

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему Проект утилізації теплоти головного двигуна танкера на базі теплового насоса

(назва кваліфікаційної роботи згідно наказу ОНТУ)

Здобувача Войновського В.О.
(прізвище, ініціали)

4 курсу ЕНск-141б групи

Керівник доц. Подмазко О.С.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: доц. каф. ХУ і КП Подмазко О.С.

доц. каф. ХУ і КП Піщанська Н.О.

(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____р, протокол № ____

Завідувач кафедри ХУ і КП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

(назва кафедри) (підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступінь вищої освіти	<u>Бакалавр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітня програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри М.Г. Хмельнюк

« 1 » березня 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Войновського Владислава Олександровича

1. Тема роботи Проект утилізації теплоти головного двигуна танкера на базі теплового насоса

Затверджена наказом університету від 31.08.2023 р. наказ № 487-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 30.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи: Вихідні гази (температурний рівень 280° C); R600(бутан); для отримання пари використати теплоту головного двигуна танкера дедвейтом 35970 т

4. Перелік питань, які потрібно розробити: ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ; ВСТУП; ВИБІР ПРОТОТИПА СУДНА ТА ДОПОМІЖНІ СЕУ; ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ УСТАНОВКИ; УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІД СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ; РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОГЕНЕРАТОРА; БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ; ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ/ОБОРОНА; ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Розріз головного двигуна судна; розподіл теплових потоків; принципова схема суднового утилізаційного ТН; схема охолодження двигуна; схема та цикл теплового насоса; презентація.

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	17.03.2024р.	15.05.2024 р.
Цивільний захист	Подмазко О.С., доц. ХУ і КП	17.03.2024р.	15.05.2024 р.
Економічна частина	Піщанська Н.О., доц. ХУ і КП	17.03.2024р.	15.05.2024 р.

7.Дата видачі завдання
Керівник
Завдання прийняв до виконання

01.02.2024 р.

Подмазко Олександр Степанович
Войновський Владислав Олександрович

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ;ВСТУП; ВИБІР ПРОТОТИПА СУДНА ТА ДОПОМІЖНІ СЕУ	25.03.2024	виконано
2	УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІД СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ	01.04.2024	виконано
3	РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОГЕНЕРАТОРА	15.04.2024	виконано
4	БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ	30.04.2024	виконано
5	ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ/ОБОРОНА	10.05.2024	виконано
6	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	30.05.2024	виконано

Здобувач-дипломник _____ Войновський Владислав Олександрович

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 робот відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник

Войновський Владислав Олександрович

АНОТАЦІЯ

Бакалавр ЕНск-141 групи Войновський Владислав Олександрович

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

Питання утилізації теплоти холодильних установок завжди було і є на сьогодні у край актуальним. Це також стосується і утилізації теплоти головних і допоміжних двигунів суден.

Об'єкт дослідження: утилізація теплоти головного двигуна танкера.

Метою кваліфікаційної роботи є: Використання теплового насоса для отримання водяної пари

Об'єкт кваліфікаційної роботи: використати теплоту головного двигуна танкера дедвейтом 35970 т

Предмет кваліфікаційної роботи: схемні рішення і компонентний склад теплового насоса для отримання пари з використанням системи охолодження головного двигуна судна.

У відповідності до мети було поставлено наступні **завдання:**

Дати пояснення, що представляє собою тепловий насос (ТН); Поперечний розріз головного двигуна судна; Аналіз та обґрунтування параметрів теплового насоса; Розподіл теплових потоків; Принципова схема судового утилізаційного ТН; Тепловий розрахунок холодильного циклу; Схема охолодження двигуна; Схема та цикл теплового насоса.

Вихідні дані до роботи: Судно: танкер дедвейтом 35970 т;
Двигун: MAN B&W типу 6S50MC-C; Тиск насиченої пари 0,20...0,25 МПа;
Робоча речовина – R600 (бутан); Холодопродуктивність $Q_0 = 1900 \text{ кВт}$;
Температура кипіння в випарнику $t_{\text{к}} = 67 \text{ }^\circ\text{C}$; Температура конденсації в парогенераторі $t_{\text{кон}} = 144 \text{ }^\circ\text{C}$; Температура води на вході в випарник $t_{\text{вх}} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$;
Температура води на виході з випарника $t_{\text{вих}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; Температура охолоджуючої води вході в парогенератор $t_{\text{вх}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$; Температура водяної пари на виході з парогенератора $t_{\text{вх}} = 134 \text{ }^\circ\text{C}$.^{w1}

У даній дипломній роботі були розглянуті такі питання:

ВИБІР ПРОТОТИПА СУДНА ТА ДОПОМІЖНІ СЕУ; ВИБІР ТА ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ УСТАНОВКИ; УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІД СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ; РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОГЕНЕРАТОРА; БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ; ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ/ОБОРОНА; ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Кількість ілюстрацій – 25 , таблиць – 22, літ. - 17

Ключові слова: ТЕМПЕРАТУРА КИПІННЯ, УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ, ПАРОГЕНЕРАТОР, КОМПРЕСОР, ВИПАРНИК, КОНДЕНСАТОР, ЦИКЛ.

					ДР:Проект утилізації теплоти головного двигуна танкера на базі теплового насоса			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Войновський В.			Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Подмазко О.С.					4	87
Реценз.						ОНТУ гр. ЕНск-141		
Н. Контр.								
Затверд.								

ABSTRACT

Bachelor of ENsk-141 group Voynovskyi Vladyslav Oleksandrovych

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

The issue of utilization of the heat of refrigerating plants has always been and is extremely relevant today. This also applies to the utilization of heat from the main and auxiliary engines of ships.

The object of the study: utilization of the heat of the main engine of the tanker.

The purpose of the qualification work is: Using a heat pump to obtain water vapor

Object of qualification work: to use the heat of the main engine of a tanker with a dead weight of 35,970 tons

The subject of the qualification work: circuit solutions and component composition of the heat pump for obtaining steam using the cooling system of the ship's main engine.

In accordance with the goal, the **following tasks were set:**

Explain what a heat pump is; Cross section of the ship's main engine; Analysis and justification of heat pump parameters; Distribution of heat flows; Schematic diagram of the ship's disposal TN; Thermal calculation of the refrigeration cycle; Engine cooling scheme; Scheme and cycle of a heat pump.

Initial data for work: Vessel: tanker with a deadweight of 35,970 tons;

Engine: MAN B&W type 6S50MC-C; Saturated steam pressure 0.20...0.25 MPa; Working substance - R600 (butane); Cooling capacity $Q_0 = 1900$ kW; Boiling temperature in the evaporator $t_0 = 67$ °C; Condensation temperature in the steam generator $t_{kon} = 144$ °C; Water temperature at the inlet to the evaporator $t_{w1} = 85$ °C; Water temperature at the outlet of the evaporator $t_{w2} = 70$ °C; The temperature of the cooling water entering the steam generator $t_{w1} = 50$ °C; The temperature of water vapor at the outlet of the steam generator $t_{w1} = 134$ °C.

The following questions were considered in this thesis:

CHOICE OF VESSEL PROTOTYPE AND AUXILIARY SEU; SELECTION AND JUSTIFICATION OF INSTALLATION PARAMETERS; UTILIZATION OF HEAT FROM SHIP ENGINES USING HEAT PUMPS; CALCULATION OF STEAM GENERATOR ELEMENTS; LIFE SAFETY; CIVIL PROTECTION/DEFENSE; ECONOMIC PART

Number of illustrations – 25, tables – 22, lit. - 17

Keywords: BOILING TEMPERATURE, HEAT UTILIZATION, STEAM GENERATOR, COMPRESSOR, EVAPORATOR, CONDENSER, CYCLE.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	8
1. ВИБІР ПРОТОТИПА СУДНА ТА ДОПОМІЖНІ СЕУ.....	10
1.1. Призначення і основні характеристики	10
1.2. Масляна система.....	11
1.3. Система охолодження головного двигуна.....	12
1.4. Розрахунок потужності суднової електростанції.....	14
2. ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ УСТАНОВКИ.....	18
2.1. Обґрунтування вибору типу головного двигуна (ГД).....	18
2.2. Визначення потужності.....	18
2.3. Опис конструкції обраного двигуна.....	19
2.4. Розрахунок робочого процесу головного двигуна	21
2.5. Суднові потреби в парі.....	23
3. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІД СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ.....	29
3.1. Теплові насоси.....	29
3.2. Вибір і обґрунтування початкових даних до розрахунку циклу	34
3.3. Методика розрахунку циклу.....	44
4. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОГЕНЕРАТОРА.....	50
4.1. Відцентровий компресор.....	50
4.2. Тепловий розрахунок конденсатора.....	52
4.3. Випарник.....	56
5. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	59
6. ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ/ОБОРОНА	70
7. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	78
8. СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	85

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

СЕУ – судова енергетична установка

ГД – головний двигун

DW – дедвейт судна

РС – реєстр судноплавства

ГЕУ – головна енергетична установка

ДЕУ - допоміжна енергетична установка

АДГ – аварійний дизель генератор

ДГР – дизель генератор

ЦН – циркуляційний насос

ТРВ – терморегулюючий вентиль

ВТС – високо температурна секція

НТС – низько температурна секція

ЗВ – забортна вода

ЦОС – центральний охолоджувач системи

t_0 – температура кипіння холодильного агенту

t_n – температура навколишнього середовища

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Враховуючи суттєву частку танкерів у загальному обсязі світового флоту, а також, значні потужності встановлених на них головних двигунів (ГД), допоміжних дизель-генераторів (ДДГ) і допоміжних котлів (ДК), проблема підвищення паливної економічності суднових енергетичних установок (СЕУ) танкерів є край актуальною.

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. Опрацьовування схем СГУТ з використанням УТГ стосовно конкретних типів суден транспортного

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Використання на судах теплоутилізуючих контурів, де як робоча речовина використовуються хладони, вже розглядалося раніше. У першу чергу це тепловикористовуючі холодильні машини (хладонові, пароежекторні, турбокомпресорні тощо). Проте, оскільки потреби в холоді на танкері не дуже великі, то в даній дипломній роботі розглядається варіант хладонової установки утилізації низкопотенційної теплоти (ХУУНТ) ГД для виробництва водяної пари (теплонасосна установка).

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ВИБІР ПРОТОТИПА СУДНА

1.1. Призначення і основні характеристики

Призначення судна - перевезення нафтопродуктів усіх видів, а також сировини нафти. Передбачено одночасне перевезення до чотирьох сортів нафтопродуктів з можливістю вивантаження будь-якого з них у різних портах.

Район плавання - необмежений.

Тип судна - одногвинтовий, однопалубний, дизельний танкер з подвійними бортами, подвійним дном, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, насосного відділень, житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового кінця і крейсерською кормою, яка зрізана в надводній частині за типом транца, з надмірним надводним бортом.



Рис. 1.1 - Танкер тип Robin, проект (Південна Корея)

Головні розміри, м:

- довжина найбільша183 м;
- ширина найбільша27,4 м;
- висота борту15,0 м;
- валова вмістимість.....23843 т;
- осідання по літню вантажну марку11,0.

Водотоннажність судна в морській воді при специфікаційному осіданні 10,4 м складає 35970 т, при цьому диферент на корму складає близько 0,49 м. Дальність плавання за запасами палива, мастила і води складає 12000 миль. Додатково передбачені цистерни для запасів палива, що збільшують дальність плавання до 14000...15000 миль за рахунок зменшення вантажопідйомності.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидкість судна на випробуваннях при посадці на рівний киль і експлуатаційному осіданні 10,4 м на глибокій воді при хвилях моря не більше 2-х балів і вітрі не більше 3-х балів по Бофорту і свіжопофарбованому корпусі, потужності ГД, що становить 80 % тривалої експлуатаційної потужності, при частоті обертання гребного гвинта 111 хв⁻¹, складає 14 вузлів. Тип ГД: дизель MITSUI MAN B&W6S50MC. Потужність ГД: 8080 кВт.

1.2. Масляна система

Розрахуємо основні параметри масляної системи.

Об'єм цистерн основного запасу масла для циркуляційної системи $V_{м.з}$ приймається виходячи з питомої витрати циркуляційного масла $b_{м.м}$, яка складає для МОД $(0,55 \div 1,1) \cdot 10^{-3}$ кг/(кВт·год) з 20 % рейсовим запасом:

$$V_{м.з} = \frac{1,2 b_{м.м} N_e \tau_{гд}}{\rho_m} = 13,8 \text{ м}^3,$$

де $\tau_{гд} = 720$ годин – тривалість роботи головного двигуна в розрахунковому рейсі, годин; $\rho_m = (850 \div 950) = 870$ кг/м³ – густина масла.

Об'єм цистерн запасу циліндрового масла:

$$V_{ц.з} = \frac{b_{ц.м} N_e \tau_{гд}}{\rho_m} = 4,7 \text{ м}^3,$$

де $b_{ц.м} = (0,41 \div 0,54) \cdot 10^{-3} = 0,5$ кг/(кВт·год) – питома витрата циліндрового масла.

Продуктивність циркуляційного масляного насоса:

$$Q_{м.н} = \frac{q_{мп}}{c_m \rho_m \Delta T_m} = 149,4 \text{ м}^3/\text{год},$$

де c_m – теплоємність масла, приймається 1,95 кДж/(кг · К); $q_{мп}$ – тепло тертя, що відводиться маслом:

$$q_{мп} = \frac{3,6 \cdot 10^3 a_{мп} N_e (1 - \eta_m)}{\eta_m} = 2,534 \cdot 10^6 \text{ кДж/год},$$

де $a_{мп} = (0,4 \div 0,5) = 0,5$ – частка теплоти, виділена при терті та відібрана маслом; $\eta_m = 0,9$ – механічний ККД головного двигуна; N_e – потужність головного двигуна, кВт.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Delta T_m = (5 \div 10) = 10$ К – різниця температур масла на вході та виході двигуна;
 $Q_H = 42707$ кДж/кг – нижча теплота згорання палива.

Тиск, що створюється насосом приймається $N_{m,m} = (0,2 \div 0,5)$ МПа. З отриманих даних обираємо два вертикальних гвинтових масляних насоси, продуктивністю $Q = 160$ м³/год, напором $H = 0,45$ МПа. Один із насосів є резервним. Кількість масла в системі:

$$V_{m,c} = \frac{Q_{m,h}}{z} = 18,7 \text{ м}^3,$$

де $z = 8$ год⁻¹ – кратність циркуляції.

Об'єм стічної цистерни:

$$V_{c,c} = (1,2 \div 1,3) = 1,3V_{m,c} = 24,3 \text{ м}^3,$$

де $(1,2 \div 1,3)$ – коефіцієнт спінювання.

Продуктивність масляного сепаратора:

$$Q_{m,c} = \frac{V_{m,c}}{\tau_{c,m}} = 2,3 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $\tau_{c,m} = (4 \div 8) = 8$ годин – час сепарації всього масла, що знаходиться в системі.

З отриманих даних обираємо два сепаратори продуктивністю 2,5 м³/год кожний. Один із сепараторів є резервним. Поверхня охолодження маслоохолоджувача:

$$A_m = \frac{q_{mp}}{k_m \Delta T'_m} = 176,3 \text{ м}^2,$$

де $\Delta T'_m = (T_{cp,m} - T_{cp,v}) = 23$ К – різниця середньої температури масла та заборотної води в охолоджувачі; $T_{cp,m} = (313 \div 323) = 318$ К; $T_{cp,v} = (289 \div 295) = 295$ К; $k_m = (250 \div 1050) = 625$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт теплопередачі.

Обираємо два охолоджувачі з площею поверхні теплообміну $A = 180$ м² кожний. Перекачка масла здійснюється одним горизонтальним шестеренчастими насосом продуктивністю $Q = 16,5$ м³/год при напорі $H = 0,3$ МПа.

