

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему : Дослідження характеристик утилізаційного теплового насосу в системі суднової енергетичної установки

Здобувача Шпітко С. І.

IV курсу 141 групи

Керівник доц. Ярошенко В.М.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від червня 2026 р., протокол № .

Завідувач кафедри кріогенної техніки

Юрій СИМОНЕНКО

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет низькотемпературної техніки та інженерної механіки

Кафедра кріогенної техніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр

Спеціальність – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Кріогенні технології виробництва, зрідження і транспортування природних газів

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри

Юрій СИМОНЕНКО

2026 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Шпітьку Степану Івановичу

1. Тема проекту : **Дослідження характеристик утилізаційного теплового насосу в системі суднової енергетичної установки**

Керівник роботи к.т.н., доцент Ярошенко В.М.

затверджені наказом вищого навчального закладу від 30. 10. 2025 року №636-03

2. Строк подання студентом роботи 4.06. 2026 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) : Виконати аналітично-розрахункові роботи проекту високотемпературного парогенеруючого теплового насосу при утилізації теплоти охолодження повітряної компресорної системи

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

- Дослідження та особливості суднових енергетичних двигунів та суднових енергетичних систем . - Аналіз енергетичних (теплових) потоків) суднових енергетичних установок та можливостей для підвищення їх енергетичної ефективності
- Порівняльне дослідження традиційних суднових утилізаційних установок
- Дослідження та розрахунок суднової компресорної установки в системі стислого повітря СЕУ
- Енергетичний розрахунок комбінованого утилізаційного насосу та вибір технологічного обладнання.
- Технічні вимоги при експлуатації компресорної та холодильної (теплонасосної) техніки
- Безпека життєдіяльності та цивільна оборона

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень в рамках презентації)

Технологічні схеми основних суднових утилізаційних установок, цикл та схема двоступеневої компресорної установки , Цикл та схема суднової комбінованої теплонасосної установки , теплообмінні апарати ..

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	Доц. Ярошенко В.М.		
Охорона праці	Доц. Ярошенко В.М.		
Цивільна оборона	Доц. Ярошенко В.М.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1	Зальні вимоги до суднових енергетичних установок та суміжного обладнання.	грудень січень 2026	
2	Дослідження теплових потоків суднової енергетичної системи та традиційних утилізаційних технологій	січень лютий 2026	
3	Аналіз та розрахунок суднової компресорної установки стислого повітря	березень 2026	
4	Технологічна схема комбінованої утилізаційної теплонасосної установки та її розрахунок. Розрахунок теплообмінника генератору водяної пари	квітень 2026	
5	Технічні вимоги при експлуатації компресорного та холодильного (теплонасосного) обладнання	травень 2026	
6	Охорона праці та безпека життєдіяльності	червень 2026	

Здобувач

Шпітко С.І.

Керівник роботи _____ Ярошенко В.М.

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

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

Здобувач-дипломник

Шпітко С.І..

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему «Дослідження характеристик утилізаційного теплового насосу в системі суднової енергетичної установки»

Пояснювальна записка включає: 69 стр., 16 рис., 4 табл., 15 літературних джерел, 18 слайдів презентації.

Актуальність теми

Широкий розвиток індустрії морського транспорту обумовлюється гострою необхідністю модернізації суднових енергетичних систем з метою економії енергоресурсів та підвищення їх загальної техніко економічної ефективності.

Одним із найбільш перспективних напрямків являються утилізаційні технології на основі різних технологічних рішень, в тому числі, із застосуванні комбінованих теплонасосних установок, що дозволяє підвищити коефіцієнт використання теплоти палива та зменшити викиди теплоти до навколишнього середовища

Мета роботи: Дослідження та аналіз комплексної парогенеруючої теплонасосної установки при використанні в виді низькотемпературного джерела енергію викидних потоків головної енергетичної установки та теплоти охолодження двохступеневого повітряного компресору системи стислого повітря судна.

Побудова термодинамічної моделі установки, що базується на термодинамічних процесах за допомогою яких скидна тепла енергії суднових систем перетворюється в технологічну високотемпературну пару.

Для досягнення вказаної мети поставлено і виконано **завдання:**

провести порівняльний аналіз енергетичної та загальної техніко економічної ефективності суднових енергетичних установок та систем ;

провести аналіз традиційних способів утилізації теплової енергії скидних потоків суднової енергетичної системи, у тому числі, при застосуванні теплонасосних циклів ;

провести дослідження та розрахунок компресорної суднової установки стиснутого повітря з визначенням енергетичних складових;

провести розрахунок високотемпературного парогенеруючого теплового насосу при використанні теплоти охолодження повітря в процесі його стиснення в двохступеновому компресорі;

провести розрахунки та вибрати теплообмінне та компресорне обладнання комбінованої теплонасосної установки з використанням усіх скидних потоків теплоти. ;

проаналізувати технічні особливості та експлуатаційну надійність технологічного обладнання утилізаційного теплового насосу;

розглянути питання охорони навколишнього середовища, безпеки життєдіяльності та цивільної оборони.

Ключові слова: суднова енергетична установка, теплові потоки, утилізація, скидна теплота, тепловий насос, компресор, двохступеневий цикл, теплообмінник - парогенератор, експлуатаційні вимоги.

ABSTRACT

Bachelor's qualification work on the topic "Research on the characteristics of a waste heat pump in the ship's power plant system"

Explanatory note includes: 69 pages, 16 figures, 4 tables, 15 literature sources, 18 presentation slides.

Topic relevance

The extensive development of the maritime transport industry is due to the urgent need to modernize ship power systems in order to save energy resources and increase their overall technical and economic efficiency.

One of the most promising areas is utilization technologies based on various technological solutions, including the use of combined heat pump units, which allows to increase the coefficient of fuel heat utilization and reduce heat emissions to the environment

Purpose of the work: Research and analysis of a complex steam-generating heat pump unit using as a low-temperature source the energy of the exhaust streams of the main power plant and the cooling heat of the two-stage air compressor of the ship's compressed air system.

