середовища та потенційно небезпечних об'єктів;
- розроблення та реалізація цільових і науково-технічних програм, спрямованих на запобігання надзвичайним ситуаціям;
- науково-технічне забезпечення діяльності з питань цивільного захисту, впровадження науково-технічної продукції для забезпечення діяльності з питань цивільного захисту;
- розроблення та реалізація законодавчих та інших нормативно-правових актів у сфері цивільного захисту;
- участь у заходах міжнародного співробітництва у сфері цивільного захисту.

Державне управління у сфері цивільного захисту

Єдина державна угода про соціальний захист складається з:

- засоби контролю;
- сили, призначені для виконання завдань цивільного захисту;
- фонди фінансових, медичних і матеріально-технічних ресурсів, у тому числі їх запаси;
- системи зв'язку оповіщення та інформування;
- системи моніторингу, системи моніторингу техногенної, пожежної та природної безпеки та прогнозування надзвичайних ситуацій;
- система навчальних закладів та закладів підготовки та перепідготовки регіональних об'єднань функціонального спрямування та керівниками радіаційних, хімічних, вибухонебезпечних та інших об'єктів підвищеної небезпеки.

Організаційна структура, завдання, склад сил та засобів, порядок діяльності ланок функціональних підсистем визначаються Положеннями про них, затвердженими керівниками регіональних об'єднань функціонального спрямування та керівниками об'єктів підвищеної небезпеки за погодженням з

територіальними органами управління спеціально уповноваженого центрального органу виконавчої влади з питань ДЗ

Територіальні підсистеми.

Територіальні підсистеми створюються місцевими органами виконавчої влади в АРК та областях.

На місцевому та об'єктовому рівнях створюються ланки територіальних підсистем. Організаційна структура, завдання, склад сил та коштів, порядок діяльності територіальних підсистем визначаються Положеннями про них, що затверджуються Предсовміном АРК, головами обласних адміністрацій за погодженням із уповноваженими центрального органу виконавчої влади з питань ДЗ.

Ланки територіальних підсистем.

Ланки територіальних підсистем утворюються місцевими органами виконавчої влади та органами місцевого самоврядування в АРК та областях, на об'єктах підвищеної небезпеки. Організаційна структура, завдання, склад сил і засобів, порядок діяльності визначаються Положеннями про них, затвердженими місцевими органами влади, керівниками об'єктів підвищеної небезпеки та узгоджуються також і функціональні підсистеми.

Функціонування ЄСГЗ:

ЄСГЗ може функціонувати в режимах:

- повсякденне функціонування;
- Підвищеної готовності;
- режим надзвичайної ситуації;
- Режим військового часу.

Режим повсякденного функціонування:

Цей режим встановлюється за умов нормальної виробничо-промислової, радіаційної, хімічної, техногенної та пожежної обстановки, за відсутності епідемій, епізоотій, епіфітотій.

У цьому режимі органи управління та сили ЄСГЗ:

- Забезпечують спостереження та контроль за обстановкою на потенційно небезпечному об'єкті;

- здійснюють цілодобове чергування оперативно-чергових служб, оперативно-рятувальних та пожежно-рятувальних розрахунків;
- розробляють та виконують цільові та науково-технічні програми щодо запобігання виникненню НС та зменшення можливих втрат;
- здійснюють планові заходи щодо запобігання НС, забезпечення безпеки та захисту населення та територій від них;
- забезпечують підготовку органів управління та сил ГЗ щодо дій у НС;
- організують навчання керівного складу та спеціалістів ДЗ та населення діями в НС;
- створюють та відновлюють матеріальні резерви для запобігання, ліквідації НС та їх наслідків;
- Здійснюють прогнозування обстановки, погіршення якої може призвести до виникнення НС.

Режим підвищеної готовності.

Режим підвищеної готовності ЄСГЗ встановлюється в межах конкретної території за відповідним рішенням КМУ, місцевих органів виконавчої влади та органів місцевого самоврядування у разі суттєвого погіршення виробничо-промислової, радіаційної, хімічної, епідеміологічної, сейсмічної, гідрогеологічної, гідрометеорологічної обстановки, за наявності.