1.3. Система охолодження головного двигуна

Продуктивність насоса заборотної води:

$$Q_{3,v} = \frac{q_{mp} + q_{ц} + q_n + q_H}{c_{3,v} \Delta T_{3,v} \rho_{3,v}} = 487 \text{ м}^3/\text{год},$$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $c_{з.в} = 4,19$ кДж/(кг · К) – теплоємність заборотної води; $\Delta T_{з.в} = 12$ К – різниця температур заборотної води на виході та вході в систему; $\rho_{з.в} = 1,025$ т/м³ – густина заборотної води; $q_{мп}$ – тепло тертя, що відводиться охолоджувальною водою:

$$q_{мп} = \frac{3,6 \cdot 10^3 a_{мп} N_e (1 - \eta_M)}{\eta_M} = 2,027 \cdot 10^6 \text{ кДж/год,}$$

де $a_{мп} = (0,4 \div 0,5) = 0,45$ – частка теплоти, що виділена при терті та відібрана охолоджувальною водою; $q_{ц}$ – тепло, що передається через втулки, кришки циліндрів:

$$q_{ц} = a_{ц} b_e N_e Q_H = 8,55 \cdot 10^6 \text{ кДж/год,}$$

де $a_{ц} = 0,08 \dots 0,14 = 0,12$ – частка, що передається через втулки, кришки циліндрів; q_n – тепло, що відведено при охолодженні поршнів:

$$q_n = a_n b_e N_e Q_H = 3,42 \cdot 10^6 \text{ кДж/год,}$$

де $a_n = (0,04 \div 0,06) = 0,04$ – частка тепла, що відведена з охолоджувальною водою в поршнях; q_H – тепло, що відбирається охолоджувальною водою з повітроохолоджувачів:

$$q_H = a_H b_e N_e Q_H = 11,1 \cdot 10^6 \text{ кДж/год,}$$

де $a_H = 0,13$ – частка тепла палива, що відбирається охолоджувальною водою з повітроохолоджувача. Тиск води, що створюється насосом $N_{з.в} = (0,2 \div 0,4)$ МПа. З отриманих даних обираємо два однотипних вертикальних відцентрових насоса продуктивністю $Q = 500$ м³/год, напором $H = 0,2$ МПа для охолодження головного двигуна. Один із насосів є резервним.

Продуктивність насоса прісної води охолодження поршнів:

$$Q_{п.в} = \frac{q_n}{c_{п.в} \Delta T_{п.в} \rho_{п.в}} = 18,1 \text{ м}^3/\text{год,}$$

де $c_{п.в} = 4,2$ кДж/(кг · К) – теплоємність заборотної води; $\Delta T_{п.в} = 45$ К – різниця температур прісної води на виході та вході в систему; $\rho_{п.в} = 1,0$ т/м³ – густина прісної води.

З отриманих даних обираємо два однотипних вертикальних відцентрових насоси продуктивністю $Q = 20$ м³/год, напором $H = 0,4$ МПа для охолодження

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поршнів головного двигуна. Один з насосів є резервним. Продуктивність насоса прісної води охолодження циліндрів:

$$Q_{ц.в} = \frac{q_{ц}}{c_{п.в} \Delta T_{п.в} \rho_{п.в}} = 67,9 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $c_{п.в} = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність забортної води; $\Delta T_{п.в} = 30 \text{ К}$ – різниця температур прісної води на виході та вході в систему; $\rho_{п.в} = 1,0 \text{ т}/\text{м}^3$ – густина прісної води.

З отриманих даних обираємо два однотипних вертикальних відцентрових насоси продуктивністю $Q = 70 \text{ м}^3/\text{год}$, напором $H = 0,4 \text{ МПа}$ для охолодження циліндрів головного двигуна. Один з насосів є резервним.

Поверхня водоохолоджувача для охолодження циліндрів визначається за формулою:

$$A_{охл.ц} = \frac{q_{ц}}{k_{в} \Delta T_{в}} = 214 \text{ м}^2,$$

де $k_{в}$ – коефіцієнт теплопередачі від прісної води до забортної, що рівняється $2000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$; $\Delta T_{в} = (T_{п.в} - T_{з.в}) = 20 \text{ К}$ – різниця середньої температури прісної та забортної води в охолоджувачі; де $T_{п.в} = (323 \div 333) \text{ К}$; $T_{з.в} = (305 \div 320) \text{ К}$.

Поверхня водоохолоджувача для охолодження поршнів:

$$A_{охл.п} = \frac{q_{п}}{k_{в} \Delta T_{в}} = 68,4 \text{ м}^2.$$

Приймаємо водоохолоджувачі для охолодження поршнів та циліндрів із площиною поверхні теплообміну $F_{п} = 90 \text{ м}^2$ і $F_{ц} = 250 \text{ м}^2$.

1.4. Розрахунок потужності суднової електростанції

Максимальна інтегральна потужність у ходовому режимі.

Середня потужність:

$$P_{ход} = 24N = 24 \cdot 8,08 = 193,9 \text{ кВт}.$$

З урахуванням норм штучного освітлення на судах морського флоту:

$$P_{ход} = 193,9 + 20 = 213,9 \text{ кВт}.$$

Стандартне відхилення потужності в режимі ходу:

$$S_{ход} = 1,2D + 25 = 1,2 \cdot 20 + 15 = 33,1 \text{ кВт}.$$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Максимальна інтегральна потужність:

$$P_{\text{max.ход}} = P_{\text{ход}} + 3S_{\text{ход}} = 213,9 + 3 \cdot 33,1 = 303,7 \text{ кВт.}$$

Максимальна інтегральна потужність у режимі стоянки без вантажних операцій. Середня потужність у режимі стоянки:

$$P_{\text{ст}} = 0,6D + 100 = 0,6 \cdot 20 + 33 = 45,7 \text{ кВт.}$$

З урахуванням норм штучного освітлення на судах морського флоту:

$$P_{\text{ст}} = 45,7 + 10 = 55,7 \text{ кВт.}$$

Стандартне відхилення потужності:

$$S_{\text{ст}} = 4,2\sqrt{D} = 4,2\sqrt{20} = 11 \text{ кВт.}$$

Максимальна потужність:

$$P_{\text{max.ст}} = P_{\text{ст}} + 3S_{\text{ст}} = 45,7 + 3 \cdot 11 = 88,7 \text{ кВт.}$$

Додаткова потужність.

Додаткова потужність, що обумовлена кліматичною роботою установки в тропіках:

$$\Delta P_{01} = 18\sqrt{D} = 18\sqrt{20} = 141,7 \text{ кВт.}$$

Сумарна номінальна потужність ЕП вентиляторів машинного відділення:

$$P_{\text{в.мв}} = 25N^{0,6} = 25 \cdot 8,08^{0,6} = 38,2 \text{ кВт.}$$

Потужність на вентиляцію МВ у режимі стоянки судна в помірній зоні:

$$\Delta P_{02} = 0,25P_{\text{в.мв}} = 0,25 \cdot 38,2 = 9,6 \text{ кВт.}$$

Потужність на вентиляцію МВ у режимі стоянки судна в тропічній зоні:

$$\Delta P_{02} = 0,5P_{\text{в.мв}} = 0,5 \cdot 38,2 = 19,1 \text{ кВт.}$$

Потужність на роботу ЕП баластових насосів під час вантажних операцій:

$$\Delta P_{21} = 12\sqrt{D} = 12\sqrt{20} = 31,5 \text{ кВт.}$$

Сумарна розрахункова потужність в основних режимах.

Ходовий режим у помірній зоні:

$$P_{\text{СЕС.ход}} = P_{\text{max.ход}} = 303,7 \text{ кВт.}$$

Ходовий режим у тропічній зоні:

$$P_{\text{СЕС.ход}} = P_{\text{max.ход}} + \Delta P_{01} = 303,7 + 47,2 = 350,9 \text{ кВт.}$$

Режим стоянки в помірній зоні:

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\text{СЕС.ст}} = P_{\text{max.ст}} + \Delta P_{02} = 88,7 + 9,6 = 98,3 \text{ кВт.}$$

Режим стоянки в тропічній зоні:

$$P'_{\text{СЕС.ст}} = P_{\text{max.ст}} + \Delta P'_{02} + \Delta P_{01} = 88,7 + 19,1 + 47,2 = 155,1 \text{ кВт.}$$

Сумарна розрахункова потужність у виробничих режимах.

Режим маневрів у помірній зоні:

$$P_{\text{СЕС.ман}} = P_{\text{СЕС.ход}} + \Delta P_{03}$$

Режим стоянки з вантажними операціями в помірній зоні:

$$P_{\text{СЕС.стг}} = P_{\text{СЕС.ст}} + \Delta P_{21} = 98,3 + 31,5 = 129,8 \text{ кВт.}$$

Режим стоянки з вантажними операціями в тропічній зоні:

$$P'_{\text{СЕС.стг}} = P'_{\text{СЕС.ст}} + \Delta P_{21} = 155,1 + 31,5 = 186,6 \text{ кВт.}$$

1.4.1 Вибір генераторів і їх режими включення

При виборі кількості й потужності генераторних агрегатів (ГА) необхідно керуватися насамперед тим, що мінімальне значення сумарної потужності ГА $(\sum P_{\text{г.а}})_{\text{min}}$ була достатня для кожного режиму роботи СЕС у помірній і тропічній зонах, тобто задовольняли умові:

$$(\sum P_{\text{г.а}})_{\text{min}} \geq P_{\text{СЕС.}}$$

При цієї умові імовірність того, що $P_{\text{СЕС}}$ не перевищить $(\sum P_{\text{г.}})$, складає 0,997. Для полегшення вибору кількості й потужності генераторних агрегатів складемо зведену таблицю споживаної потужності СЕС для кожного з різних режимів і в залежності від кліматичної зони:

Таблиця 1.1 - Споживання потужності СЕС різних режимів у залежності від кліматичної зони

Зони	Стоянка з вантажними операціями	Ходовий режим	Стоянковий режим	Маневровий режим
Помірна	96,8 кВт	204,3 кВт	65,3 кВт	204,3 кВт
Тропічна	153,6 кВт	251,5 кВт	122,1 кВт	251,5 кВт

Відповідно до вищезгаданої таблиці дійдемо висновку, що танкер необхідно установити три генератори типу Daihatsu Diesel MFG Co Ltd 6DK16,

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потужністю по 140 кВт, номінальною напругою 400 В і частотою струму 50 Гц, частотою обертання 1500 об/хв, ККД 92,5 % і $\cos\phi = 0,8$ кожний. З метою підвищення ефективності експлуатації судна й підвищення використання утилізованої теплоти, додаємо до складу СЕС турбогенератор номінальною потужністю 220 кВт, напругою 400 В і частотою струму 50 Гц, частотою оборотів 1500 об/хв.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

2. ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ УСТАНОВКИ

2.1. Обґрунтування вибору типу головного двигуна (ГД)

Головною енергетичною установкою називають ту частину СЕУ, яка забезпечує рух судна. Цю частину називають пропульсивною установкою. В якості головних двигунів на сучасних судах використовуються двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), паро- або газотурбінні установки (ПТУ або ГТУ), а також ядерні установки (ЯУ). Згідно з вимогами, які пред'являються до СЕУ, тип судна визначає число ГД, гвинтів, місце розташування СЕУ та інші технічні характеристики. В даний час більшість судів обладнані дизельними енергетичними установками, а лише невелика частина суден – ПТУ і ГТУ. Сьогодні дизеля – більш економічні теплові двигуни, що дозволяє, крім того, порівняно просто механізувати й автоматизувати основні виробничі процеси на судні.

2.2. Визначення потужності

У процесі проектування суден малоімовірна можливість точного дотримання геометричної подоби форми проектованого судна і судна-прототипу, так як форма судів визначається не тільки з умов ходкості, але і з цілої низки інших вимог (остійності, місткості, міцності, маневрених якостей і т.д.). Дотримання їх для проектованого судна може перебувати в суперечності з геометричним подобою форми. Крім того, велику трудність представляє і сам вибір прототипу для форми обводів проектованого судна навіть у тому випадку, якщо обмежитися тільки критерієм хідкості судна. Від правильного вибору потужності та типу двигуна судна істотно залежать всі експлуатаційні якості: швидкість, стійкість на курсі, поворотність і інші характеристики. Потужність енергетичної установки (ЕУ) судна залежить від швидкості його руху, опору середовища та втрат потужності в системі "корпус – двигун – рушій".

На практиці на початку проектування прийнято пов'язувати потужність ЕУ зі швидкістю і водотоннажністю, це пов'язано з обмеженістю інформації про судно. Така обмеженість знижує точність одержуваних значень, що в наслідку

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

необхідно підтверджувати модельними випробуваннями.

На сьогоднішній день різними авторами запропоновані різні двокомпонентні формули для розрахунку потужності ЕУ судна.

При визначенні потужності головних механізмів в першому наближенні, коли ще невідомі розміри проектного судна, зазвичай використовуються різні двокомпонентні формули, наприклад:

$$N_e = D^m \cdot V_s^n / C_{mn} \quad (2.1)$$

де D^m – водотоннажність проектного судна, т; V_s^n – швидкість ходу, уз; C_{mn} – коефіцієнт, що визначається за статистичними даними близьких судів-прототипів, або за статистичними даними.

У роботі розглянемо формулу двокомпонентного типу. Найбільш широке поширення на практиці отримала формула так званих адміралтейських коефіцієнтів:

$$N_e = D^{2/3} \cdot V_s^2 / C_A \quad (2.2)$$

де C_A – адміралтейській коефіцієнт.

Отже, судно водотоннажністю 36000 м³ розвиває швидкість ходу 14 уз і має адміралтейський коефіцієнт $C_A = 420$.

$$N_e = V^{2/3} \cdot V_s^3 / C_A = 36000^{2/3} \cdot 14^3 / 420 = 8100 \text{ кВт} \quad (2.3)$$

2.3. Опис конструкції обраного двигуна

Дизельний двигун фірми MITSUBISHI MAN B&W типу 6S50MC-C – двотактний, крейцкопфний, реверсивний, с ізобарним надуванням. Призначений для встановлення на судах у якості головної СЕУ, працює на важких сортах палива.

Основні характеристики

Діаметр циліндра	500мм
Хід поршня	2000мм
Частота обертання	127 об/хв
Потужність	8080 кВт