Construction of a thermodynamic model of the unit, based on thermodynamic processes by which the waste heat energy of ship systems is converted into technological high-temperature steam.

To achieve this goal, the following tasks were set and completed:

- to conduct a comparative analysis of the energy and general technical and economic efficiency of ship power plants and systems;

- to conduct an analysis of traditional methods of utilizing the heat energy of the waste streams of the ship's power system, including when using heat pump cycles;

- to conduct research and calculation of a ship's compressed air compressor unit with determination of energy components;

- to calculate a high-temperature steam-generating heat pump using the heat of air cooling during its compression in a two-stage compressor;

- to calculate and select heat exchange and compressor equipment of a combined heat pump unit using all waste heat flows. ;

- to analyze the technical features and operational reliability of the technological equipment of a waste heat pump;

- to consider issues of environmental protection, life safety and civil defense.

Keywords: ship's power plant, heat flows, waste heat, heat pump, compressor, two-stage cycle, heat exchanger - steam generator, operational requirements.

ЗМІСТ	
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ СИСТЕМИ.....	9
1.1. Особливості процесів головного двигуна (СЕУ).....	9
1.2. Характеристики індикаторного процесу	11
1.3. Система охолодження СЕУ.....	12
1.4. Теплові потоки в суднових дизельних установках	13
РОЗДІЛ 2. СУДНОВІ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ.....	17
2.1. Утилізація вторинної теплоти в системах штучного наддуву СЕУ.....	17
2.2. Суднові утилізаційні котельні установки.....	18
2.3. Пароежекторні холодильні машини.....	19
2.4. Абсорбційні холодильні машини.....	21
2.5. Теплові насоси.....	22
РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ СТИСЛОГО ПОВІТРЯ.....	25
3.1. Загальна характеристика систем стислого повітря.....	26
3.2. Компресори суднових систем стислого повітря.....	29
3.3. Теплотехнічні розрахунки компресорного процесу.....	31
РОЗДІЛ 4. ТЕПЛОТЕХНІЧНІ РОЗРАХУНКИ УТИЛІЗАЦІЙНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСУ.....	36
4.1. Опис утилізаційного теплового насосу.....	36
4.2. Розрахунок та вибір обладнання теплового насосу.....	38
4.2.1. Розрахунок циклу тепло насосної установки[.....	40
4.3. Розрахунок конденсатора-парогенератора ТНПУ.....	43
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІЧНІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВИМОГИ.....	48
5.1. Технічні вимоги при експлуатації повітряних компресорів	48
5.2. Технічні вимоги морського реєстру до теплонасосних установок	49
РОЗДІЛ 6. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	54
6.1. Заходи з безпеки праці при експлуатації рефрижераторних установок.....	54
6.2.. Причини й джерела пожеж на судах.....	57
6.3. Пожежна небезпека електроустаткування	63
РОЗДІЛ 7. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	63
7.1. Захист робітників та службовців у разі надзвичайних ситуацій.	63
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ЛІТЕРАТУРИ.....	69

ВСТУП

Питання енергозбереження, економного споживання органічного палива на водному транспорті були і є важливою техніко-економічною проблемою при комерційному використанні морських перевезень. Враховуючи значні потужності встановлених на суднах головних двигунів, а також, допоміжних дизель-генераторів і допоміжних котлів, проблема підвищення ефективності роботи СЕУ є край актуальною. Одним з реальних шляхів підвищення економічності СЕУ є утилізація теплових втрат різних середовищ, за допомогою яких відводиться теплота від ГД. Незважаючи на те, що в останній час коефіцієнти перетворення енергії суднових дизелів підвищились до рівня 50-52 %, значна частина паливного теплового потоку викидається до навколишнього середовища.

Утилізація теплових втрат суднових головних двигунів традиційно є одним з основних напрямків енергозбереження та підвищення ефективності суднової енергетичної установки. Традиційні системи утилізації теплової енергії, пов'язані з організацією газодинамічного турбонадуву та впровадження турбокомпаудних схем, дозволяють регенерувати значну кількість теплової енергії, яка акумулюється з вихідними газами.

Утилізаційні котли за допомогою яких тепла енергія димових газів передається воді при її нагріванні або перетворенні в робочу пару також вважаються одним із традиційних напрямків підвищення ефективності роботи СЕУ з ДВЗ. Вона орієнтована на повне або часткове забезпечення суднових споживачів тепловою і електричною енергією на основних за тривалістю ходових режимах. Оскільки потреба в гарячій воді на судні незначна, доцільно утилізувати тепловий потенціал джерел вторинних теплових ресурсів ГД для вироблення пари або електроенергії. Проте невисокий температурний рівень джерел теплоти обумовлює низький тиск водяної пари і як наслідок низьку енергетичну ефективність паротурбінного циклу. У таких випадках підвищити енергетичну ефективність тепло утилізаційних контурів можливо за допомогою теплових насосів.

Застосування на суднах теплонасосних установок (ТНУ) для одержання водяної пари за рахунок глибокої утилізації теплоти низького потенціалу дозволяє, по-перше, утилізувати теплоту, що скидається, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи допоміжного на ходовому режимі судна, і тим самим економити паливо та зменшити забруднення навколишнього середовища токсичними компонентами димових газів.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ СИСТЕМИ

1.1. Особливості процесів головного двигуна (СЕУ)

Широке розповсюдження ДВЗ на морських судах торговельного флоту обумовлено деякими їх важливими перевагами порівняно до інших типів СЕУ. Основна перевага ДВЗ - висока економічність, що визначається високим ефективним коефіцієнтом корисної дії (ККД). ККД досяг 50...52 % в МОД та 48...52 % в СОД. Подібний ККД для ПТУ, що досягається при високих параметрах пару не перевищує 35-37 %. При однаковій потужності головної енергетичної установки витрата палива у МОД буде менше на 103 г/(кВт.год) порівняно до ПТУ. Тривалий час ДВЗ працювали на більш дорогому паливі, ніж ПТУ. Тому витрати на паливо в ПТУ відрізнялись від витрат на паливо в ДВЗ суттєво менше, ніж зміна економічності. Сьогодні в МОД та СОД використовується низькосортні палива, які мають ціну, що мало відрізняється від ціни палива ПТУ, а тому економічність при виборі ГЕ У для більшості суден є визначаючим фактором [3].