У цьому режимі органи управління та сили єдиної системи ДЗ:

- формують комісії або ОГ для виявлення причин погіршення обстановки та готують пропозиції щодо її нормалізації;
- у разі потреби, цілодобове чергування членів комісії з питань ТЕБ та НС та ОГ;
- посилюють спостереження та контроль за ситуацією на ПЗО та прилеглих до них територіях, а також на гідрологічно небезпечних ділянках територій, здійснюють постійне прогнозування можливості виникнення НС та їх масштабів;
- здійснюють заходи щодо запобігання виникненню НС;
- уточнюють, розробляють та здійснюють заходи щодо захисту населення та територій від можливих НС;

- приводять у стан готовності наявні сили та засоби реагування, залучають, у разі потреби, доповнити сили та засоби та спрямовують їх, у разі потреби до районів загрози виникнення НС.

Режим надзвичайної ситуації.

Встановлюється у разі виникнення НС, залежно від її масштабу, у межах конкретної території за рішенням КМУ, місцевих органів виконавчої влади та органів місцевого самоврядування.

У такому режимі органи управління та сили ЄСГЗ:

Здійснюють оповіщення населення про НС та про їхні дії в умовах НС;

Призначають керівника робіт з ліквідації НС, який керує Штабом з ліквідації НС;

Визначають межі території, де виникла НС;

Здійснюють постійне прогнозування зони можливого поширення НС та масштабів можливих наслідків;

Організують роботи з локації та ліквідації НС та її наслідків, залучають для цього необхідні сили та засоби;

Організують та здійснюють заходи щодо життєзабезпечення постраждалого населення;

Організують захист населення та територій в умовах НС;

Здійснюють безперервний контроль за розвитком НС та обстановкою на аварійних об'єктах та прилеглих до них територіях;

Оперативно доповідають вищим органам управління про розвиток НС та заходи, які проводять.

Режим надзвичайного стану.

Цей режим функціонування ЄСГЗ встановлюється відповідно до Закону України «Про правовий режим надзвичайного стану».

Режим воєнного стану.

Режим функціонування ЄСГЗ в умовах воєнного стану встановлюється відповідно до Закону України «Про правовий режим воєнного стану». Переведення ЄСГЗ в режим функціонування в умовах військового стану здійснюється центральними та місцевими самоврядуваннями відповідно до планів ДЗЗ під час функціонування ЄСГЗ в умовах військового стану покладається на її органи управління та здійснюється у тісній взаємодії з відповідним військовим командуванням.

Підготовка ЄСГЗ до виконання завдань ДЗ у режимі військового стану та в особливий період здійснюється заздалегідь у мирний час з урахуванням розвитку озброєння, військової техніки та засобів захисту населення, військової техніки та засобів захисту населення від небезпек, що виникають під час ведення бойових дій або внаслідок цих дій.

Органи управління ЄСГЗ мають право видавати, у межах своєї компетенції, обов'язкові для виконання на відповідній території, у т. ч. Загальні рішення, розпорядження, накази та директиви з питань забезпечення функціонування ЄСГЗ, її територіальних та функціональних підсистем у режимі військового стану та в особливий період.

Проблеми, що підлягають вирішенню ЄСГЗ у цей період:

Навчання населення способам захисту від небезпек, що виникають під час ведення бойових дій, або внаслідок цих дій.

Оповіщення населення про небезпеки, які виникають під час ведення бойових дій або внаслідок цих дій;

Евакуація населення, матеріальних та культурних цінностей у безпечні райони;

Забезпечення населення засобами колективного та індивідуального захисту;

Проведення заходів світломаскування та інших видів маскування;

проведення аварійно-рятувальних та інших невідкладних робіт у разі виникнення небезпеки для населення під час ведення бойових дій, а також внаслідок НС техногенного та природного характеру;

Надання медичної допомоги постраждалому населенню, організація його лікування та проведення санепідемічних заходів;

Здійснення заходів життєзабезпечення населення, яке постраждало під час ведення бойових дій;

Ліквідація пожеж;

Виявлення та позначення районів, що зазнали радіоактивного, хімічного та біологічного зараження;

Санітарна обробка людей та спеціальна обробка одягу, техніки, обладнання, будівель та територій, що зазнали радіоактивного, хімічного та біологічного зараження;

Охорона громадського порядку в районах, що постраждали у бойових діях;

Розробка та здійснення заходів, спрямованих на забезпечення сталого функціонування об'єктів економіки у воєнний час;

Забезпечення постійної готовності сил і засобів ГЗ до дій в умовах воєнного стану та особливий період.