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

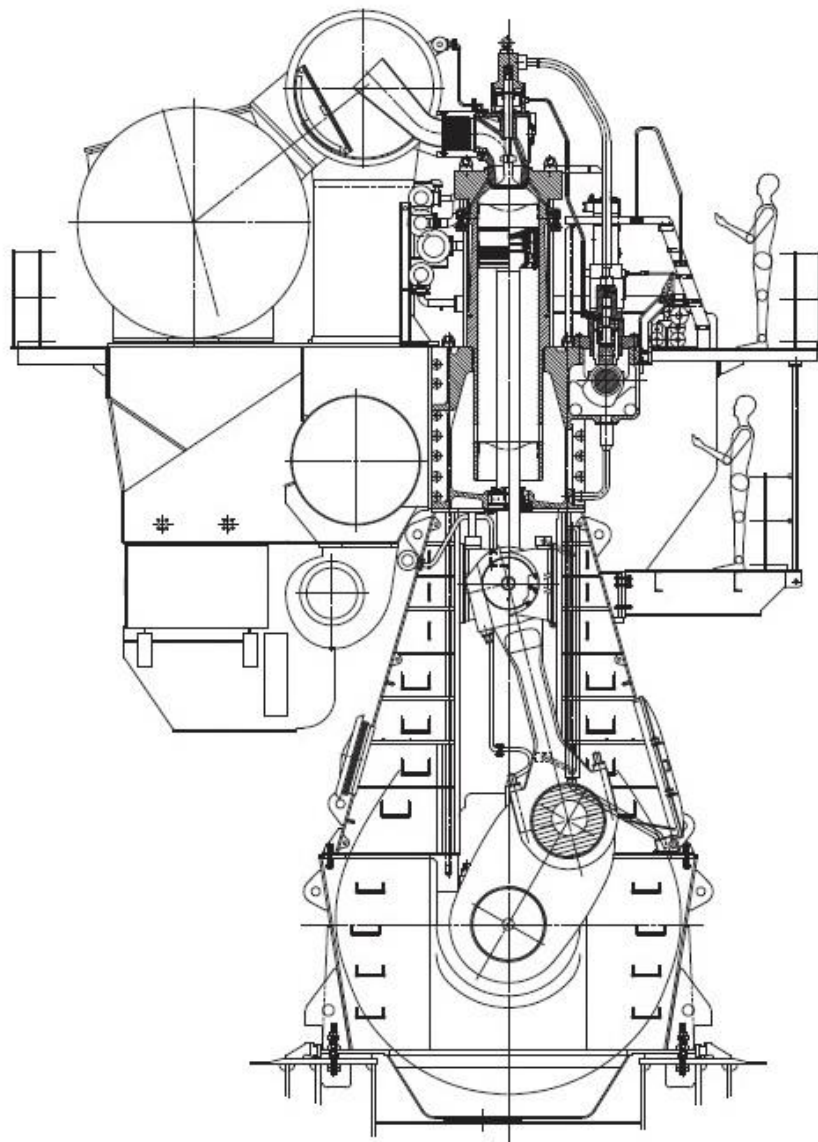


Рис 2.1 - Поперечний розріз двигуна фірми MITSUI MAN B&W 6S50MC-C

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

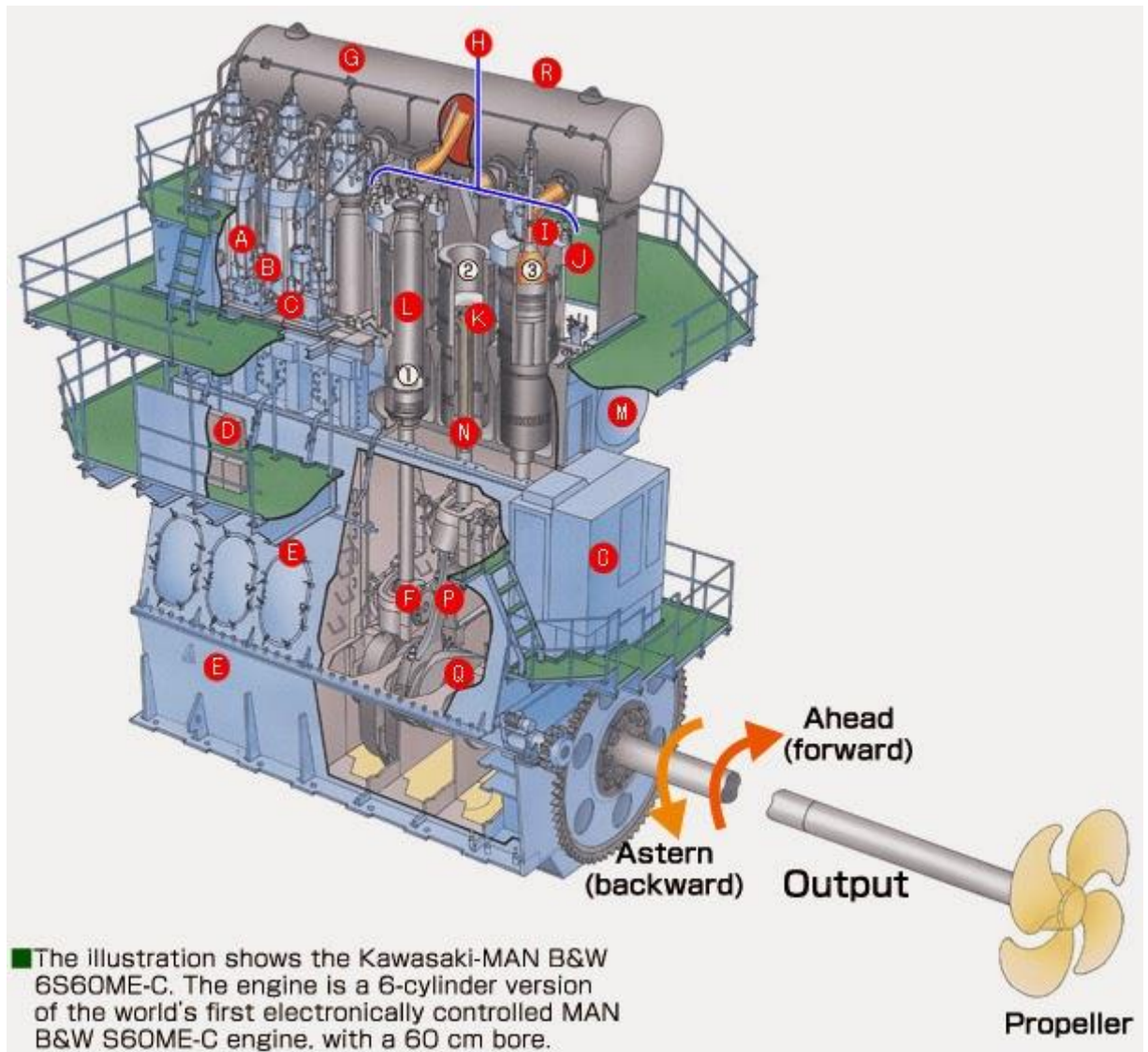


Рис. 2.2 – Зовнішній вигляд двигуна фірми MITSUI MAN B&W 6S50MC-C

2.4. Розрахунок робочого процесу головного двигуна

У цілому робочий процес у циліндрі дизеля оцінюється енергетичними та економічними показниками роботи двигуна. До першої групи відносяться ефективний тиск у циліндрі p_e і ефективна потужність циліндра N_{ei} (чи дизеля взагалі N_e). До другої – питома витрати палива b_e і ефективний коефіцієнт корисної дії.

Послідовність розрахунку робочого процесу дизеля і параметрів розрахункової індикаторної діаграми наведено нижче.

Основні показники ГД

Циліндрова потужність $N_{ei}, кВт = 1347$

Діаметр поршня $D, мм = 500$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16			Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			21	

Хід поршня $S, мм = 2000$

Обороти двигуна $n, об/ мин = 127$

Тактність 2

Визначуваний робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = 0.3927 \text{ куб.м}$$

Середній ефективний тиск

$$P_e = \frac{60 \cdot N_{ef}}{V_s \cdot z \cdot n} = 1.62 \text{ МПа}$$

де z - коефіцієнт тактності двигуна(для двотактних $z=1$)

Тиск наддування приймаємо $P_k = 0.3 \text{ МПа}$

2.4.1 Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 518.5 \text{ К}$$

$T_0 = 313\text{К}$ температура довкілля – приймаємо

$P_0 = 0,103\text{МПа}$ тиск довкілля

$n_k = 1,85$ показник політропи стискування в компресорі

Температура повітря перед двигуном 313 К

Температура забортної води – приймаємо 308 К

$$T_{ze} = T_s = T_{ze} + 10\text{К} = 318 \text{ К}$$

Зниження температури в повітроохолоджувачі

$$\Delta T_{охл} = T_k - T_s = 205.5 \text{ К}$$

Температура заряду до кінця процесу наповнення

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_z \cdot T_z}{1 + \gamma_z} = 335.4 \text{ К}$$

$\Delta T_a = 7 \text{ К}$ - підігрівання повітря від стінок циліндра

$T_z = 720 \text{ К}$ - температура залишкових газів

$\gamma_z = 0,04$ - коефіцієнт залишкових газів (МОД, прямоточна клапанна)

Тиск повітря перед двигуном

$$P_s = P_k - \Delta P_{охл} = 0,294 \text{ МПа}$$

$\Delta P_{охл} = 0,005 \text{ МПа}$ - втрата тиску в повітроохолоджувачі

Тиск заряду до кінця процесу наповнення

$$P_a = P_s \cdot 0,95 = 0,29 \text{ МПа}$$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_z} \cdot (1 - \phi_n) = 0,92$$

$\phi_n = 0,04$ - доля ходу поршня зайнята процесами газообміну

$\varepsilon = 13,7$ - міра стискування

2.4.2 Розрахунок процесу стискування

Середня молярна ізохорна теплоємність повітря

$$C_v' = 19,26 + 0,0025 \cdot T \text{ кДж/ (кмоль} \cdot \text{K)}$$

Середня молярна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стискування

$$C_{vc} = \frac{\gamma_z \cdot C_v' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_z) - \gamma_z] \cdot C_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_z)} = 19,277 + 0,002516T \text{ кДж/ (кмоль} \cdot \text{K)}$$

$\alpha = 2,35$ - коефіцієнт надлишку повітря

Середній показник політропи стискування

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{vc} + b_{vc} \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1 = 1,372$$

Тиск у кінці стискування

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 10,5 \text{ МПа}$$

Температура у кінці стискування

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 887,6 \text{ К}$$

2.4.3 Розрахунок процесу згорання

Дійсна кількість повітря для згорання

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,3257 \text{ кмоль/кг}$$

$C = 0,877$ - масовий склад палива

$H = 0,12$

$S = 0,002$

$O = 0,001$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} = 1,026$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_z}{1 + \gamma_z} = 1,025$$

Доля палива згорілого в точці Z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,989$$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\xi_z = 0,95$ - коефіцієнт використання тепла в точці Z

$\xi_b = 0,96$ - коефіцієнт використання тепла в точці в

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці Z

Середня молярна ізохорна теплоємність в точці Z

$$19,71+0,0029 T \quad \beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_z} \cdot x_z = 1,0213$$

постійна величина для цього палива

$$m = 1 + \frac{\Delta m}{L_0} = 1,064 \text{ кДж/ (кмоль} \cdot \text{K)}$$

Середня молярна ізохорна теплоємність в точці в

$$C_{vb} = \frac{(m + \gamma_z) \cdot C_v'' + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_z) \cdot C_v'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_z) + (m - 1)} = 19,725 + 0,00923 T \text{ кДж/ (кмоль} \cdot \text{K)}$$

Максимальна температура згорання визначаємо з рівняння

$$\frac{\xi_z \cdot Q_n}{\alpha \cdot L_0} + \left[C_v' + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_z \cdot (C_v'' + 8,314 \cdot \lambda) \right] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_z) \cdot C_{pz} \cdot T_z$$

$Q_n = 42170 \text{ кДж/кг}$ - нижча теплотворна здатність палива(за типом палива)

$L_0 = 0,495 \text{ кмоль/кг}$ - теоретично необхідна кількість повітря

$\lambda = 1,35$ - міра підвищення тиску при згоранні

$$C_{pz} = C_{vz} + 8,314 = 28,0298 + 0,002914 T \text{ кДж/ (кмоль} \cdot \text{K)}$$

Максимальний тиск згорання

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 13,99 \text{ МПа}$$

2.4.4 Розрахунок процесу розширення

Міра попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = 1,55$$

Міра подальшого розширення $\delta = \varepsilon / \rho = 8,82$

Середній показник політропи розширення визначуваий з рівняння

$$n_2 = \frac{8,314 \cdot \left(\frac{\beta_z \cdot T_z - T_b}{\beta} \right)}{\frac{Q_n \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_z) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_{vz} \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_{vb} \cdot T_b) \cdot T_b} + 1 = 1,295443$$

Температура у кінці процесу розширення $T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = 946,7 \text{ К}$

Тиск у кінці процесу розширення $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,838 \text{ МПа}$

2.4.5 Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 2,135 \text{ МПа}$$

Дійсний індикаторний тиск

$$P_i = P_i' \cdot (1 - \phi_n) = 2,0497 \text{ МПа}$$

Індикаторна питома витрата палива

$$e_i = \frac{443 \cdot P_s \cdot \eta_n}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} = 0,1598 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{e_i \cdot Q_n} = 0,538$$

Індикаторна потужність агрегату

$$N_i = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot z \cdot P_i \cdot n \cdot i = 8030,4 \text{ кВт}$$

2.4.6 Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 1,914653 \text{ МПа}$$

$\eta_m = 0,933$ - механічний ККД

Питома ефективна витрата палива

$$e_e = e_i / \eta_m = 0,171$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,502$$

Ефективна потужність двигуна

Похибка по P_e $N_e = N_i \cdot \eta_m = 8054,93 \text{ кВт}$

$$\Delta = 1,830596\%$$

2.4.7 Розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми

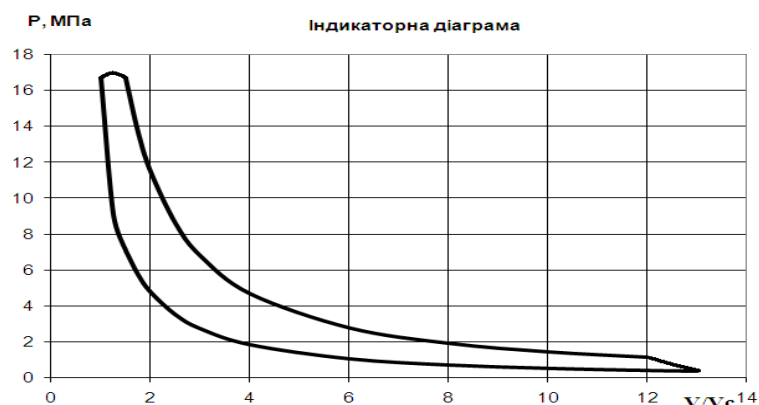


Рис. 2.3 – Індикаторна діаграма

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку Теоретична індикаторна діаграма показана на рис. 2.3.

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють за такими формулами:

$$\text{для процесу стиснення} \quad P = \frac{P_c}{(V/V_c)^n}$$

$$\text{для процесу розширення} \quad P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Теоретична діаграма робочого циклу в цьому випадку подається в системі координат $P(V/V_c)$ безрозміною в напрямку осі абсцис. Абсолютні значення, відповідні значенням відношення V/V_c можна знайти помноживши відношення V/V_c на постійний об'єм V_c камери стиснення: для двотактних дизелів де геометрична ступінь стиснення.

Розрахунок точок зміни тиску по політропам стиску $p_{ст}$ та розширення $p_{роз}$ зводимо в таблицю 2.1.

$$V_c = V_s / (\varepsilon_2 - 1) \quad \varepsilon_2 = (\varepsilon - \phi_g) / (1 - \phi_g)$$

Таблиця 2.1. Теоретична індикаторна діаграма (розширення та стиснення)

$\frac{V}{V_c}$	$\lg\left(\frac{V}{V_c}\right)$	$n_1 \cdot \lg\left(\frac{V}{V_c}\right)$	$\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}$	$P, \text{МПа}$	$n_2 \cdot \lg\left(\frac{V}{V_c}\right)$	$\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}$	$P, \text{МПа}$
1	0	0	1	12,3			
1,2	0,09691	0,133001	1,358316	9,090977			
1,49695	0,175207	0,240458	1,739633	7,098292	0,226971	1,686441	16,67037
1,5	0,176091	0,241671	1,744499	7,078494	0,228116	1,690893	16,62648
1,75	0,243038	0,33355	2,155507	5,728778	0,314842	2,064629	13,61678
2	0,30103	0,413139	2,589039	4,7695	0,389967	2,454524	11,45379
2,5	0,39794	0,54614	3,516734	3,511332	0,515509	3,277243	8,578431
3	0,477121	0,654809	4,516575	2,734024	0,618083	4,150338	6,773811
4	0,60206	0,826277	6,703124	1,842189	0,779934	6,024687	4,666401

6	0,778151	1,067948	11,69359	1,055999	1,008051	10,1871	2,759725
8	0,90309	1,239416	17,35465	0,711534	1,169902	14,78774	1,901143
10	1	1,372417	23,57311	0,523835	1,295443	19,74436	1,42388
12	1,079181	1,481087	30,27516	0,407873	1,398018	25,00449	1,124342
13	1,113943	1,528795	33,7905	0,365441	1,44305	27,73641	1,013599
14	1,146128	0	1	0	1,484744	30,53119	0,920816

2.4. Суднові потреби в парі

Аналіз параметрів суднових 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 табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Температурні рівні гріючих середовищ і середовищ, що нагріваються, для суднового 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	20...40	70...140	Вода, пара	до 0,4

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			27

кондиціювання, підігрівачі повітря				
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

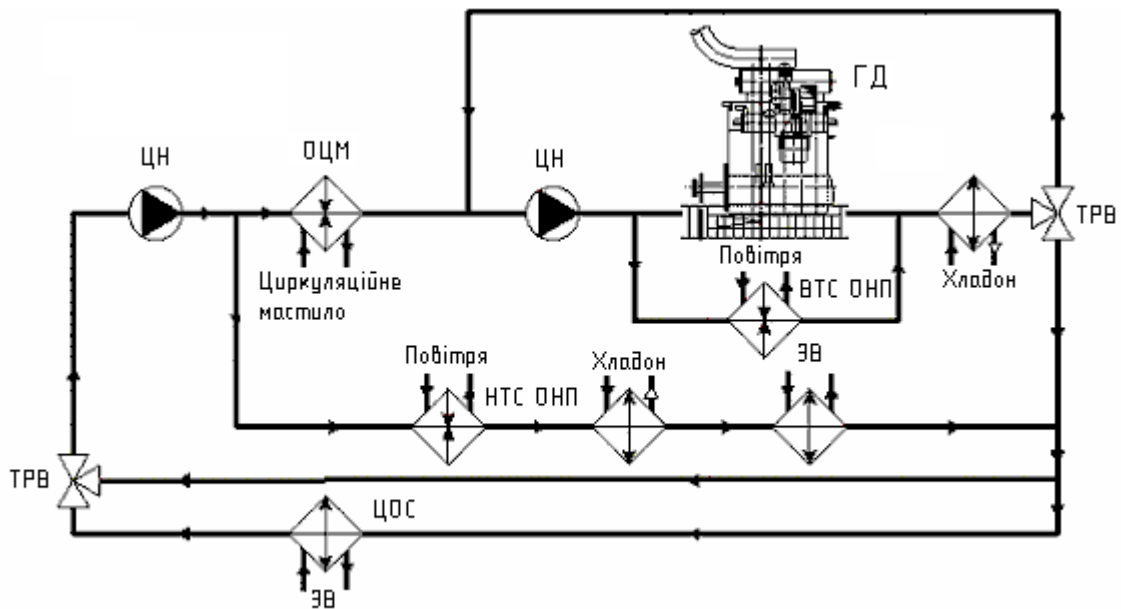


Рис. 2.4 - Принципова схема охолодження головного двигуна прісною водою
ГД – головний двигун; ЦН – циркуляційний насос; ТРВ - терморегулюючий
вентиль; ОЦМ – охолоджувач циркуляційного мастила; ВТС ОНП –
високотемпературна секція охолоджувача над дувочного повітря ГД; НТС
ОНП – низькотемпературна секція охолоджувача над дувочного повітря ГД;
ЦОС – центральний охолоджувач системи охолодження; ЗВ – забортна вода

3. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІД СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

3.1 Теплові насоси

Тепловий насос, це та сама холодильна машина (установка), яка працює на більш високому температурному рівні і використовується для отримання теплоти. Одне з актуальних завдань сьогодення полягає в необхідності впровадження енергозберігаючих заходів у всіх галузях виробництва, транспорту і побутового сектора. З цією проблемою нерозривно пов'язані питання енергетичної безпеки країни, економіки та охорони довкілля. Ефективним шляхом енергозбереження є використання відновлювальних джерел енергії, а також вирішення задач оптимізації при проектуванні та експлуатації енергетичного обладнання.