Серед позитивних особливостей ДВЗ також можна віднести їх малу інерційність та постійну готовність до роботи, завдяки малому часу, необхідному для підготовки до пуску, швидкий вивід двигуна на експлуатаційний режим та великий район плавання судна при тому ж запасі палива[1].

До недоліків СОД порівняно з МОД відносяться: підвищена питома витрата змащувального мастила; більше число циліндрів та більші трудовитрати на їх обслуговування; більш високий рівень шуму в машинному відділенні. Підвищені витрати на змащувальні мастила та ремонт дизелів перебиваються прибутком від збільшення дедвейту та швидкості судна. Для зменшення шкідливого впливу шуму на обслуговуючий персонал передбачається управління енергетичної установки із центрального поста керівництва (ЦПК). Таким чином, найкращим варіантом ГД суднової енергетичної установки буде ДВЗ[3]. З урахуванням сучасної тенденції застосовності ДВЗ на флоті найбільш вигідним і економічним буде установити МОД з низькою питомою витратою палива.

Для аналізу вибирається судно з розрахунковою потужністю головного двигуна $N_e = 7335,5$ кВт і числа обертів $n = 89$ об/хв вибираємо двигун для суднової енергетичної установки.

Номінальна потужність двигуна – 7860 кВт забезпечує необхідну для здійснення роботи судна, з експлуатаційною швидкістю 15,34 вузлів. Крім того, необхідна для руху з експлуатаційною швидкістю потужність складає – 93% від номінальної. Запас може бути використаний у випадку форсмажорних обставин.

Параметри двигуна:

Марка двигуна – MAN B&W S60MC.

Тактність - 2

КРБ. КТ.1.613-03 .1.24.

Число циліндрів – 6

Діаметр циліндра в – 600мм

Хід поршня – 2292 мм

Частота обертання – 89 об/хв

Циліндрова потужність – 1310 кВт

Ефективна витрата палива – 170 г/кв ·ч

Потужність двигуна – 7860 кВт

MAN-B&W S60MC - двотактний, крейцкопфний, реверсивний, в газотурбінним наддуванням, із прямоточно-клапанною системою газообмін у. Двигун призначений для роботи в якості головного з прямою передачею а гребний гвинт. Завдяки перевагам прямоточно-клапанної системи газообміну т організації робочого процесу двигун зарекомендував себе досить

економічним, з високим ступенем використання об'єму циліндрів у робочому процесі[3]. Загальний вид двигуна показано на рис. 1.2.

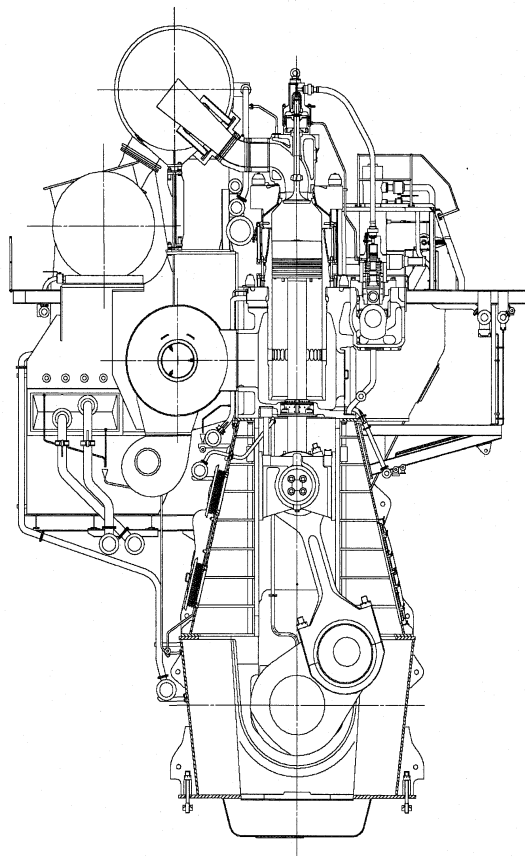


Рис. 1.1. Двигун MAN-B&W S60MC

Економічність двигуна підвищується за рахунок утилізації тепла випускних газів у стандартизованій системі, що пропонується в двох варіантах: ГТН з електрогенератором, вбудованим у повітряний фільтр-глушник, або утилізаційний

турбогенератор. При цьому додаткова енергія може віддаватися гвинту або в суднову електромережу.

Ізобарна система газовідводу (гозовипуску) із помірною утилізацією теплоти забезпечує найбільш раціональний відвід випускних газів. Система газовідводу складається з випускних колекторів, утилізаційних газових турбін, газоводів (трубопроводів). Випускний колектор призначений для відводу з циліндрів випускних газів з максимально можливим збереженням їхньої енергії, сприяє відчищенню циліндрів від залишкових газів. Утилізаційні газові турбіни перетворюють механічну енергію випускних газів в циліндрах. Утилізаційні котли — теплову енергію випускних газів в енергію пари (води).

1.2. Характеристики індикаторного процесу [15]

Робочий цикл суднового двигуна внутрішнього згорання характеризується послідовністю процесів, що протікають у циліндрі дизеля, якими є: наповнення, стиснення, згорання, розширення, випуск, продування. Індикаторна діаграма двохтактного двигуна показана на рис.1.3.

Процес наповнення забезпечує надходження в циліндр свіжого повітря. В результаті процесу газообміну (що складається з випуску, продування і наповнення) циліндр очищається від продуктів згорання і наповнюється повітрям, яке використовується як окислювач при згоранні палива в робочому циклі. Основним кількісним критерієм для оцінки ефективності наповнення циліндра повітрям є коефіцієнт наповнення φ_n — відношення маси повітря, що залишилося в циліндрі на початок стиснення, до такої його теоретичної маси, яка могла б поміститися в робочому об'ємі циліндра при параметрах, що характеризують стан повітря перед циліндром. Для сучасних суднових мало обертових дизелів з прямоточною продувкою ця величина лежить в межах $\varphi_n = 0,85-0,91$. Кінець процесу наповнення характеризується точкою а на індикаторній діаграмі.