Управління єдиною системою ДЗ.

Органи управління:

Кабінет Міністрів України;

Спеціально уповноважений центральний орган виконавчої влади з питань ДЗ;

Центральні та місцеві органи виконавчої влади, органи місцевого самоврядування, адміністрації підприємств, установ та організацій;

Органи повсякденного управління з питань ДЗ.

Координація діяльності органів виконавчої влади у сфері ДЗ.

На державному рівні:

Державна комісія з питань ТЕБ та НС;

Національна рада з питань безпеки життєдіяльності населення;

Для ліквідації НС та її наслідків рішенням КМУ створюється спеціальна урядова комісія з ліквідації НС.

На регіональному рівні:

Комісія з ТЕБ та НС АРК (обласний);

Для ліквідації НС створюється спеціальна комісія з НС регіонального рівня;

На місцевому рівні:

Комісія ТЕБ та НС виконкому міськради

Для ліквідації НС створюється спеціальна комісія щодо ліквідації НС – рішенням виконкому міськради.

На об'єктовому рівні:

Комісія ТЕБ та НС об'єкта;

Для ліквідації НС створюється спеціальна комісія з ліквідації НС на об'єкті.

Для забезпечення постійного управління виконанням заходів ДЗ під час виникнення НС, а також виконання функцій, передбачених на особливий період, КМУ, центральними та місцевими органами виконавчої влади, органами місцевого самоврядування, підприємствами, установами та організаціями створюються та використовуються пункти управління (Перелік та вимоги до постійного управління визначаються ухвалою КМУ).

Для організації діяльності ЄСГЗ у мирний час та у особливий період КМУ, центральними органами виконавчої влади, органами місцевого самоврядування, підприємствами, установами та організаціями розробляються та затверджуються:

План реагування на НС;

План ДЗ на особливий період;

Організаційно-методичними вказівками КМУ про основні завдання ДЗ України на рік Плани розвитку та удосконалення функціональних та територіальних підсистем єдиної системи ДЗ на рік, які розробляються на підставі щорічних організаційно-методичних вказівок КМУ щодо основних завдань ДЗ України на рік.

Структура, зміст, порядок розроблення, погодження та затвердження планів визначаються спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади з питань ДЗ.

Завдання сил ГЗ та їх склад

Здійснення заходів щодо підтримки органів управління, служб, формувань та підрозділів сил ГЗ, спеціальної іншої техніки та засобів у стані постійної готовності до виконання завдань ГЗ.

Проведення робіт та заходів щодо запобігання НС, захисту населення та територій від них.

Проведення аварійно-рятувальних та інших невідкладних робіт щодо ліквідації НС та їх наслідків.

Гасіння пожеж.

Обслуговування на договірних засадах радіаційних, хімічних, вибухонебезпечних та інших об'єктів потенційної небезпеки незалежно від форм власності, на яких існує небезпека виникнення НС.

Проведення піротехнічних робіт, пов'язаних із знешкодженням (ВОП), крім ВОП, що використовуються в терористичних цілях та тих, що знаходяться на території, яка визначена для розміщення та постійної діяльності військових частин та установ ЗСУ.

Проведення робіт для життєзабезпечення постраждалого населення.

Надання медичної невідкладної допомоги постраждалим у районі НС та транспортування їх до медичних закладів.

Здійснення перевезень МТС, призначених для ліквідації НС та гуманітарної допомоги.

Склад сил ГЗ.

Оперативно-рятувальна служба ДЗ спеціально уповноваженого центрального органу виконавчої влади з питань ДЗ.

Аварійно-рятувальні та інші служби та формування, основна діяльність яких спрямована на виконання завдань щодо запобігання та ліквідації НС.

Підприємства, основна діяльність яких спрямована або може бути спрямована на виконання завдань щодо запобігання та ліквідації НС.

Відомча, місцева та добровільна пожежна охорона.

Невоєнізовані (позаштатні) формування ГЗ.

Спеціалізовані служби ДЗ.

Склад оперативно-рятувальної служби ДЗ:

- аварійно-рятувальні формування;
- органи управління;
- аварійно-рятувальні формування спеціального призначення;
- Пожежно-рятувальні підрозділи;
- Спеціальні авіаційні формування;

- Спеціальні морські формування;
- Навчальні центри;
- Підрозділи забезпечення.