Теплові насоси - це компактні економічні та екологічно чисті системи опалення, що дозволяють отримувати тепло для гарячого водопостачання та опалення за рахунок використання тепла низько потенційного джерела, шляхом перенесення його до теплоносія з більш високою температурою. В залежності від джерела енергії тепловий насос, використовуючи для роботи електроенергію, може отримувати з навколишнього середовища в 5 раз більше тепла.

3.1.1 Переваги теплових насосів

Економічність. Тепловий насос використовує електричну енергію значно ефективніше електричних котлів. Коефіцієнт ефективності теплових насосів більший одиниці. Між собою теплові насоси порівнюють за коефіцієнтом перетворення тепла (КПТ). Він показує відношення одержуваного тепла до витраченої енергії. Приміром, КПТ = 4,5 означає, що номінальна (споживана) потужність теплового насоса становить 1 кВт, на виході ми одержимо 4,5 кВт теплової потужності, тобто 3,5 кВт тепла ми отримуємо із природи (сонце, геотермія).

Широкий спектр застосування. На нашій планеті існує безліч розсіяного тепла. Земля й повітря є скрізь, також більшість людей не мають проблем з водою. Саме

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вони містять в собі теплову енергію, отриману від сонця. Теплові насоси зберуть це тепло. Усе що потрібно для цього — електрична енергія. Деякі моделі теплових насосів можуть застосовувати паливо для своєї роботи.

Екологічність. Тепловий насос не тільки заощаджує гроші, але й береже здоров'я власникам будинку. Прилад не спалює паливо, не утворюються шкідливі окиси типу CO, CO₂, NO_x, SO₂, PbO₂. Тому навколо будинку на ґрунті немає слідів сірчаної, азотистої, фосфорної кислот і бензольних з'єднань. Для нашої планети застосування теплових насосів корисне. Адже на ТЕЦ скорочується витрата газу або вугілля на виробництво електрики. Застосовувані у теплових насосах хладони не містять хлорвуглецю і озонобезпечні.

Універсальність. Теплові насоси, обладнані реверсним клапаном, працюють як на опалення, так і на охолодження. Теплонасос може відбирати тепло з повітря будинку, прохолоджуючи його. Влітку надлишкове тепло можна використати для підігріву побутової води або для басейну.

Безпека. Сучасні теплові насоси вибухово- і пожежобезпечні. В процесі нагріву води та опалення відсутні небезпечні гази, відкритий вогонь або шкідливі суміші. Деталі теплонасоса не нагріваються до високих температур, здатних стати причиною пожежі. Зупинка теплового насоса не приведе до його поломки, ним можна сміло користуватися після тривалого простою. Також виключене замерзання рідин у компресорі або інших складових частинах.

3.1.2 Особливості

1. Чим менша різниця між температурою джерела теплоти та температурою теплоносія в опалювальному контурі, тим більший коефіцієнт перетворення тепла (КПТ). Тому вигідніше опалювати приміщення низькотемпературними системами опалення: системою «тепла підлога» або повітряним опаленням, тому що в цих випадках теплоносії за медичними вимогами і будівельними нормами не повинен бути вище 35°C.

2. Чим більший коефіцієнт завантаження теплового насоса, тим доцільніше його використання. Наприклад, системи нагріву води для басейнів працюють у постійному режимі, протягом усього року. Їхній коефіцієнт завантаження (використання потужності протягом року) може сягати 80%. В системах опалення будинків коефіцієнт завантаження обладнання становить близько 30...40%. Відповідно, в першому випадку річна економія від застосування теплового насосу рівної потужності буде в 2...3 рази більше, ніж в другому, а термін окупності обладнання — в 2...3 рази менше.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Чим більші потреби в теплі, тим доцільніше використання теплових насосів: по-перше, питома вартість для теплових насосів великої потужності (вартість встановленого кВт) в 3...5 разів нижче, ніж для ТН малої потужності; а по-друге, чим більші обсяги споживання теплоти, тим більша економія від застосування ТН в абсолютному вимірі.

4. Головне джерело тепла для роботи усіх теплових насосів — сонячна радіація, оскільки земна радіація в 5000 раз менша. Головний теплоносій — вода, яка й зумовлює теплопровідність повітря і ґрунту. Вода має більшу від повітря теплопровідність приблизно в 20 раз, а теплоємність — в 3100 раз.

3.1.3 Типи теплових насосів

Залежно від **принципу роботи** теплові насоси поділяють на компресійні та абсорбційні. Компресійні теплові насоси завжди діють за допомогою механічної або електричної енергії, в той час як абсорбційні теплові насоси можуть працювати на теплі як джерелі енергії (за допомогою електроенергії чи палива).

Залежно від джерела надходження тепла теплові насоси діляться на: водяні, ґрунтові, повітряні і комбіновані (інші).

Залежно від **джерела відбору тепла** теплові насоси поділяються:

- Геотермальні (використовують тепло землі, наземних або підземних ґрунтових вод)

Замкнутого типу

- Горизонтальні — колектор розміщується кільцями або хвилясто у горизонтальних траншеях нижче глибини промерзання ґрунту (зазвичай від 1,20 м і більше). Цей спосіб є найбільш економічно ефективним для жилих об'єктів за умови відсутності дефіциту земельної площі під контур.
- Вертикальні — колектор розміщується вертикально у свердловини глибиною до 200 м. Цей спосіб застосовується у випадках, коли площа земельної ділянки не дозволяє розмістити контур горизонтально або є загроза пошкодження ландшафту.
- Водні — колектор розміщується хвилясто або кільцями у водойму (озеро, ставок, річку) нижче глибини промерзання. Це найдешевший варіант, але є вимоги до мінімальної глибини та об'єму води у водоймі для певного регіону.

Відкритого типу. Така система використовує як теплообмінну рідину воду, що циркулює безпосередньо через теплообмінник теплового насосу в рамках відкритого циклу, тобто вода після проходження теплообмінника повертається у

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

землю. Цей варіант можливо реалізувати на практиці лише при наявності достатньої кількості відносно чистої води та за умови, що такий спосіб використання ґрунтових вод є дозволеним.

- Повітряні (джерелом відбору тепла є повітря) малоефективні через постійне обмерзання випарника.
- Такі, що використовують вторинне тепло (наприклад, тепло вентиляції, каналізації та інших відходів). Цей варіант є найдоцільнішим для промислових об'єктів, де є джерела паразитного тепла, яке потребує утилізації.
- Трасовий гідро-газодинамічний тепловий насос — пристрій з розподіленими параметрами, який переносить низькопотенційну теплову енергію з оточуючого середовища в цільовий трубопровідний контур. Цей насос містить дроселюючий елемент, що спричиняє до локального нагріву транспортованого продукту в одній зоні і охолодження в іншій і не містить спеціальних вторинних контурів теплопередачі. Роль вторинних контурів виконують окремі ділянки трубопроводу.
- Детандерний — насос, де замість дроселя (капілярної трубки) застосовується теплова машина — детандер. На відміну від звичайних теплонасосів (кондиціонерів, холодильників), які працюють на базі застосування дроселя, детандерні теплові насоси мають більшу продуктивність і можуть працювати на водню і гелію в якості холодагенту. В фізиці ці гази відомі як такі, що не дроселюються, але за своїми властивостями найбільш наближені до, так званих, ідеальних газів.

3.1.4 Робочі рідини в теплових насосах

Тепловий насос у якості робочого тіла використовує рідину, як робоче тіло. Дана рідина може мати різні властивості, але в залежності від цих властивостей змінюються і характеристики системи. Тому важливим питанням є вибір оптимальної рідини для системи, яка б задовольняла потреби споживача.

Традиційно, найбільш розповсюдженими робочими рідинами в ТН є:

- R12 (Хлорфторкарбон CFC-12) – мала та середні температури (макс. 80 °С);
- R114 (Хлорфторкарбон CFC-114) – висока температура (макс. 120 °С);
- R500 (Фреон R500) – середня температура (до 80 °С);
- R502 (Фреон R500) - низька та середня температури (макс. 55 °С);
- R22 (Хлорфторкарбон HCFC-22) – застосовується практично у всіх оборотних та низькотемпературних теплових насосах (макс. 55 °С).

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

В зв'язку із високою хімічною активністю та вмістом в складі цих робочих рідин хлору CFC шкідливі для навколишнього середовища. Дані робочі рідини мають високий озono-руйнуючий потенціал та призводять до глобального потепління.

CFC відносять до групи заборонених холодоагентів. Це означає, що вони заборонені для використання на нових об'єктах. Хоча все ще дозволено використання в існуючих холодильних установках та теплових насосах. Ця група включає в себе наступні рідини: R11, R12, R13, R113, R114, P115, R500, R502, R13B1. Загальні вимоги до модернізованим тепловим насосам при переході на альтернативні робочі рідини закладається в тому, що такі установки повинні мати високу енергетичну ефективність, щоб теплові насоси завишались цікавими з точки зору енергозберігаючої альтернативи традиційним видам отримання енергії.

HCFC (гідрохлорфторкарбони) також вміщують в своєму складі хлор, але мають набагато менший потенціал руйнування озонного шару чим CFC, близько 2-5 % від показників R12. Також в даному холодоагенті в 5 разів менше потенціал впливу на глобальне потепління. Також їх називають перехідними робочими рідинами. В групу входять наступні рідини: R22, R401, R402, R403, R408 и R409. Таблиця 3.1 показує графік поетапної відмови від CFC та HCFC для промислово розвинутих країн, яка була узгоджена в рамках Монреальського протоколу, його поправок та виправлень. Від застосування HCFC в цих країнах планується відмовитись до 2020 року і повністю відмовитись до 2040 року.

Таблиця 3.1 – Графік поетапної відмови від CFC та HCFC в розвинених країнах

Дата	Міри контролю
1 січня 1996 рік	CFC заборонено в застосуванні Використання HCFC заморожено на рівні 1989 року.
1 січня 2004 рік	Використання HCFC скоротилось на 35%.
1 січня 2015 рік	Використання HCFC скоротилось на 90%.
1 січня 2020 рік	Використання HCFC припинилось. Використання для сервісних служб дозволяє використовувати до 0.5% до 2030 року для існуючого холодильного обладнання та обладнання кондиціонування повітря.

HFC (гідрофторкарбони) розглядаються в промисловості як перспективні альтернативні холодоагенти. Дані рідини не містять хлору у своєму складі. В цю групу входять наступні речовини: R134a, R152a, R32, R125 и R-507. Але дані рідини все-таки мають певний вплив на зовнішнє середовище. Основною

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

властивістю даних рідин є те, що мінеральні мастильні масла не розчиняються в них. Тому необхідно використовувати складні ефірні масла для коректної роботи теплового насосу.

- R134a за своїми теплофізичними властивостями схожий із фреоном R12. Коефіцієнт потужності (COP) теплового насоса з R134a буде практично такий же, як для R12 при низькій температурі кипіння (нижче $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$).
- R152a використовується як один із компонентів R-500, але також застосовується в малих система ТН.
- R32 має невисоку горючість. Має практично відсутній вплив на навколишнє середовище, є заміником для фреону R22.

Ще одною підгрупою робочих рідин є природні робочі рідини. Це ті речовини які існують в атмосфері в чистому вигляді. Як правило вони не впливають на навколишнє середовище. До основних природніх робочих рідин відносять : аміак, вуглеводні та вуглекислий газ.

- Аміак (NH_3) – є широко розповсюдженим, в багатьох країнах, як робоча рідина в середніх та великих теплових насосах. Аміак має високу горючість, тому існують жорсткі правила, щодо застосування даної рідини. Високі термофізичні властивості та доступність даної речовини може бути чудовою альтернативою фреоном та холодоагентам. Зазвичай використовують в системах високого тиску для отримання температури конденсації до $78\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Вуглеводні добре відомі горючі речовини з хорошими термодинамічними властивостями. На сьогоднішній день яскравими представниками цієї групи є: пропан, бутан, ізобутан та етан. Але основним недоліком цих рідин є підвищена горючість.
- Вуглекислий газ (CO_2) являється потенційно хорошим холодоагентом, який все більш широко застосовується в світі. Даний газ не токсичний, негорючий та сумісний із більшістю мастил. Однак, термодинамічні властивості вуглекислого газу потребують особливих підходів в конструюванні теплових насосів.

3.1.5. Цикли Карно

Цикл Карно може бути, як прямим (для отримання роботи за рахунок підводу теплоти), так і зворотнім (переміщення теплоти з меншого температурного потенціалу на більш високий за рахунок здійснення роботи).

Кругові процеси можуть бути складені із будь-яких різноманітних процесів. Однак із всіх можливих теоретичних циклів потрібно вибрати такий, який є найвигіднішим теоретичним циклом теплового двигуна.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Досліджуючи роботу парових машин, французький вчений Саді Карно розробив ідеальний коловий процес і визначив його термодинамічний ККД. Здійснення циклу Карно можливе в ідеальній машині, циліндр якої заповнений газом; при цьому стінки циліндра і поршня повинні бути не теплопровідні, а кришка циліндра повинна попеременно поєднуватися з тепловіддавачем, який має температуру T_1 , і теплоприймачем, який має температуру T_2 . В дійсності ідеальних машин немає, але вивчення теоретичних циклів має велике практичне значення.

Вивчаючи теоретичні цикли, можна встановити принципи, по яким повинні працювати реальні теплові двигуни. Порівнюючи термодинамічний ККД дійсної машини з ККД найімовірнішого теоретичного циклу, можна оцінити ступінь досконалості вибраної машини в відношенні використання тепла.

Цикл Карно складається із ряду процесів, які слідують безпосередньо один за одним.

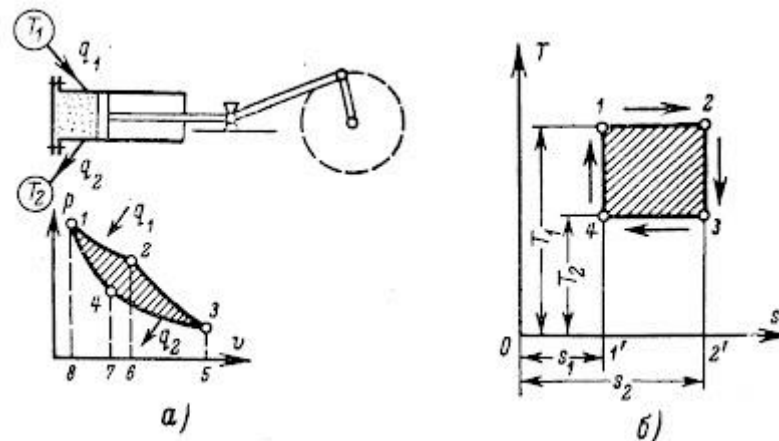


Рис. 3.1 Цикл Карно в pV – і TS – координатах

На початку процесу робоче тіло має параметри p_1, v_1, T_1 (точка 1, рис. 3.1, а). В цей момент циліндр поєднується з тепловіддавачем, і робоче тіло розширюється при постійній температурі T_1 до точки 2. В процесі розширення по ізотермі 1 – 2 робоче тіло отримує тепло в кількості q_1 одиниць тепла. Робота ізотермічного розширення зображується площею 1 – 2 – 6 – 8 – 1.

В положенні 2 циліндр роз'єднується з тепловіддавачем, і робоче тіло розширюється по адіабаті 2 – 3 до тих пір, поки поршень не прийде в крайнє положення, що відповідає точці 3. В точці 2 робоче тіло має параметри p_2, v_2, T_1 , а точці 3 – p_3, v_3, T_2 . Робота адіабатичного розширення зображується площею 2 – 3 – 5 – 6 – 2.