Завданням процесу стиснення в циклі є підвищення температури заряду до значення, достатнього для забезпечення надійного samozapalennia палива, що буде упорскувано в циліндр. Основними параметрами процесу стиснення є степінь стиснення ε , а також показники робочого тіла в кінці стиснення — температура T_c і тиск p_c . Степенем стиснення є відношення об'ємів на початку і в кінці процесу стиснення. Її величина для довгоходових дизелів досягає величина $\varepsilon = 17-17,5$. Кінець процесу стиснення характеризується точкою с на індикаторній діаграмі.

В процесі згорання палива в циліндрі різко підвищуються тиск і температура, досягаючи своїх максимальних величин — p_z і T_z . Ці величини є основними для визначення теплової і механічної напруженості роботи дизеля. Кінець процесу згорання характеризується точкою z на індикаторній діаграмі.

Продукти згорання в циліндрі розширюються при русі поршня від ВМТ до нижньої мертвої точки (НМТ) в перебігу такту, званого робочим ходом . Основними параметрами процесу розширення є тиск p_b і температура T_b в кінці розширення, що характеризуються точкою b на індикаторній діаграмі.

Процес випуску продуктів згорання з циліндра і продування циліндра для двотактного дизеля відбувається за невеликий часовий інтервал, що характеризується відкриттям випускного клапана і продувальних вікон.

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_{eq} (чи дизеля взагалі N_e). До другої – питома витрати палива b_e і ефективний коефіцієнт корисної дії η_e .

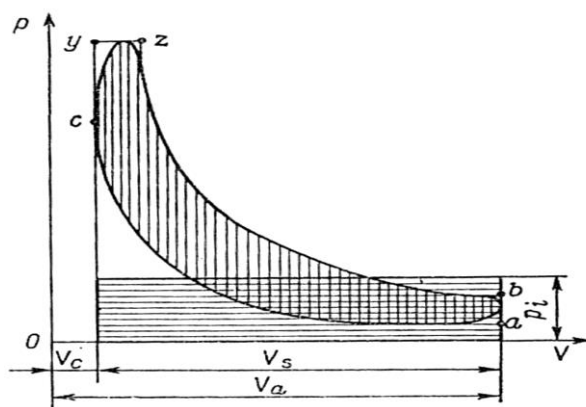


Рис. 1.2. Індикаторна діаграма двигуна

1.3 .Система охолодження СЕУ

Система охолодження служить для охолодження двигунів, що нагріваючись від згорання палива і від тертя, для відводу теплоти від робочих рідин (мастила, палива, води) і надувного повітря. Система охолодження складається з водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, терморегулятор трубопроводів. Водяні насоси забезпечують безупинний рух (циркуляцію) охолодної води в системі. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін об'єму води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення утрат води в системі через витоки і випар, а також видалення із системи повітря і водяних пар[15].

Система охолодження дизеля двоконтурна. Охолодження головних і допоміжних двигунів виконується прісною водою. У системі циркулює постійна кількість води , яка після виходу з двигунів охолоджується у водоохолоджувачі, який прокачується забортною водою і охолоджена вода знову надходить у двигуни.

До системи охолодження входять : насоси циркуляційної і заборотної води , регулятор температури води , холодильники води і масла , водяна розширювальна цистерна і трубопроводи. У системах охолодження передбачається автоматична сигналізація по зниженню тиску нижче заданого значення , а на деяких дизелях автоматичний захист, зупиняє дизель при зниженні тиску води нижче дозволеної межі. Температура води на вході та на виході також вказується в інструкції і знаходиться в наступних межах: на вході 50–70 °С; на виході 60–85 °С.

У двигунах нового покоління підвищують температурний режим до 80–85 °С , що сприяє зниженню температурного перепаду в стінках і зменшенню теплових втрат . Температура води на виході зазвичай підтримується постійною. Підвищення або зниження температури води в порівнянні з рекомендованою може супроводжуватися збільшенням зносу втулок і поршневих кілець через погіршення умов змащення або корозійного зносу . передбачається автоматична сигналізація з підвищення температури води на виході вище заданого значення .

В автоматизованих установках обов'язкова установка окремого резервного насоса прісної води. На суднах застосовуються пластинчасті або трубчасті водоохолоджувачі

1.4. Теплові потоки в судових дизельних установках

В судових двигунах внутрішнього згоряння в ефективну роботу перетворюється 38 ... 52% теплоти, що виділяється при згорянні палива. Інше складають теплові втрати. Зовнішній тепловий баланс дозволяє судити про ступінь досконалості двигуна , є вихідним при проектуванні систем охолодження і мастила і визначає шляхи найбільш раціональної утилізації теплових втрат. Тепловий баланс характеризує розподіл теплоти, що виділяється при спалюванні палива , і дозволяє оцінити економічні показники двигунів (частини корисно використаної теплоти і втрати)[7].

Тепловий баланс двигуна для кг спалюваного палива з теплотою (в кДж / кг) може бути представлений у вигляді виразу

$$Q_H^p = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_x + Q_{\Pi} + Q_M + Q_{\text{ост}}$$

де Q_e – теплота еквівалентна ефективній роботі двигуна , кДж / кг ;

Q_{Γ} – втрати теплоти з відпрацьованими газами , кДж / кг;

Q_{Π} , Q_x , Q_{Π} – втрати теплоти з охолоджуючим середовищем, що відводиться від циліндрів та кришок циліндрів , повітряного холодильника і турбонагнітача , поршнів , кДж / кг;

Q_M – теплота, що відводиться з маслом від підшипників та циліндро–поршньової групи , кДж / кг;

$Q_{ост}$ – залишковий член , враховуючий втрати теплоти у навколишнє середовище , а також втрати , еквівалентні механічним втратам , кДж / кг.