Аварійно-рятувальні служби:

- державні;
- комунальні;
- аварійно-рятувальні служби підприємств;
- аварійно-рятувальні служби громадських організацій.

Усі аварійно-рятувальні служби, формування та рятувальники підлягають обов'язковій атестації на здатність до проведення аварійно-рятувальних робіт, після чого вони вносять до спеціального реєстру аварійно-рятувальних служб. Не атестовані аварійно-рятувальні служби для проведення аварійно-рятувальних робіт не допускаються.

Пожежна охорона поділяється на:

- відомчу;
- місцеву;
- Добровільну.

Відомча – на металургійних, хімічних, радіаційних, вибухо- та пожежонебезпечних та інших підприємствах.

Місцева – створюються місцевими органами виконавчої влади, органами місцевого самоврядування, у селищах та селах за погодженням із територіальними органами ДЗ.

Добровільна пожежна охорона - створюється з числа робітників та службовців. Положення про добровільну пожежну охорону затверджується КМУ.

Невоєнізовані формування.

У ці формування включаються громадяни працездатні, крім жінок, які мають дітей віком до 8 років, жінки з медичною освітою з дітьми не менше 3-х років.

Спеціалізовані служби ДЗ:

- Енергетики;
- захисту сільськогосподарських тварин;

- Інженерні;
- комунально-технічні;
- Матеріального забезпечення;
- медичні;
- зв'язки та оповіщення;
- протипожежні;
- торгівлі та харчування;
- технічні;
- Транспортного забезпечення тощо.

Права, обов'язки та організація роботи спеціалізованих служб визначаються Положенням про них, затвердженим КМУ

9. Висновки

У моїй дипломній роботі я розглянув методи утилізації тепла від головного двигуна, провів деякі порівняння та дійшов таких висновків. Метод утилізації тепла такий як - утилізаційний котел незважаючи на всі недоліки а саме, пропуски газів, осипання ізоляції, тріщини зварних швів, корозійні пошкодження випарного та економайзерного пучків, тріщини трубок економайзерів, негерметичність клапанів, киснева корозія котлів лопаток всіх ступенів турбін внаслідок роботи на вологій парі, оскільки перегрів пари в КК відносно невеликий і, крім того, знижується при роботі ГД на пайових навантаженнях, зарекомендували себе як ефективний засіб, що забезпечує відчутну економію палива. Загалом, системи глибокої утилізації теплоти дають економію дизельного палива приблизно до 11 % на рік. Що враховуючи всі проблеми при експлуатації все одно вигідніше ніж відмова від цієї системи. Так само існують теплові насоси використання яких для виробництва водяної пари дозволяє, по-перше, утилізувати теплові потоки, що викидаються, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися частково або повністю від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна, а отже зменшити забруднення довкілля токсичними компонентами димових газів і, по-третє, заощадити первинні енергетичні ресурси (котельне паливо). Тобто, впровадження на судах ТНУ підвищує ефективність суднової енергетичної системи та знижує шкідливий вплив суднових енергетичних установок на довкілля. Тепловий насос це вже необхідність на будь-якому судні з тієї причини, що необхідно ефективно та раціонально використовувати тепло двигуна для потреб судна. Важливо тільки вибрати фреон для роботи системи та виходячи з проведених мною досліджень таким фреоном є R123. На закінчення можна сказати, що незважаючи на всі недоліки, ці системи просто необхідно впроваджувати та використовувати.

Перелік використаної літератури

1. Грузберг Я. Ю. – Судові парогенератори: Видання друге, перероблене та доповнене. Ленінград 1974, 189 с.
2. Селіверстов В.М. - Утилізація тепла у судових дизельних установках: навчальний посібник. Калінінград 1973, 256 с.
3. Хряпченков О. С. – Суднові допоміжні та утилізаційні котли: навчальний посібник. Ленінград 1988, 296 с.
4. Горб С.І., Карпілов А.Ю - Розрахунок робочих процесів судового двигуна: навчальний посібник. 2021, 88 с.
5. Михайлов А.К., Ворошилов В.П. - компресорні машини: підручник для вишів. Москва 1989, 288 с.
6. W. M. Haynes, Ph.D. - CRC Handbook of Chemistry and Physics 95th Edition, , 2014, 2656 с.
7. Technical Documentation, G70ME-C9.5, 7020-0160-09ppr. 2023, 604 с.
9. <https://webbook.nist.gov/chemistry/>