В точці 3 циліндр поєднується з теплоприймачем, і при зворотному русі поршня проходить стиск робочого тіла при постійній температурі T_2 . При стиску по ізотермі 3 – 4 від робочого тіла відводиться тепло, рівне q_2 одиниць тепла. В кінці ізотермічного стиску параметри робочого тіла рівні p_4, v_4, T_2 . Робота

ізотермічного стиску визначається площею 4 – 3 – 5 – 7 – 4. В положенні 4 циліндр роз'єднується з тепловіддавачем, і робоче тіло продовжує стискатися по адіабаті 4 – 1. В кінці адіабатичного стиску робоче тіло приймає початкові параметри, і процес повторюється. Робота адіабатичного стиску зображується площею 4 – 7 – 8 – 1 – 4. В результаті проведених процесів корисна робота циклу визначається площею 1 – 2 – 3 – 4 – 1, яка є додатковою різницею між площами 1 – 2 – 3 – 5 – 8 – 1 і 1 – 4 – 3 – 5 – 8 – 1. Перша площа є сумою робіт ізотермічного і адіабатичного розширення, а друга – сумою робіт ізотермічного і адіабатичного стиску. Таким чином, цикл Карно складається із двох ізотерм і двох адіабат.

В системі TS – координат цикл Карно зображується у вигляді прямокутника 1 – 2 – 3 – 4 (рис. 3.1, б), в якому 1 – 2 – ізотерма розширення, а 2 – 3 – адіабата розширення, 3 – 4 – ізотерма стиску, а 4 – 1 – адіабата стиску. На отримання корисної роботи використано кількість тепла $q = q_1 - q_2$. Для визначення термічного ККД скористаємось формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Підведення і відведення тепла проводиться по ізотермам. Кількість тепла q_1 , підведеного в результаті ізотермічного розширення, визначається площею 1–2–2'–1'–1 і рівна $q_1 = T_1 (S_2 - S_1)$. Відведене тепло q_2 в процесі ізотермічного стиску визначається площею 4 – 3 – 2' – 1' і рівне $q_2 = T_2 (S_2 - S_1)$.

Відповідно, термічний ККД циклу Карно складає:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Із цієї формули слідує:

- ККД циклу Карно залежить від відношення T_2/T_1 . Чим менше дріб T_2/T_1 , т. б. більше T_1 , тим більше η_t . Відповідно, для отримання більшого термічного ККД необхідно прагнути до підвищення температури тепловіддавача і пониження температури теплоприймача.

- Термічний ККД завжди менше одиниці. Щоб ККД було рівне одиниці, необхідно, щоб $T_2/T_1 = 0$. Це можливо лише при $T_2 = 0$ або $T_1 = \infty$, але ні те, ні інше неможливо.

- Так як в рівнянні для η_t немає величин, які характеризують властивості робочого тіла, то термодинамічний ККД не залежить від природи робочого тіла, т. б. не залежить від того, чи буде робочим тілом ідеальний або який-небудь реальний газ, і в однакових температурних інтервалах для всіх газів однаковий.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

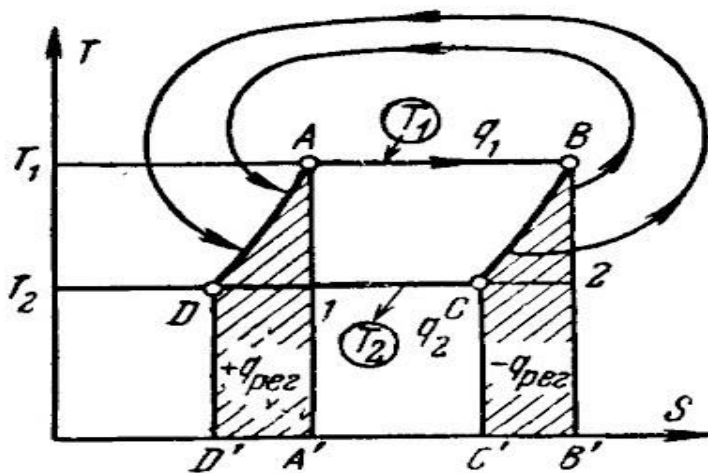


Рис. 3.3. Регенеративний цикл Карно в Ts – діаграмі

В цьому циклі робоче тіло спочатку піддається ізотермічному розширенню від точки А до точки В, поглинаючи при цьому від тепловіддавача кількість тепла $q_1 = T_1 (s_B - s_A)$, яка зображується площею $ABB'A'A$. Потім робоче тіло змінює свій стан по лінії ВС, віддаючи при цьому деяку кількість тепла q_3 , яка чисельно рівна площині $BB'C'SB$. По досягненню в точці С температури T_2 починається ізотермічний стиск робочого тіла, в якому віддається тепло $q_2 = T_2 (s_C - s_D)$, зображене площиною $CC'D'DC$, а потім робоче тіло по лінії DA повертається в вихідне положення А. При переході робочого тіла із точки D в точку А робоче тіло поглинає тепло q_4 чисельно рівне площині $AA'D'DA$. Так як лінії BC і AD належить до одного сімейства кривих, площа $CBB'C'SC$ рівна площині $DAA'D'D$, т. б кількість тепла в цих процесах однакова, але протилежна по знаку.

Якщо виконати процеси BC і DA таким чином, щоб можна було зворотно передати тепло, відведене в процесі BC, до робочого тіла при виконанні ним процесу DA, то в результаті ці два процеси можна було б провести без участі зовнішніх джерел тепла.

Таку зворотну передачу тепла від тіла, що розширюється в одному процесі, до того ж самого тіла, стиснутому в іншому, теоретично можна було б здійснити шляхом встановлення нескінченно великого числа акумуляторів тепла (регенераторів), які відбирали б від розширюючого в процесі BC робочого тіла нескінченно малі кількості тепла і при цій же температурі передавали це тепло робочому тілу в процесі DA. Оскільки кількість теплота, яка виділяється в процесі BC, рівна кількості тепла, яке поглинається в процесі DA, то описаний складний процес можна здійснювати шляхом внутрішнього теплообміну, без участі зовнішніх джерел тепла.

Відповідно, кількість зовнішнього тепла q_1 і q_2 в циклі ABCD будуть тими ж, що і для циклу Карно AB21A. Рівність кількості тепла q_1 і q_2 в обох циклах означає і рівність їх термодинамічних ККД, т. б

$$\eta_{\text{сп}} = \eta_{\text{ік}} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

3.2. Вибір і обґрунтування початкових даних до розрахунку циклу

Сучасні мало оборотні і середньо оборотні суднові двигуни внутрішнього згорання мають ефективний коефіцієнт корисної дії $\eta_e = 0,45-0,52$. Таким чином вторинні теплові потоки, пов'язані з теплою води в системі охолодження головного двигуна, мастила, надувного та стислого повітря, випускними газами є досить суттєвими так як їх потенціал складає 50 і більше відсотків теплового потоку, який генерується при згоранні палива, і тому вони можуть ефективно використовуватись як джерело підвищення загальної енергетичної ефективності.

Крім того, 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.

Аналіз теплового балансу енергетичного обладнання і матеріалів з проектування та будівництва суден різного призначення показує, що рівень утилізації теплоти судових дизельних установок, часто знаходиться нижче технічно досяжного межі і може розглядатись як напрямок для підвищення енергетичної та екологічної ефективності судових енергетичних систем.

Для термодинамічної оцінки при виборі системи утилізації теплоти найбільш доцільно використовувати ексергетичну функцію, яка враховує не

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тільки кількість теплоти, але і її якісні характеристики (максимальну технічну роботу спроможність) .

В якості прикладу на рис. 3.2.1 показана діаграма енергетичних потоків мало обертового суднового двигуна, а в таблиці 3.2.1, 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).

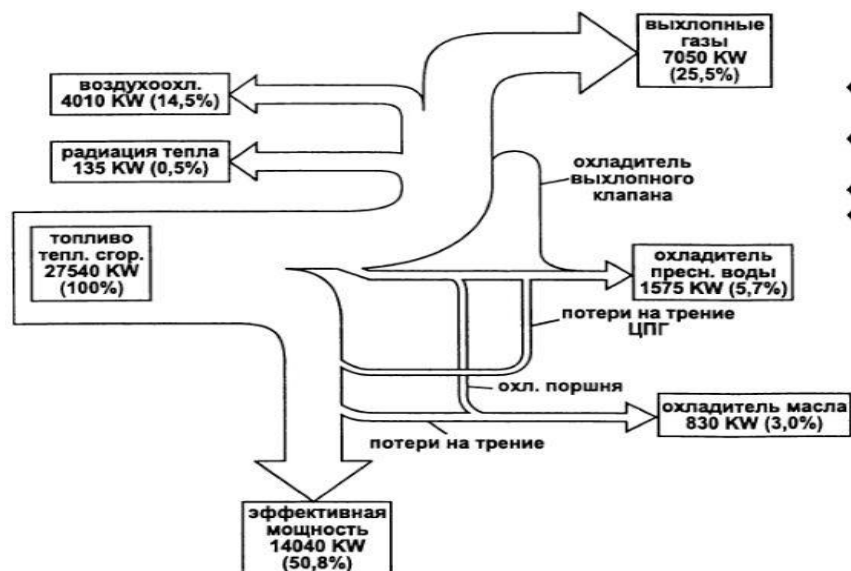


Рис. 3.2.1 - Розподіл теплових потоків мало обертового суднового дизеля

Таблиця 3.2.1. Ексергетичні потоки суднового мало обертового 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 турбоагнітачі	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 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

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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.

Принципова схема паро генеруючої суднової тепло насосної установки показана на рис. 3.2.2. 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 6S70MC MAN B &W, номінальною ефективною потужністю 14040 кВт з тепловим навантаженням на випарник - 1575 кВт

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

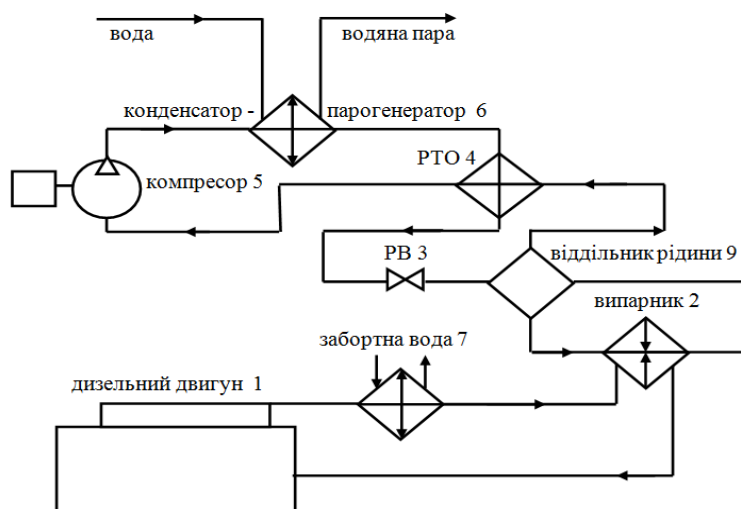


Рис. 3.2.2 - Принципова схема суднового утилізаційного теплового насосу

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.

3.2.1. Вибір і обґрунтування початкових даних до розрахунку циклу

3.2.1.1. Принципова схема установки

Початкові дані:

Робоча речовина – R600

Охолоджувач води ГД $Q_B = 1506,5$ кВт

Охолоджувач заборотної води $Q_{з.в.} = 502$ кВт

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодопродуктивність $Q_0 = 1506,5 - 502 = 1004,5 \text{ кВт}$

Температура кипіння в випарнику $t_0 = 67 \text{ }^\circ\text{C}$

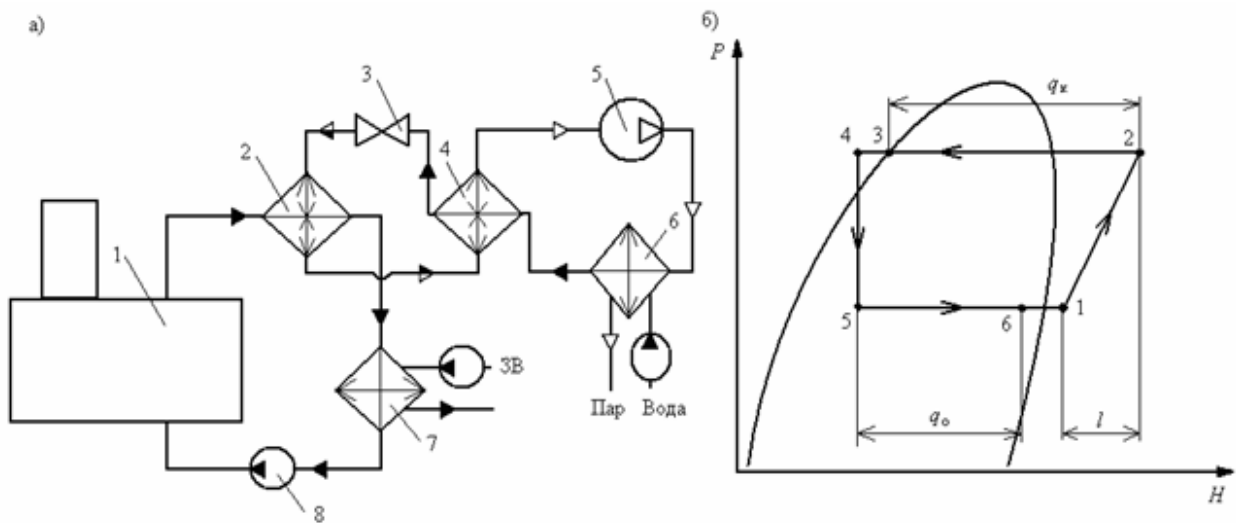
Температура конденсації в парогенераторі $t_{\text{кон}} = 144 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура води на вході в випарник $t_{e1} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$

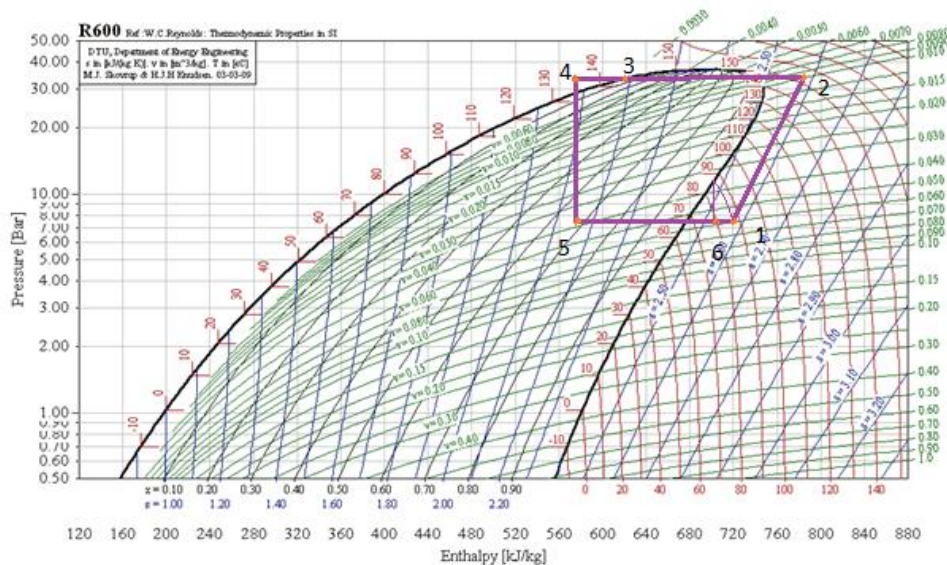
Температура води на виході з випарника $t_{e2} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

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

$t_{w1} = 134 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура пари на виході з конденсатора;



а) схема установки 1-головний двигун; 2-випарник; 3-дросельний вентиль; 4-рекуперативний теплообмінник; 5-компресор; 6-конденсатор (паровий котел); 7-холодильник двигуна; 8- водяний насос.; б) цикл в H-P-діаграмі



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16

Арк.