Складові теплового балансу залежать від конструкції , тактності , швидкохідності , навантаження , ступеня наддуву та інших факторів , характеризуючих дизелі.

Одним з основних напрямків енергозбереження на водному транспорті та підвищення енергетичної ефективності суднових енергетичних комплексів є утилізація вторинних теплових ресурсів суднових головних двигунів , переважаюча більшість яких є двигунами внутрішнього згоряння[5]. На сьогоднішній день відпрацьовані технічні рішення з використання теплоти відхідних газів суднових ДВС для отримання в котлі утилізаторі (КУ) водяної пари або нагрівання в утилізаційному теплообміннику спеціального мастила (термальною рідини). Надалі ними підігрівають паливо , вантаж і т.д. , а водяна пара використовується в турбогенераторі для вироблення електроенергії.

Окремі складові теплового балансу залежать від навантаження двигуна. У міру зниження навантаження по відношенню до розрахункової ефективний ККД може змінюватись в межах 2-5 % від максимального значення На рис. 2.1. показана схема розподілу теплового потоку в СЕУ судна прототипу

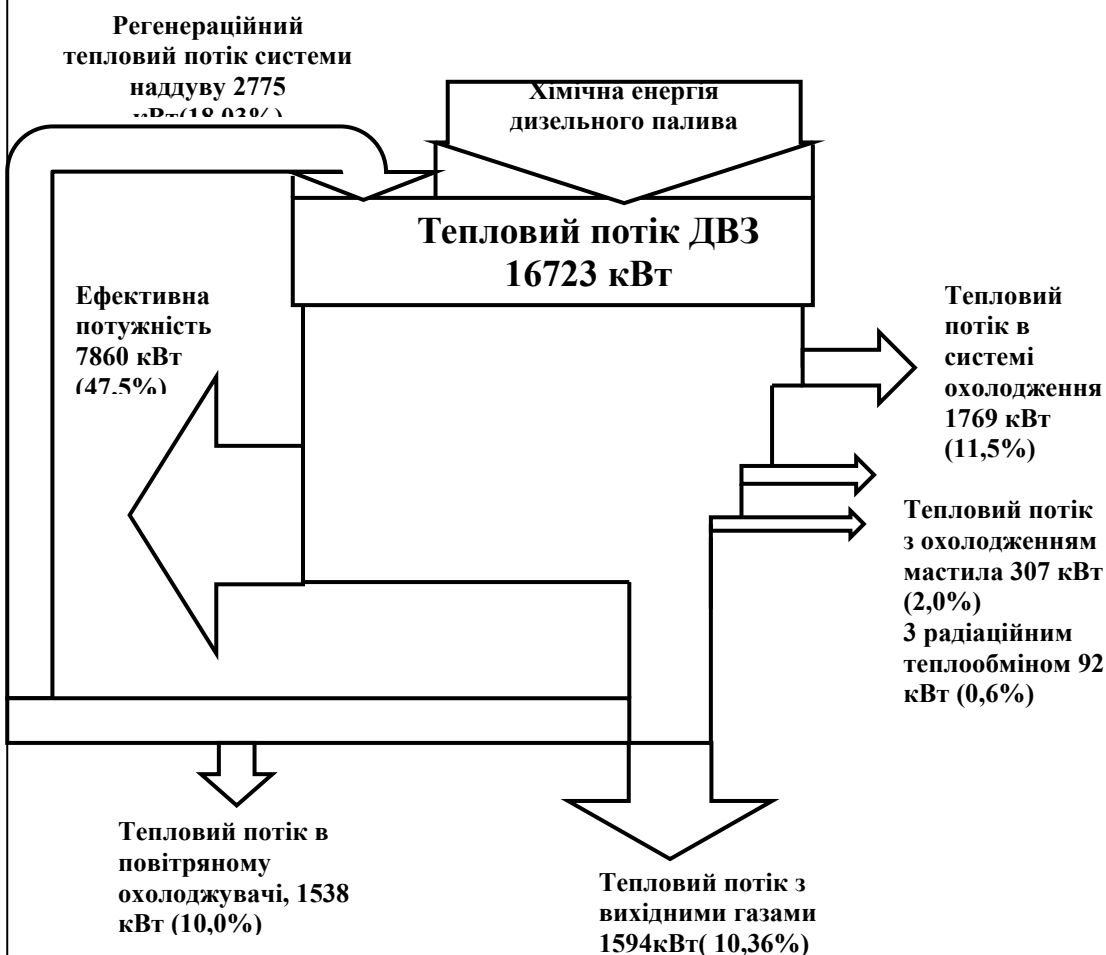


Рис. 1.3. Схема розподілу теплових потоків СЕУ

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[5].

В таблиці 1.1 наведено дані відносно складових теплового балансу для деяких моделей малообертових дизелів (МОД) фірм "MAN-B&W Diesel A/S" (Данія) і "Wartsila-NSD" (Фінляндія). [14].

Таблиця 1.1. – Розподіл теплового потоку двохтактних двигунів

Тип двигуна	10ДД 60/90	8ДКРН СТОПК	12ДКРН28/1 ВЕРКСПУР	6ДКРН65/13 ДОКСФОРД	3ДКРН78/1 МАН
Потужність, кВт	7890	7360	7066	5888	2944
Число циліндрів	10	8	12	6	3
Енергетичні потоки (відсотки)					
Корисна робота	37,5	43,3	38,2	40,4	41,6
З вихідними газами	37,2	35,3	38,3	34,5	36,5
З системою охолодження	15,9	13,4	15,1	10,9	8,4
З мастилами	8	3,5	3,5	6,7	3,2

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) супроводжується перерозподілом складників теплового балансу, зокрема, зменшенням втрат теплоти з ВГ при одночасному зростанні частини теплоти, що відводиться в охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП) [13].