44

Параметри у вузлових точках циклу:

Параметри	Од. вим.	1	2	2'	3	4	5	6
Температура, t	°С	85	150	144	144	130	67	80
Тиск, p	бар	8	34	34	34	34	8	8
Об'єм, v	м ³ /кг	0.06	-	-	-	-	-	-
Ентальпія, h	кДж/кг	727	790	750	630	570	570	700

1. Питома масова холодопродуктивність холодного агента:

$$q_0 = h_6 - h_5 = 700 - 570 = 130 \text{ кДж/кг}$$

2. Витрата пари:

$$M = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{1004,5}{130} = 7,7 \text{ кг/с}$$

3. Дійсна об'ємна подача:

$$V_d = M * v_1 = 7,7 * 0,06 = 0,46 \text{ м}^3/\text{с}$$

4. По графіку знаходимо коефіцієнт подачі компресора:

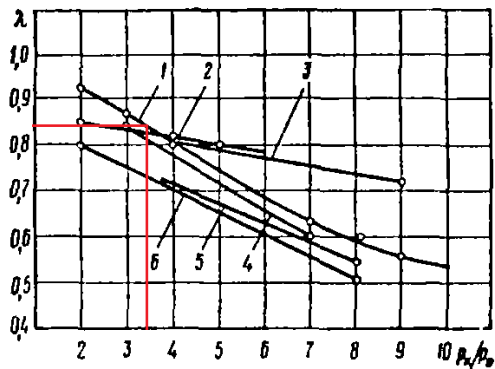


Рис. 5.5. Коэффициенты подачи компрессоров:

1 — современных бескрейцкопфных; 2 — винтовых бустер-компрессоров; 3 — винтовых; 4 — работающих на хладоне-22; 5 — ротационных; 6 — малых, работающих на хладоне-12.

$$\lambda = 0,83, \text{ тому що } \frac{p_k}{p_0} = \frac{34}{8} = 4,25$$

5. Теоретична об'ємна подача:

$$V = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,46}{0,83} = 0,55 \text{ м}^3/\text{с}$$

6. Теоретична потужність компресора:

$$N_T = M(h_2 - h_1) = 7,7 * (790 - 727) = 485,1 \text{ кВт}$$

7. Дійсна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{485,1}{0,8} = 606,4 \text{ кВт}$$

де $\eta_i = 0,84$

8. Ефективна потужність:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{606,4}{0,84} = 721,9 \text{ кВт}$$

де $\eta_m = 0,84$

Вибираємо відцентровий компресор марки К-250-61-5

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

9. Тепловий потік в конденсаторі:

а) дійсний з урахуванням витрат в процесі стиснення

$$Q_k = Q_0 + N_i = 1004,5 + 721,9 = 1726,4 \text{ кВт}$$

або

б) теоретичний по різниці питомих ентальпій в теоретичному циклі з урахуванням переохолодження в конденсаторі

$$Q_H = M * (h_2 - h_5) = 7,7 * (790 - 570) = 1694 \text{ кВт}$$

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

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

3.3.20. Температура переохолодження рідкого хладона високого тиску в конденсаторі Кд2

$$t_6 = t_{\text{кон}} - (1...2 \text{ } ^\circ\text{C} = 162 - 1 = 161 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

$$H_6 = f(t_6)$$

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

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

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

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

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

$$G_2 = Q/(H_1 - H_6)$$

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

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

3.3.26. 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.

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

$$H_4 = H''_{\text{пр}}$$

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

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

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

$$G_\Sigma = Q_0 / (H_1 - H_7)$$

і повторюємо розрахунок з п. 3.3.25.

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

$$S_4 = f(P_{\text{пр}}, H_4)$$

3.3.31. Ентальпія хладона при його адіабатному ($S_{5\text{ад}} = S_4$) стисненні від тиску $P_{\text{пр}}$ до тиску $P_{\text{кон}}$ (використовується ІОК "Tersvo"), кДж/кг

$$H_{5\text{ад}} = f(P_{\text{кон}}, S_{5\text{ад}})$$

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

$$H_5 = H_4 + (H_{5\text{ад}} - H_4) / \eta_{\text{адк}}$$

3.3.33. Теплове навантаження на конденсатор Кд2, кВт

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_2 = G_2 \cdot (H_5 - H_6) .$$

3.3.34. Витрата насиченої водяної пари високого тиску ($P_{s2}=0,5$ МПа),
кг/с

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОГЕНЕРАТОРА

4.1. Відцентровий компресор

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

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 неврахованих 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

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

об'єм досягає 20 м³/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 теплого 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

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 $K_{вн}$ і питомого теплового потоку $q_{вн}$, віднесеного до поверхні трубок по внутрішньому діаметру $d_{вн}$.

2) Початкові дані:

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

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

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

$Q_{кон} = 1762 \text{ кВт};$

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

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

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

- 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 $\delta_{осн} = 0,94 \text{ мм};$

на торці $\delta_1 = 0,74 \text{ мм};$

						КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			53

середня $\delta_{cp} = 0,84$ мм;

- ступінь оребрення $\beta = 3,82$;

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

3) Температура водяної пари на виході з конденсатора

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

4) Температурний напор в конденсаторі

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

5) Орієнтовна поверхня теплообміну

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

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

6) Загальна довжина трубок

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

7) Приймаємо довжину однієї трубки

$$l_{тр} = 4,76 \text{ м}.$$

8) Загальна кількість трубок в конденсаторі

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

9) Число трубок в одному ході

$$n_x = n_{тр} / z = 618 / 6 = 103,$$

де z - число ходів води; $z = 6$.

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

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

11) Середнє число трубок у висоту

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

						КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			54

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

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

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

									Арк.
									55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16				

$$B=0,365 \cdot \lambda_w^{0,6} \cdot \rho_w^{0,8} \cdot (C_{pw}/\mu_w)^{0,4} = 0,365 \cdot 0,615^{0,6} \cdot 995^{0,8} \cdot (4,174/779 \cdot 10^{-6})^{0,4} = 2116.$$

22) Масова витрата забортої води через конденсатор

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

23) Швидкість води в трубці

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

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

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

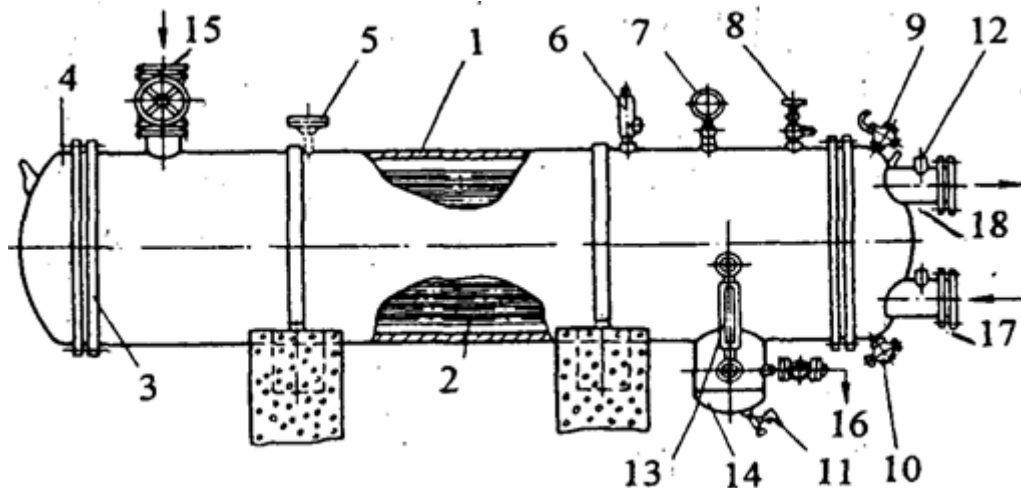


Рис. 4.1 – Кожухотрубний водяний конденсатор

4.3. Випарник

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

$$Q_{\text{в}} = (1,05 \dots 1,15) Q_{\text{в}0} / 2 = 1,05 \cdot 3605 / 2 = 1892 \text{ кВт,}$$

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

Середня температура води у випарнику

									Арк.
									56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

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

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

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

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

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

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 :

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

де $\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнт теплопередачі від стіни трубки до води, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Вирішуючи спільно два рівняння для питомих теплових потоків з боку холодоагента і з боку води, віднесених до внутрішньої поверхні трубок, варіюючи значеннями температури стіни $t_{\text{ст}}$, визначаємо дійсне теплове навантаження на випарник, Вт/м^2 :

$$q_{\text{Fa}} = q_{\text{Fв}} = q_0,$$

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

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{k} = \frac{1892000}{23514} = 80,5 \text{ м}^2,$$

Визначаємо загальну довжину трубок випарника:

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Загальна кількість трубок визначається за формулою:

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

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

Число трубок за один хід води:

$$n_x = \frac{4 \cdot G_e}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \omega_e \cdot \rho_e} = \frac{4 \cdot 30,1}{\pi \cdot 0,02^2 \cdot 1,31 \cdot 10} = 741$$

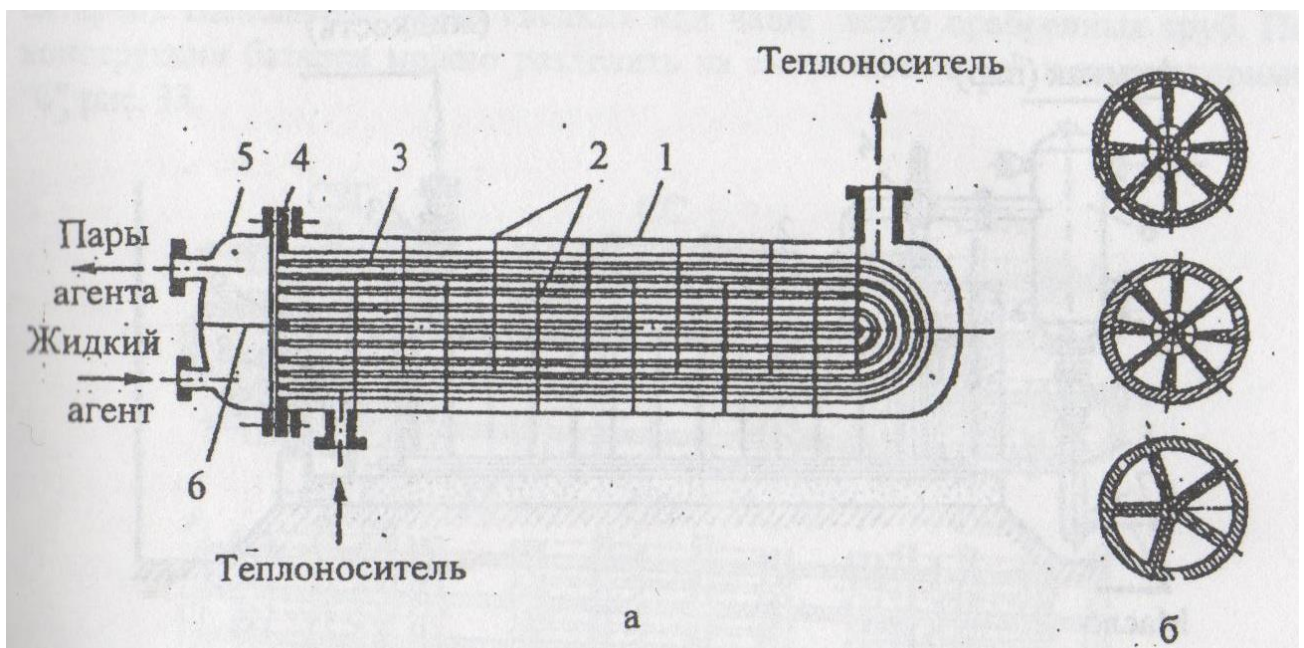
Число трубок за один хід приймаємо рівним $n_x = 75$.

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 $F_B = 100 \text{ м}^2$.



									КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						58

Рис. 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. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

5.1. Безпека людини на морі

СОЛАС-74 Глава III — рятувальні засоби і пристрої

Надувні рятувальні жилети.

Рятувальний жилет, плавучість якого забезпечується надуванням, повинен мати не менше двох окремих камер, надуватися автоматично при зануренні, мати пристрій для надування, що приводиться в дію вручну одним рухом, а також її конструкція повинна бути такою, щоб передбачалася можливість надування ротом.

Кожен сигнальний вогонь рятувального жилета повинен:

- мати силу світла не менше 0,75 кд у всіх напрямках верхньої півсфери;
- мати джерело енергії, здатний забезпечувати силу світла 0,75 кд протягом не менше 8 годин;
- бути видимим, коли він прикріплений до рятувального жилета, в найбільшій частині сегмента верхньої півсфери, наскільки це практично можливо;
- бути білого кольору.

Якщо сигнальний вогонь є проблісковим, він повинен, крім того:

- забезпечуватися ручним вимикачем;
- давати пробліски з частотою не менше 50 і не більше 70 проблісків в хвилину.

Гідрокостюми

Гідрокостюм повинен виготовлятися з водонепроникних матеріалів таким, щоб:

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

— його можна було розпакувати і надягти без сторонньої допомоги протягом не більше 2 хвилин разом з будь-якої відповідної одягом і рятувальним жилетом, якщо гідрокостюм вимагає його використання;

— він не підтримував горіння або не продовжував плавитися, після того як повністю охоплений полум'ям протягом 2 секунд;

— він закривав все тіло, за винятком обличчя. Руки повинні бути закриті, якщо не передбачені постійно прикріплені до гідрокостюма рукавички;

— він мав в районі ніг пристосування для стравлювання надлишків повітря;

— після стрибка у воду з висоти не менше 4,5 м в нього не потрапляло надмірна кількість води.

Гідрокостюм, який відповідає таким вимогам, може використовуватися без рятувального жилета.

Людина в гідрокостюмі з рятувальним жилетом, якщо гідрокостюм вимагає його використання, повинен мати можливість:

— підніматися і спускатися по вертикальному трапу довжиною не менше 5 м;

— виконувати звичайні обов'язки, пов'язані з залишенням судна;

— стрибати у воду з висоти не менше 4,5 м без пошкодження або зсуву при цьому гідрокостюма і без тілесних ушкоджень;

— проплисти коротку відстань і забратися в колективний рятувальний засіб.

Гідрокостюм, що володіє плавучістю і призначений для використання без рятувального жилета, повинен бути забезпечений сигнальним вогнем і свистком.

Якщо гідрокостюм вимагає використання рятувального жилета, то рятувальний жилет повинен вдягатися поверх гідрокостюма. Людина в гідрокостюмі повинен бути здатний надіти рятувальний жилет без сторонньої допомоги.

Людина в гідрокостюмі або в гідрокостюмі з рятувальним жилетом повинен бути здатний перевертатися в прісній воді з положення обличчям вниз в положення обличчям вгору за час не більше 5 секунд.

Захисні костюми

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Захисний костюм повинен виготовлятися з водонепроникних матеріалів таким, щоб:

- забезпечувалася його власна плавучість не менше 70 М;
- використовуваний матеріал знижував ризик від перегріву організму при рятувальних операціях та евакуації;
- закривалася все тіло, за винятком обличчя, кистей рук і, якщо дозволяє адміністрація, ніг. Рукавички і головний капюшон повинні бути виконані з урахуванням умов використання захисного костюма;
- можна було розпакувати і одягнути його без сторонньої допомоги протягом 2 хвилин;
- не підтримувалося горіння або тривало плавання костюма після повного охоплення полум'ям протягом 2 секунд;
- був кишень для переносного УКХ радіотелефону;
- забезпечувалось бічний зір у секторі не менше 120°.

Захисний костюм, що задовольняє цим вимогам, може використовуватися без рятувального жилета.

Захисний костюм повинен дозволяти одевшему його людині:

- 1) підніматися і спускатися по вертикальному трапу довжиною не менше 5 м;
- 2) стрибати у воду ногами вперед з висоти не менше 4,5 м і при цьому без пошкодження або зміщення костюма і без отримання тілесних ушкоджень;
- 3) проплисти у воді не менше 25 м і забратися в рятувальну шлюпку або пліт;
- 4) надіти рятувальний жилет без сторонньої допомоги;
- 5) виконувати всі вахтові обов'язки по залишенню судна, надання допомоги іншим особам і використання чергової шлюпки.

Захисний костюм повинен:

- мати сигнальний вогонь і свисток;

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

— мати маркування з інструкцією, що використовується з відповідною теплим одягом, якщо він виготовлений з матеріалу, який не володіє теплоізоляційними властивостями;

— бути таким, щоб будучи одягненим у відповідності з нанесеною на нього інструкцією, продовжував забезпечувати достатню теплозахист людині після одного його стрибка у воду з повним зануренням таким чином, щоб температура тіла людини не падала швидше, ніж на 1,5 °С після першого півгодинного перебування в циркулюючій воді з температурою 5°С при відсутності хвилювання.

Людина в захисному костюмі, що відповідає вимогам цього правила, повинен бути здатний перевертатися в прісній воді з положення обличчям вниз в положення обличчям вгору не більше ніж за 5 секунд і зберігати це положення. Костюм не повинен сприяти перевероту людини обличчям вниз в умовах хвилювання.

Теплозахисні засоби

Теплозахисне засіб повинен виготовлятися з водонепроникного матеріалу, що володіє теплопровідністю не вище 7800 Вт/(м²·До), і мати таку конструкцію, яка знижувала б втрату тепла тілом людини, як конвекційним шляхом, так і через випаровування.

Теплозахисне засіб повинен:

— закривати все тіло людини будь-якого розміру (зросту) в рятувальному жилеті, за винятком особи. Руки повинні бути закриті, якщо не передбачені постійно прикріплені до теплозахисного засобу рукавички;

— бути таким, щоб його можна було розпакувати і легко надягти без сторонньої допомоги в рятувальній шлюпці чи плоту або в черговій шлюпці;

— бути таким, щоб людина в теплозахисному засобі міг зняти його у воді не більше ніж за 2 хвилини, якщо вона заважає йому плисти.

Теплозахисне засіб повинен виконувати свої функції належним чином при температурі повітря від – 30° до + 20°С.

У Колексі ЛСА викладені також вимоги до візуальних сигнальних засобів.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Парашутні ракети

Парашутна ракета повинна:

- 1) бути укладена в водостійкий корпус;
- 2) бути забезпечена чітко ілюструють спосіб використання малюнками або короткою інструкцією, нанесеними на її корпус;
- 3) мати вбудоване запальний засіб;
- 4) мати таку конструкцію, яка не завдавала б незручності тримає її людині при використанні ракети у відповідності з інструкцією заводу-виготовлювача.

При запуску ракети в вертикальному напрямку вона повинна досягати висоти не менше 300 м. По досягненні верхньої точки траєкторії або поблизу неї ракета повинна випускати парашутний сигнал, який повинен:

- 1) горіти яскраво-червоним вогнем;
- 2) горіти рівномірно з середньою силою світла не менше 30000 кд;
- 3) мати тривалість горіння не менше 40 секунд;
- 4) мати швидкість спуску не більше 5 м/с;
- 5) не пошкоджувати під час горіння свій парашут або його кріплення.

Фальшфейєри

Фальшфейєр повинен:

- 1) бути укладений у водонепроникний корпус;
- 2) бути забезпечений короткою інструкцією або малюнками, надрукованими на його корпусі і ясно ілюструють спосіб використання фальшфейєра;
- 3) мати вбудоване запальний засіб;
- 4) мати таку конструкцію, щоб не заподіювати незручності тримає його людині і не наражати на небезпеку колективний рятувальний засіб палаючими або тліючим залишками при його використанні у відповідності з інструкцією заводу-виробника

Фальшфейєр повинен:

- 1) горіти яскраво-червоним вогнем;
- 2) горіти рівномірно з середньою силою світла не менше 15000 кд;
- 3) мати тривалість горіння не менше 2 хв.;

									Арк.
									63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16				

4) продовжувати горіти після занурення його на 10 секунд у воду на глибину 100 мм.

Плавучі димові шашки

Плавуча димова шашка повинна:

1) бути укладена в водостійкий корпус;
2) горіти без спалахів при використанні її у відповідності з інструкцією заводу-виробника;

3) бути забезпечена короткою інструкцією або малюнками, надрукованими на її корпусі і ясно ілюструють спосіб використання плавучої димової шашки.

Плавуча димова шашка повинна:

1) рівномірно випускати дим добре видимого кольору не менше 3 хвилин, знаходячись на плаву на тихій воді;

2) не викидати полум'я протягом усього часу дії димової шашки;

3) не заливатися водою на хвилюванні;

4) продовжувати димоутворення при зануренні її на 10 секунд у воду на глибину 100 мм.

5.2. Охорона праці

Вимоги та заходи безпеки при експлуатації холодильної установки.

Вимоги та заходи безпеки при експлуатації холодильної установки. .

Поряд із загальними вимогами техніки безпеки при обслуговуванні механізмів, апаратів і пристроїв, що входять до складу холодильної установки, необхідно враховувати і специфічні вимоги, обумовлені властивостями застосовуваних хладонів.

Перед розкриттям і ремонтом компресорів, апаратів і трубопроводів, чищення фільтрів і зміною абсорбенту в осушувачах необхідно попередньо знизити тиск хладона до атмосферного у разбираємом ділянці, відключити ділянку від загальної магістралі щільним закриттям клапана. Щоб уникнути нещасних випадків з-за високої концентрації пар хладона в повітрі приміщення під час розтину холодильного обладнання та при випуску повітря з конденсатора

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідно включити вентиляцію. Після зняття ремонтowanego сайту рекомендується вільні кінці труб заглушити дерев'яними або гумовими пробками.

Забороняється використання для освітлення відкритого вогню і куріння в рефрижераторному приміщенні (< 430С хладон розкладається з виділенням фосгену).

Для захисту шкіри рук від обмороження необхідно одягати гумові рукавички. Очі при розтині зберігати в захисних окулярах. При ураженні шкіри рідким хладоном рекомендується тепла ванна на 5-10 хв. При $t=35-40\text{C}$ і накладення пов'язки з маззю.

Уникати потрапляння хладона в легені.

У приміщенні холодильної установки повинно бути: аптечка, протигаз, гумові рукавички, захисні окуляри.

При заповненні системи хладоном не можна нагрівати балон. На балонах повинні бути гумові кільця від ударів.

При виникненні пожежі робота холодильної установки повинна бути зупинена.

Всі трубопроводи мають відмінні кільця різних кольорів (інтервал не більше 5м).

5.3. Пожежна безпека

Поширення пожежі

Боротьбу з пожежею важливо почати на ранньому етапі з використанням ефективних вогнегасних засобів. Це дозволить не допустити його виходу за межі того приміщення, в якому сталося займання. Якщо ж пожежу не вдається взяти під контроль, локалізувати в ранній стадії, то інтенсивність його поширення зростає, чому сприяють такі чинники: теплопровідність металевих конструкцій судна; променистий теплообмін, викликаний високою температурою; конвективний теплообмін, що виникає при русі потоків нагрітих газів, диму і повітря.

Теплопровідність являє собою передачу теплоти через тверді тіла. Більшість судових конструкцій виконано з металу, що володіє високою теплопровідністю.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Це сприяє передачі великої кількості теплоти і поширенню пожежі з однієї палуби на іншу, з одного відсіку в інший. Під впливом теплоти від пожежі фарба на перегородках починає жовтіти, а потім спучуватися. У сусідньому з пожежею відсіку підвищується температура і при наявності в ньому горючих речовин виникає додатковий осередок пожежі.

Підлогу променистим теплообміном розуміється передача теплоти від джерела через простір. Утворення променевих потоків теплоти, що розповсюджуються прямолінійно в усі сторони, сприяє висока температура в осередку пожежі. Суднові конструкції, які зустрічаються на шляху теплового потоку, частково його відображають, частково передають далі або поглинають. В результаті температура поглинаючого тіла збільшується. Внаслідок променистого теплообміну можуть запалитися горючі матеріали, що знаходяться на його шляху. Особливо інтенсивно теплота випромінювання діє всередині суднових приміщень; в залежності від конструктивних особливостей судна, навіть на значній відстані від вогнища пожежі. Променистий теплообмін створює значні труднощі при наближенні до пожежі, тому операція з ліквідації пожежі вимагає застосування спеціальних захисних засобів для людей.

Явище конвективного теплообміну — процес перенесення теплоти при поширенні гарячого повітря, диму і нагрітих газів, що утворюються при пожежі. Шляхи пересування теплоти по суднових приміщень можна передбачити. Нагріті гази, дим і повітря піднімаються вгору, їх місце займає холодне повітря, який в свою чергу нагрівається і також піднімається вгору. Після охолодження повітря і дим опускаються, знову нагріваються і знову піднімаються. Створюється природний конвективний теплообмін, який може стати причиною виникнення додаткових вогнищ пожежі. Якщо вертикальний шлях обмежений, то гаряче повітря і гази рухаються горизонтально коридорами, вгору через трапи і люкові вирізи, викликаючи запалення перебувають на їх шляху горючих матеріалів.

Умови ліквідації пожежі. Пожежу можна ліквідувати наступними способами: видалити пальне речовина, перекрити доступ кисню, анулювати джерело теплоти, зруйнувати ланцюгову реакцію пожежі.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Видалення пальної речовини — спосіб важко реалізуємо, так як видалити пальне речовина безпосередньо з вогнища пожежі практично неможливо. Його використовують для попередження поширення пожежі, для чого прибирають усі горючі речовини, що знаходяться поблизу пожежі.

Припинення надходження кисню — найбільш ефективно застосування цього способу в закритих приміщеннях. Пожежа припиняється при зменшенні вмісту кисню в повітрі нижче 16%. Властивості ізоляції пожежі від припливу свіжого повітря мають мелкораспыленная вода, вогнегасні порошки спеціального призначення, піна, вуглекислий газ. Однак необхідно пам'ятати, що деякі речовини, що відносяться до класу окислювачів (нітрати, хромати, хлорати та ін), при нагріванні самі виділяють кисень, і їх горіння не можна локалізувати, припинивши надходження повітря.

Припинення потоку теплоти — найбільш поширений спосіб. Подача в зону пожежі речовин, що володіють великою теплопровідністю, наприклад, води може уповільнити або припинити теплопередачу за рахунок провідності. Розпорошена струмінь води більш ефективно поглинає теплоту, ніж компактна, оскільки дрібні частинки води впливають на велику поверхню джерела теплоти. При цьому витрачається менша кількість води і знижується небезпека погіршення остійності судна.

Переривання ланцюгової реакції — спосіб ефективний для попередження вибухів. У зону пожежі подаються спеціальні речовини, які безпосередньо впливають на молекулярну структуру сполук, що утворюються в ході ланцюгової реакції пожежі.

5.4. Охорона навколишнього середовища

Скидання нафтовмісних вод в особливих районах забороняється з будь-якого нафтового танкера або судна валовою місткістю 400 реєстр.т і більше.

Поза межами особливих районів дозволяється скидання нафтовмісних вод при наступних умовах:

- танкер знаходиться на відстані понад 50 миль від найближчого берега;
- танкер знаходиться в русі;

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Правило 13А вимагає, щоб нові танкери для перевезення сирової нафти валовою місткістю 20.000 реєстр.т. і більше були обладнані танками ізольованого баласту і системами мийки нафтою, а існуючі танкери – або танками ізольованого баласту, або системами мийки сировою нафтою.

Крім того, Правило 13Д дозволяє існуючим танкерам працювати з баластом, який розміщується у вантажних танках таким чином, щоб вони використовувалися як танки ізольованого баласту.

Правило 13Е вимагає, щоб на кожному новому танкері танки ізольованого баласту повинні забезпечити виключення попадання нафти за борт, у разі посадки судна на мілину або зіткнення.

Правило 15 встановлює, що для запобігання забруднення моря нафтою на кожному танкері має бути таке обладнання:

- відстійний танк, обладнаний для збереження на борту брудного баласту і залишків після мийки;
- детектор для швидкого і точного визначення межі розділу «нафта-вода» у відстійному і вантажних танках;
- систему контролю і управління скидами.

Нарешті, Правило 18 встановлює спеціальні вимоги щодо технології приймання, перекачування і розвантаження для нових та існуючих нафтових танкерів. Баласт і забруднені нафтою води зазвичай слід скидати вище ватерлінії, а чистий баласт допускається скидати і нижче ватерлінії.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

6. ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ/ОБОРОНА

6.1. Прогнозування наслідків надзвичайної ситуації на об'єкті морського транспорту

6.1.1. Вихідні дані (сценарій виникнення надзвичайної ситуації на об'єкті морського транспорту)

Газовий танкер «Alstergas» стоїть на бочці в районі внутрішнього рейду порту Сяминь (Китай). Отримано повідомлення про інцидент із зрідженим газом: в районі гідротехнічної естакади, що сполучає морські причали з береговим терміналом перевантажувального комплексу аміаку внаслідок терористичного акту (вибуху) зруйнований технологічний трубопровід. З пошкодженого трубопроводу витік зріджений аміак, що є сильнодіючою отруйною речовиною (СДОР). Кількість СДОР, що розлилася, - 110 т, характер розливу – «вільно». Метеорологічні умови на момент аварії: час доби - день, 9.00, температура повітря 20⁰, швидкість вітру 5 м/с, вітер - зустрічний, суцільна хмарність. Відстань від судна до місця аварії - 2 км. Місцевість відкрита, характер - водна поверхня.

Виконати оперативний прогноз хімічної обстановки на час через 1 годину після аварії.

Запропонувати заходи по зменшенню можливих втрат серед екіпажа судна.

6.1.2. Оцінка масштабів хімічного зараження території

Виконання розрахунків ведеться за допомогою формул і таблиць, наведених у Методиці прогнозування наслідків надзвичайних ситуацій на об'єктах морського транспорту (Додаток 1 до «Методичних вказівок по виконанню розділу «Цивільний захист/оборона» дипломних проектів (робіт)»).

а) Визначення ступеня вертикальної стійкості повітря

За заданими метеорологічними умовами (час доби - день, швидкість вітру 5 м/с, суцільна хмарність) визначаємо по таблиці 6.1 ступень вертикальної стійкості повітря - ізотермія.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 - Визначення ступеня вертикальної стійкості повітря за прогнозом погоди

Швидкість вітру, м/с	Час доби					
	день			ніч		
	Наявність хмарності					
	відсутня	середня	суцільна	відсутня	середня	суцільна
0,5	конвекція	конвекція	ізотермія	інверсія	інверсія	ізотермія
0,6-2,0	конвекція	конвекція	ізотермія	інверсія	інверсія	ізотермія
2,1 – 4,0	конвекція	ізотермія	ізотермія	ізотермія	ізотермія	ізотермія
> 4,0	ізотермія	ізотермія	ізотермія	ізотермія	ізотермія	ізотермія

б) Розрахунок еквівалентної кількості СДОР у первинній хмарі

Кількісні характеристики викиду СДОР для розрахунку масштабів зараження визначаються за його еквівалентними значеннями.

Розраховуємо еквівалентну кількість $Q_{\text{э1}}$ (т) аміаку в первинній хмарі:

$$Q_{\text{э1}} = K_1 \cdot K_3 \cdot K_5 \cdot K_7^1 \cdot Q_0 = 0,01 \cdot 0,04 \cdot 0,23 \cdot 1 \cdot 110 = 0,01 \text{ т,}$$

де $K_1 = 0,01$ – коефіцієнт, що залежить від умов зберігання СДОР (таблиця 6.2); $K_3 = 0,04$ – коефіцієнт, що дорівнює відношенню порогової токсодози хлору до порогової токсодози аміаку (таблиця 6.2); $K_5 = 0,23$ – коефіцієнт, який враховує ступень вертикальної стійкості повітря для ізотермії (п. 3.2. Методики прогнозування наслідків надзвичайних ситуацій на об'єктах морського транспорту); $K_7^1 = 1$ – коефіцієнт, що враховує вплив температури навколишнього повітря на швидкість утворення первинної хмари (таблиця 6.2); $Q_0 = 110$ – кількість аміаку, що розлився при аварії, т.

Таблиця 6.2 - Характеристики СДОР і значення допоміжних коефіцієнтів

Найменування	Щільність СДОР,	агура кипіння	тис.т/т	ватоксо доза,	Значення допоміжних коефіцієнтів
					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк. 71

СДОР	т/ м ³				К ₁	К ₂	К ₃	К ₇ для температури повітря (°С)				
	Газ	Рідина						-40	-20	0	20	40
Аміак	-	0,681	-33,4	15	0,01	0,025	0,04	$\frac{0}{0,9}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{1}$

Примітка:

1. У таблиці наведені значення К₇у чисельнику - К₇^I (для первинної хмари), у знаменнику - К₇^{II} (для вторинної хмари).

в) Розрахунок площі розливу, тривалості вражаючої дії та еквівалентної кількості СДОР у вторинній хмарі

Площа розливу S_p (м²) аміаку дорівнює:

$$S_p = \frac{V_p \cdot Q_0 / \rho}{h} = \frac{110 / 0,681}{0,05} = 3231 \text{ м}^2$$

де V_p – об'єм аміаку, що розлився, м³; Q₀ = 110 – кількість аміаку, що розлився при аварії, т; ρ = 0,681 - щільність аміаку, т/м³ (таблиця 6.2); h = 0,05 – товщина шару аміаку (для характеру розливу – «вільно»), м.

Тривалість вражаючої дії СДОР визначається часом, що потрібний на його випаровування з площі розливу, і часом, протягом якого триває спад його концентрації до безпечного рівня після відходу хмари зараженого повітря від заданої точки.

Розраховуємо тривалість вражаючої дії Т (год.) аміаку:

$$T = \frac{h \cdot \rho}{K_2 \cdot K_4 \cdot K_7^{II} \cdot K_M} + \frac{1}{v_{\text{п}}} = \frac{0,05 \cdot 0,6811}{0,025 \cdot 2,34 \cdot 1 \cdot 1} + \frac{1}{29} = 0,61 \text{ год.} = 37 \text{ хв.}$$

де K₂ = 0,025 – коефіцієнт, що залежить від фізико-хімічних властивостей аміаку (таблиця 6.2); K₄ = 2,34 – коефіцієнт, що враховує швидкість вітру (таблиця 6.3); K₇^{II} = 1 – коефіцієнт, що враховує вплив температури навколишнього повітря на швидкість утворення вторинної хмари (таблиця 6.2); K_M = 1 – коефіцієнт, що враховує вплив місцевості на швидкість поширення хмари аміаку (таблиця 6.4);

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16			Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			72	

$v_{п} = 29$ – швидкість перенесення переднього фронту зараженого повітря, км/год. (таблиця 6.5).