З урахуванням того, що коефіцієнти перетворювання енергії (коефіцієнти корисної дії) сучасних суднових двигунів вже сягає 50 ... 52 %,

безпосередні викиди теплоти до навколишнього середовища все ще залишаються достатньо суттєвими і розподіляються приблизно наступним чином : 30 ... 40% з вихідними газами (ВГ) та 10 ... 20 % – з охолоджуючими середовищами (вода , повітря, мастила і т.д.

Дослідження та розрахунки схем СГУТ показують, що в більшості випадків практичного застосування утилізаційних комплексів , загальна витрата палива в судновій енергетичній системі зменшується на 10...20 % [11].

Таблиця 1. 2.-Складові теплового балансу МОД різних поколінь

Тип двигуна	Втрата теплоти з вихідними газами	Втрата теплоти і охолодження наддувочного повітря	Втрата теплоти охолодження дизеля	Втрата теплоти з мастилом
Попереднє покоління малооборотових дизелів				
"MAN-B&W Diesel A/S", VTBF	37,5...39,0	4,0...4,5	12,0...12,5	4,7...4,5
"MAN-B&W Diesel A/S", VT2BF	36,0...37,0	7,0...7,5	10,0...10,5	4,1...4,2
"MAN-B&W Diesel A/S", KEF	34,0...35,0	7,5...8,0	9,0...9,5	4,0...4,1
Сучасне покоління малооборотових дизелів				
"Wartsila-NSD", RTA	25,0...26,5	13,6...14,2	7,4...7,7	2,3...2,4
"MAN-B&W Diesel A/S", L/SMC	23,0...24,0	14,5...15,5	7,5...8,2	3,5...4,2

Приклади приблизні конфігурації розподілу теплових потоків для суднових дизельних двигунів показані в таблицях 1.1., 1,2, та на рис.1.3..

З усіх представлених втрат тепла сьогодні реально використати наступні 4 джерела:

- вихідні гази (температурний рівень 220-350° С для МОД)
- наддувне повітря (температурний рівень 150-170° С)
- вода системи охолодження дизелів (температурний рівень 80 -110 °С)
- вода системи охолодження мастила (температурний рівень 55 °С).

Найбільш місткою(25,5%) і привабливою залишається теплова енергія, що знаходиться у вихлопних газах. Проте у зв'язку з вдосконаленням робочого процесу двигунів і зменшенням питомої витрати палива температурний потенціал газів неухильно знижується і це створює певні утруднення в його використанні.

Слід ще раз відмітити, що в старих моделях двигунів енергії вихлопних газів було недостатньо для приводу ГТК. Впровадження ряду удосконалень в організацію робочого процесу двигунів, в систему газообміну (перехід на прямоточні схеми і введення керованого випуску), вдосконалення газотурбонаддувних комплексів (перехід на наддування при постійному тиску і підвищення ККД ГТК) дозволили не лише форсувати двигуни шляхом наддування, але і зумовили істотне збільшення енергії вихлопних газів. Це дало можливість її використати не лише в ГТК, але і в додатково встановлюваних газових турбінах [5].

РОЗДІЛ 2. СУДНОВІ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ

Найбільш вірогідними являється можливість утилізації теплової енергії х вихідними газами, яка, насамперед, частково використовується в турбінах турбокомпресорного наддуву двигуна. Але при цьому утилізується тільки 20-30 % теплової потужності вихідного газового потоку.

Застосування низько потенційної теплоти для нагрівання води не завжди є доцільним оскільки потреба в гарячій воді на судні незначна, і тому доцільно утилізувати тепловий потенціал джерел вторинних теплових ресурсів ГД для вироблення пари або електроенергії. Проте невисокий температурний рівень джерел приводить до дуже низького тиску водяної пари, який утруднює реалізацію циклу Ренкіна з водою в якості робочого тіла.

Тому вибір оптимальної системи утилізації теплової енергії з вихідними газами, системи охолодження двигуна, та мастил являється важливою, так як при цьому можливо підвищити коефіцієнт перетворювання енергії суднового двигуна.

Нижче аналізуються декілька способів утилізації вторинних теплових потоків, які загалом ускладнюють конструкцію суднового енергетичного обладнання, але підвищують ефективність використання теплової енергії палива.

2.1. Утилізація вторинної теплоти в системах штучного наддуву СЕУ.

Системи наддуву дизельних двигунів застосовуються для збільшення потужності дизельних енергетичних установок та базуються на примусовій подачі атмосферного повітря в циліндри під надлишковим тиском. Ефективність наддуву суттєво підвищується при охолодженні повітря перед його надходженням в циліндр. Підвищення густини повітря обумовлює більшу концентрацію кисню в ньому та відповідне збільшення циклової подачі палива та механічної потужності двигуна. В даний час наддув є основним засобом збільшення потужності дизельних двигунів внутрішнього згорання.

При помірному наддуві тиск повітря 0,13 - 0,15 МПа (відповідне збільшення потужності при цьому до 60%). Високий тиск наддуву відповідає надлишковому тиску 0,16 - 0,25 МПа, що обумовлює збільшення потужності до 150%.

Потужність, що розвивається утилізаційними газовими турбінами суднових дизелів, досягає до 20% механічної потужності двигуна[7]. У сучасних типових системах охолодження надувочного повітря після його стиснення до 0,3-0,35 Мпа температура знижується від 150-180 ° С до 40-45 °С, що дозволяє використовувати теплоту, які відводиться, для виробництва водяної пари у котлах утилізаторах ($P=0,2\text{Мпа}$). Теплота, яка відводиться при охолодженні надувочного повітря складає 7-10 % від загальної витрати палива.

Суттєвий вплив на економічність суднових ДВЗ має температура охолодження (забортної води). Відповідно до даних фірми "MAN-B&W", кожні 10 °С підвищення температури забортової води зовнішнього контуру центральних систем охолодження і відповідно охолоджувальної там прісної води суднових ДВЗ, обумовлює зростання питомої витрати палива на 0.6 %.

Очевидно, що при високих зовнішніх температурах підвищення ефективності суднових дизелів можливо шляхом охолодження повітря на вході до турбокомпресору так і після його стиснення у турбокомпресорі.