Таблиця 6.3 - Значення коефіцієнту K_4 залежно від швидкості вітру

Швидкість вітру (u), м/с	$1 \leq$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
K_4	1	1,33	1,67	2,0	2,34	2,67	3,0	3,34	3,67	4,0

Таблиця 6.4 - Значення коефіцієнту K_m залежно від впливу характеру місцевості

Рельєф місцевості, вид рослинності і забудови	Вертикальна стійкість повітря		
	конвекція	ізотермія	інверсія
Водна поверхня, відкрита місцевість	1	1	1
Міська (промислова) забудова	0,2	0,2	0,3
Територія порту	0,2	0,2	0,3

Таблиця 6.5 - Швидкість (км/год.) перенесення $v_{п}$ переднього фронту хмари зараженого повітря залежно від швидкості вітру

Ступень вертикальної стійкості повітря	Швидкість вітру (u), м/с									
	$1 \leq$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Інверсія	5	10	16	21	-	-	-	-	-	-
Ізотермія	6	12	18	24	29	35	41	47	53	59
Конвекція	7	14	21	28						

Розраховуємо еквівалентну кількість аміаку Q_{32} (т) у вторинній хмарі:

$$Q_{32} = (1 - K_1) \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7^{II} \cdot \frac{Q_0}{h \cdot \rho}$$

$$= (1 - 0,99) \cdot 0,025 \cdot 0,04 \cdot 2,34 \cdot 0,23 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{110}{0,05 \cdot 0,681} = 1,72 \text{ т}$$

де $K_1 = 0,01$ – коефіцієнт, що залежить від умов зберігання СДОР (таблиця 6.2);
 $K_3 = 0,04$ – коефіцієнт, що дорівнює відношенню порогової токсодози хлору до

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						73

порогової токсодози аміаку (таблиця 6.2); $K_5 = 0,23$ – коефіцієнт, який враховує ступень вертикальної стійкості повітря для ізотермії; $K_6 = N^{0,8} = 1^{0,8} = 1$ – коефіцієнт, що залежить від часу N , що пройшов з моменту початку аварії; за умовами завдання $N = 1$ год.

г) Визначення глибини і площі зони зараження

Глибину зони зараження первинною (вторинною) хмарою СДОР при аваріях на технологічних ємностях, сховищах і транспорті визначаємо за допомогою таблиці 6.6.

Для $Q_{31} = 0,01$ т та швидкості вітру $u = 5$ м/с визначаємо глибину зони зараження первинною хмарою аміаку $\Gamma_1 = 0,17$ км.

Для $Q_{32} = 1,72$ т та швидкості вітру $u = 5$ м/с визначаємо глибину зони зараження вторинною хмарою аміаку $\Gamma_2 = 2,1$ км.

Визначаємо повну глибину зони зараження Γ_{Σ} (км), що обумовлена дією первинної і вторинної хмари СДОР:

$$\Gamma_{\Sigma} = \Gamma' + 0,5 \cdot \Gamma'' = 2,1 + 0,5 \cdot 0,17 = 2,19 \text{ км,}$$

де Γ' - найбільший, Γ'' - найменший з розмірів Γ_1 і Γ_2 .

Визначаємо гранично можливе значення глибини перенесення повітряних мас Γ_{Π} (км):

$$\Gamma_{\Pi} = N \cdot v_{\Pi} = 1 \cdot 29 = 29 \text{ км.}$$

За остаточну розрахункову глибину зони зараження Γ (км) приймаємо менше з двох порівнюваних між собою значень Γ_{Σ} і Γ_{Π} :

$$\Gamma = \min \left\{ \begin{matrix} \Gamma_{\Sigma} \\ \Gamma_{\Pi} \end{matrix} \right\} = 2,19 \text{ км.}$$

Таблиця 6.6 - Глибина (км) зони зараження

Швидкість вітру, м/с	Еквівалентна кількість СДОР, т								
	0,01	0,05	0,1	0,5	1	3	5	10	20
1 і менше	0,38	0,85	1,25	3,16	4,75	9,18	12,53	19,20	29,56
2	0,26	0,59	0,84	1,92	2,84	5,35	7,20	10,83	16,44
3	0,22	0,48	0,68	1,53	2,17	3,99	5,34	7,96	11,94

4	0,19	0,42	0,59	1,33	1,88	3,28	4,36	6,46	9,62
5	0,17	0,38	0,53	1,19	1,68	2,91	3,75	5,53	8,19

Таблиця 6.7 - Кутові розміри зони можливого зараження СДОР залежно від швидкості вітру

Швидкість вітру (u), м/с	$\leq 0,5$	0,6 - 1	1,1 - 2	>2
φ , град	360	180	90	45

Визначаємо площу зони можливого зараження S_v (км²) хмарою аміаку:

$$S_v = \pi \cdot \Gamma^2 \cdot \varphi / 360^0 = 3,14 \cdot 2,19^2 \cdot 45^0 / 360^0 = 1,9 \text{ км}^2,$$

де $\Gamma = 2,26$ - розрахункова глибина зони зараження, км; $\varphi = 45^0$ - кутовий розмір зони зараження, град (таблиця 6.7).

Визначаємо площу зони фактичного зараження S_f (км²):

$$S_f = K_8 \cdot \Gamma^2 \cdot N^{0,2} = 0,133 \cdot 2,19^2 \cdot 1^{0,2} = 0,64 \text{ км}^2,$$

де $K_8 = 0,133$ - коефіцієнт, що залежить від ступеня вертикальної стійкості повітря - ізомермії (п. 3.4. Методики прогнозування наслідків надзвичайних ситуацій на об'єктах морського транспорту).

д) Розрахунок глибин поширення хмари СДОР у вражаючих концентраціях при смертельному, важкому, середньому і легкому ураженні

Територія можливого хімічного зараження представляє собою сектор, що має кутовий розмір $\varphi = 45^0$ (таблиця 6.7) і радіус, який дорівнює значенню розрахунковій глибині зони зараження $\Gamma = 2,19$ км. Вершина секторуспівпадає з джерелом зараження - місцем розливу аміаку. Бісектриса сектора співпадає з віссю сліду хмари та орієнтована по напрямку вітру.

У районі хімічного зараження виділяють зони смертельної концентрації, важкого, середнього і легкого ураження.

Розраховуємо глибину зони смертельних уражень Γ_1 (км):

$$\Gamma_1 = \lambda \cdot K_M \cdot \left(\frac{Q_{\Sigma}}{D_1}\right)^{\Psi} = 1,34 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1,73}{6}\right)^{0,542} = 0,68 \text{ км},$$

де $\lambda = 1,34$; $\Psi = 0,542$ - коефіцієнти, що залежать від швидкості вітру (таблиця 6.8); $Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 = 0,01 + 1,76 = 1,73$ - загальна еквівалентна кількість СДОР, що

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

перейшла в первинну і вторинну хмару, т; $D_{0,4t} = 6$ – летальна токсодоза для хлору, мг.хв/л.

Розраховуємо глибину зони важких уражень $\Gamma_{0,4t}$ (км):

$$\Gamma_{0,4t} = \lambda \cdot K_M \cdot \left(\frac{Q_{\text{э}}}{D_{0,4t}} \right)^{\psi} = 1,34 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1,73}{2,4} \right)^{0,542} = 1,12 \text{ км},$$

де $D_{0,4t} = 0,4 \cdot D_t = 0,4 \cdot 6 = 2,4$ - значення токсодози, що відповідає 40 % летальної токсодози для хлору, мг.хв/л.

Розраховуємо глибину зони уражень середньої важкості $\Gamma_{0,2t}$ (км):

$$\Gamma_{0,2t} = \lambda \cdot K_M \cdot \left(\frac{Q_{\text{э}}}{D_{0,2t}} \right)^{\psi} = 1,34 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1,73}{1,2} \right)^{0,542} = 1,63 \text{ км},$$

де $D_{0,2t} = 0,2 \cdot D_t = 0,2 \cdot 6 = 1,2$ - значення токсодози, що відповідає 20 % летальної токсодози для хлору, мг.хв/л.

Глибина зони легких уражень відповідає значенню розрахунковій глибині зони зараження $\Gamma = 2,19$ км.

Таблиця 6.8 - Коефіцієнти λ і ψ , що залежать від швидкості вітру

Коефіцієнти	Швидкість вітру (u), м/с							
	1 і менше	2	3	4	5	6	7	10
λ	3,73	2,31	1,80	1,52	1,34	1,20	1,11	0,92
ψ	0,606	0,580	0,563	0,551	0,542	0,537	0,531	0,515

е) Визначення часу підходу зараженого повітря до об'єкту (судна)

Час підходу хмари СДОР до заданого об'єкту t (год.) залежить від швидкості перенесення хмари повітряним потоком і визначається за формулою:

$$t = \frac{x}{K_M \cdot v_{\text{п}}} = \frac{2}{1 \cdot 29} = 0,07 \text{ год.} \approx 4 \text{ хв.}$$

де x – відстань від джерела зараження до заданого об'єкту, км.

6.1.3. Висновки і рекомендовані заходи для зменшення людських втрат

Проведена оцінка масштабів хімічного зараження території внаслідок терористичного акту (вибуху) і зруйнування технологічного трубопроводу з

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

подальшим розливом зрідженого аміаку показала, що хмара зараженого повітря досягне судна через 4 хв.

В результаті утворення хмари зараженого повітря при розливі аміаку судно потрапляє в зону легких уражень, що є загрозою для життя членів екіпажу судна.

Для зменшення людських втрат пропонуються наступні заходи:

- оголосити хімічну тривогу, зв'язатися з аварійними службами порту;
- враховуючі, що заражене повітря досить швидко підійде до судна (за 4 хв.), потрібно якнайскоріше прибрати усіх людей з палуби судна всередину надбудови;

- виключити вентиляцію, по можливості максимально герметизувати усі приміщення в надбудові судна, в яких укритися екіпаж;

- використати наявні на судні дихальні апарати, при цьому забезпечити контроль часу знаходження людей в апаратах (захисна дія дихальних апаратів обмежена часом у 30 хв.);

- по можливості судну потрібно «знятися з бочки» та відійти за межі зони уражень;

- встановити контроль концентрації СДОР на відкритому повітрі і в повітрі приміщень судна;

- пояснити членам екіпажу, що виходити на відкрите повітря можна через 37 хв., коли спливе час дії вражаючих концентрацій хмари зараженого повітря.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. 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):

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$O = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad (7.1)$$

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. 7.1).

Таблиця 7.1

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	

		Ниже 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	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		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:

- розробляють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;

									КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
										80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл.7.1.

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 виробітки 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 $K_{НТЕ}^Ф$ у табл. 10.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 7.2

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:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3 \quad (7.2)$$

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. 7.3).

Таблиця 7.3

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	9	8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
2	Перспективність	6	7	6	6,33	2,21 (6,33 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

	використання					
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						6,78

$$НТЕ = 7 \cdot 0,35 + 6 \cdot 0,35 + 5 \cdot 0,2 + 6 \cdot 0,1 = 2,45 + 2,1 + 1 + 0,6 = 6,15$$

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 ($K_{НТЕ}$):

$$K_{НТЕ} = \frac{НТЕ}{10} \cdot 100 \%$$

На основі даних табл. 7.3 можна дійти до висновку, що $K_{НТЕ}$ відповідає 61,5 %, тобто:

$$K_{НТЕ} = (6,15 \cdot 100) / 10 = 61,5 \%$$

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

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

ВИСНОВКИ

На сьогоднішній день питання про використання на водному транспорті систем глибокої утилізації скидної теплоти головних і допоміжних двигунів, все-таки, ще не є украй актуальними. Це визначається тим, що тенденція на спрощення як складу СЕУ, так і її обслуговування є поки превалюючими по відношенню до підвищення паливної економічності (а, отже, і утилізації вторинних теплових ресурсів). Проте, ця тенденція є часовою, оскільки нафта і продукти її переробки є непоновлюваними джерелами енергії, то з часом її запаси поступово зменшуватимуться. Відповідно вартість їх з часом також постійно зростатиме, і, рано чи пізно, до питання максимальної утилізації теплових втрат людство вимушено буде повернутися.

У даній дипломній роботі розглянуті тільки початкові шляхи в багатоплановій роботі по обґрунтуванню доцільності утилізації вторинних теплових ресурсів суднової енергетичної установки. Проте, приведені в даній роботі первинні результати говорять про доцільність і перспективність подальшого розгляду цієї проблеми.

На сьогоднішньому етапі, слід приділити увагу таким питанням:

- оцінка різних джерел вторинних теплових ресурсів на судні і обґрунтувати вибір найбільш доцільних для конкретних призначень;
- створення математичних моделей окремих апаратів і методик комплексної оптимізації хладонових установок утилізації низькопотенційної теплоти для вибору кожного конкретного випадку оптимальних параметрів (конструктивних і режимних);
- оцінка хімічної стабільності, токсичності, вартості, інших експлуатаційних характеристик хладонів для обґрунтованого вибору конкретної марки для конкретного температурного діапазону роботи хладонової установки утилізації низькопотенційної теплоти.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Подмазко О.С. Штучний холод в енергетичних системах з відновлюваними джерелами енергії [Електронний ресурс] : навч. посіб. / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 184 с. Мова: Українська Шифр: **621.5(075)** Авторський знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1983419>

2. Подмазко О.С. Діагностика та аналіз роботи холодильних установок : конспект лекцій [Електронний ресурс] : з напрямку підгот. “Енергомашинобудування” / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 61 с. Мова: Українська Шифр: **621.5(075)** Авторський знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1981216>

3. Подмазко О.С. Конспект лекцій по холодильним установкам [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 59 с. Мова: Українська Шифр: **621.56/.59(075)** Авторський знак: П45

<https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1669105>

4. Подмазко О.С. Методичні вказівки та примірний розрахунок по курсовому та дипломному проектуванню з дисципліни "Холодильні машини і установки спеціального призначення" [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 34 с. Мова: Українська Шифр: **621.56/.59(07)**) Авторський знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1668930>

5. Подмазко О.С. Монтаж та ремонт холодильних установок : конспект лекцій [Електронний ресурс] : з напрямку підгот. “Енергомашинобудування” / О. С. Подмазко ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2022.-52 с.

Мова: Українська Шифр: **621.56/59(075)** Авторський знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1873315>

6. Подмазко О.С. Суднова холодильна техніка [Електронний ресурс] : конспект лекцій / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2020. — 59 с. Мова: Українська Шифр: **621.56/.59(075)** Авторський

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1668802>

7. Подмазко О.С. Холодильні установки. Дослідження водоохолоджувальної машини на базі спірального компресора [Електронний ресурс] : метод. вказівки до лаб. робіт / О. С. Подмазко ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 23 с.

Мова: Українська Шифр: **621.5(075)** Авторський

знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1668965>

8. Подмазко О.С. Холодильні установки. Дослідження ТХУ-14 [Електронний ресурс] : метод. вказівки до лаб. робіт / О. С. Подмазко ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 28 с.

Мова: Українська Шифр: **621.5(075)** Авторський

знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1669005>

9. Подмазко О.С. Холодильні установки спеціального призначення [Електронний ресурс] : посібник до курсового проектування / О. С. Подмазко ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 21 с.

Мова: Українська Шифр: **621.5(075)** Авторський

знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1668887>

10. Подмазко О.С. Холодильні установки спеціального призначення : конспект лекцій [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 99 с.

Мова: Українська Шифр: **621.5(075)** Авторський знак: П45

<https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1987972>

11. Подмазко О.С. Монтаж і ремонт холодильних установок. Несправності в роботі холодильної установки : метод. вказівки [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. А. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 35 с.

Мова: Українська Шифр: **621.5(07)** Авторський

знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1988602>

12. Подмазко О.С. Суднова холодильна техніка. Рефрижераторні контейнери : метод. вказівки [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 23 с.

Мова: Українська Шифр: **621.56/.59(07)** Авторський знак: П45

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

<https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1988634>

13. Подмазко О.С. Холодильні установки. Системи відводу теплоти конденсації : метод. вказівки [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. А. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 21 с. Мова: Українська Шифр: **621.5(075)** Авторський знак: П45 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1988617>

14. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.

15. Загоруйко В.О. Голиков О.А. / Суднова холодильна техніка. – Київ: Наукова думка. 2002.

16. Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування – Миколаїв №2, 2020. – 458 с.

17. Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування – Миколаїв №5, 2022. – 374 с.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.16	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87