Традиційно в системах охолодження надувочного повітря застосовується морська вода, що знижує ефективність системи при високих температурах зовнішнього середовища. В таких випадках для більш глибокого охолодження стиснутого повітря використовуються холодильні машини, особливо тепловикористовуючого типу, що може суттєво підвищити ефективність роботи суднових дизелів.

2.2. Суднові утилізаційні котельні установки

Котли-утилізатори використовують теплоту відхідних газів дизелів або газотурбінних установок для нагрівання теплоносія або виробництва водяної пари.. Великі котли-утилізатори не мають всіх елементів котлоагрегата. Вторинні гази потрапляють відразу на поверхні нагрівання (економайзер, випарник, пароперегрівач). Температура газів, що надходять в енергетичний котел-утилізатор СЕУ з ДВЗ, приблизно становить 250-350 ° С.

Проте цей напрям утилізації низкопотенціальної теплоти СЭУ не отримав свого розвитку, оскільки швидкості суден і потужності їх головних двигунів безперервно зростали, а температури вихідних газів досягають 375...390 С, що дозволяло застосовувати на морських судах системи глибокої утилізації теплоти з водою в якості робочого тіла.

Підвищення економічності сучасних суднових малооборотних дизелів супроводжується перерозподілом статей теплового балансу, зокрема зменшенням втрат теплоти з вихідних газів (240...260 ° С) і прісною водою, при одночасному зростанні долі теплоти, що відводиться в охолоджувачі наддувочного повітря. Ці чинники в сукупності різко знижують ефективність застосування традиційних схем систем глибокої утилізації.

Ще одним методом підвищення ефективності утилізації вторинних енергоресурсів і газів головних двигунів є застосування їх енергії при реалізації паротурбінних та парогазових силових циклів та виробництвом при цьому електричної (механічної) енергії.

Оскільки потреба в гарячій воді або парі на судні обмежена і залежить від кліматичних умов плавання, то розвиток систем утилізації йде у напрямі застосування виробленої утилізаційними котлами пари в парових турбінах з використанням отриманої механічної енергії для приводу гребного валу або електрогенератора.

Парові турбіни утилізації, як правило, утворюють єдині енерговикористовуючі комплекси з газовими турбінами, що утилізували енергію відпрацювавших газів ГД і встановлюваними на байпасній лінії в обхід основної утилізаційної турбіни(УТ), що приводить турбонаддувний компресор(ТК). Такі системи дістали назву турбокомпаундних систем(ТКС).

Турбокомпаундні установки вважаються найбільш прогресивним типом систем утилізації вторинних енергетичних ресурсів великих малооборотових дизелів(МОД) потужністю понад 20 МВт. Один із варіантів схеми турбокомпаундної суднової установки приведена на рис.2.1.

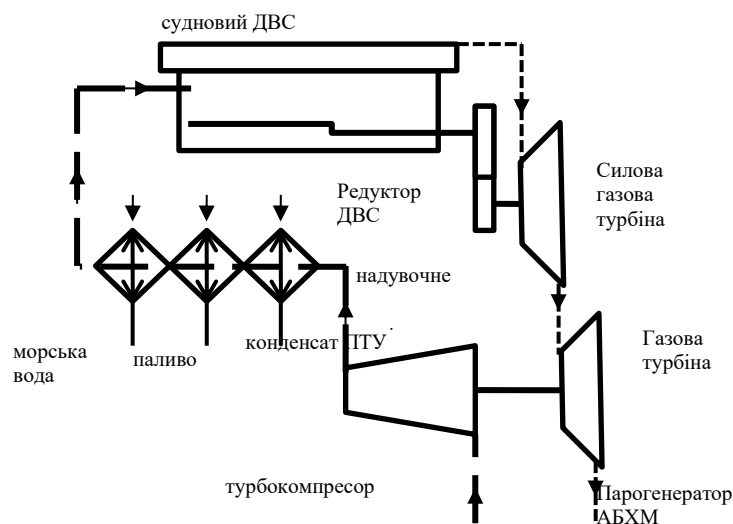


Рис. 2.1. Турбокомпаундна суднова енергетична установка

Традиційно в дизельних двигунах найчисленніших класів середніх і малотоннажних судів утилізація вторинних енергетичних ресурсів зводиться до отримання теплової енергії в пароводяних утилізаційних котлах та також використання низько потенційних теплових потоків ДВС в опріснювальних установках.

Дослідження і аналіз роботи комплексів утилізації показують їх досить низьку ефективність на режимах часткових навантажень, а вони, як відомо, займають значний відсоток часу експлуатації. Як один з шляхів вирішення проблеми підвищення ефективності СЗУ може розглядатися застосування на судах тепловикористовуючих холодильних машин і теплонасосних установок для вироблення водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких би були вторинні теплові ресурси головних та допоміжних двигунів.

2.3. Пароежекторні холодильні машини

Пароежекторні холодильні машини відносяться до групи тепловикористовуючих холодильних машин, оскільки вони споживають ззовні не механічну, а енергію, передану у формі теплоти. Для приводу насосів споживають і деяку кількість електроенергії. Пароежекторна машина являє собою систему суміщених нероздільних процесів прямого і зворотного циклів, тобто в ній суміщені пароенергетична установка з двигуном - ежектором і холодильна машина із струменевим компресором - ежектором.

Пароенергетична установка включає в себе парогенератор, ежектор, конденсатор і насос. До складу холодильної машини входять ежектор, конденсатор, дросельний (регулюючий), клапан і випарник.

Робочою речовиною пароежекторних машин служить найчастіше вода, а останнім часом і хладони. Використання води в якості робочої речовини доцільно внаслідок її нешкідливості і відносної дешевизни. Однак застосувати воду в компресорних машинах неможливо через дуже великих значень питомого об'єму сухого насиченої пари при низьких температурах. Так, наприклад, при підтримці у випарнику температури насичення 0°C ($p = 0,00061\text{ МПа}$) компресору довелося б відсмоктувати водяну пару, що має питомий об'єм $226\text{ м}^3/\text{кг}$ (для порівняння сухий насичений пар хладона R12 має об'єм $0,05566\text{ м}^3/\text{кг}$), що можна було б здійснити лише при величезних розмірах циліндрів або коліс у відцентровій машині. Це веде до великих втрат енергії, а також збільшує вартість машини. Відсмоктування водяної пари з випарника паровим ежектором дозволило створити відносно компактну машину.

Недоліком цих машин є їх низька енергетична ефективність через значних втрат у ежекторі, а також необхідність підтримки глибокого вакууму в випарнику і конденсаторі.

Пароежекторні машини (рис.2.3.) працюють з витратою теплоти; стиск робочої пари здійснюється ежектором, а конденсація - перемішуванням з водою. Робочий водяний пар під тиском $0,8-1,0\text{ МПа}$ підводиться з парогенератора до сопла ежектора, де розширюється, створюючи розрядження в випарнику змішується з відсмоктується з нього парою і надходить в дифузор під тиском конденсації. У конденсаторі водяна пара зріджується, конденсат частково подається у випарник для заповнення втрат, а його осн. маса повертається в парогенератор. При випаровуванні в вода охолоджується, по замкнутому контуру надходить до холодильній камері, підігрівається і повертається у випарник. Теплота, що витрачається на отримання пари високого тиску, значно нижче, ніж для парокомпресійна, а в деяких випадках і абсорбційних машин.

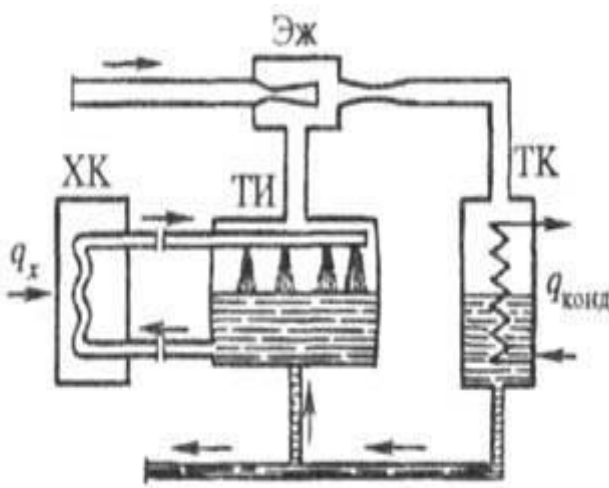


Рис. 2.2. Схема пароежекторної машини

Принцип дії цих установок полягає у створенні вакууму над вільною поверхнею оборотної води з її безперервним випаровуванням.

Випаровування проходить до рівноважного стану тиску і температури - рідина охолоджується за рахунок віддачі тепла випарували.

У пароежекторних холодильних машинах енергія, що витрачається на здійснення холодильного циклу, вводиться у вигляді тепла. Практично в якості холодоагенту в пароежекторних холодильних машинах використовують воду, хоча можливо застосування й інших холодильних агентів.

Оскільки робочим тілом пароежекторних холодильних машин служить вода, в них можна отримати відносно високі температури (не нижче $5 \div 7^{\circ}\text{C}$).

Для отримання 1000 ккал холоду необхідно випарувати 1,68 кг води, однак при глибокому вакуумі, який доводиться підтримувати в випарнику машини, питома обсяг парів різко зростає (при $+5^{\circ}\text{C}$ він становить 147, м³/кг), згідно з [6]. Зворотний холодильний цикл пароводяної ежекторної машини протікає в умовах глибокого вакууму. Відношення тисків у ежекторі обмежене, і навіть незначне збільшення тиску конденсації викликає різке зростання витрати пари

2.4. Абсорбційні холодильні машини

Тепловикористовуючі холодильні машини доцільно застосовуються в тих випадках, коли є низько потенційна (вторинна) теплота у вигляді вкидної пари або гарячої води, що має температуру $60-100^{\circ}\text{C}$. Вони мають цілу низку переваг, до яких слід віднести компактність, нешкідливість, безпеку (внаслідок малого тиску в системі), відсутність вібрацій. Принципова схема АБХМ показана на рис. 2.4.

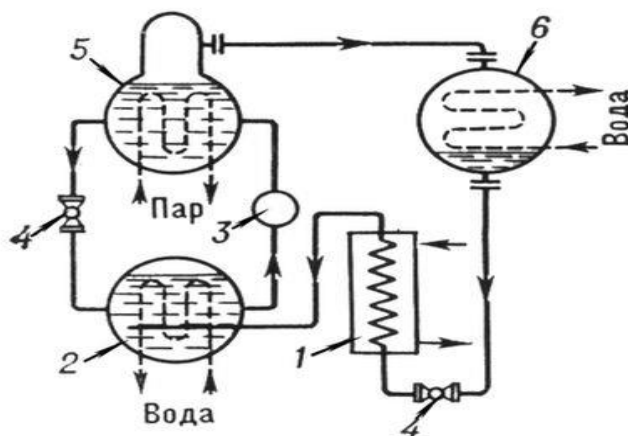


Рис.2.3. Схема абсорбційної холодильної машини: 1 - випарник; 2 - абсорбер; 3 - насос, 4 - терморегулюючий вентиль, 5 - кип'ятильник; 6 конденсатор

Робота абсорбційних холодильних машин заснована на застосуванні бінарного розчину, тобто суміші двох рідин з різко відрізняється температурою кипіння, при цьому рідина з більш низькою температурою кипіння є холодильним агентом, а рідина з більш високою температурою кипіння - абсорбентом (поглиначем). В якості робочої речовини застосовуються суміш аміак - вода, або бромистий - літій вода. Оскільки аміак токсичний, а бромистий літій нешкідливий, рекомендується застосовувати бромисто-літійові установки

Одним з істотних переваг абсорбційних холодильних установок у порівнянні з компресійними машинами є їх гнучкість по відношенню до використовуваних енергоносіїв. Абсорбційні холодильні установки (АХУ) можуть застосовуватися в судових умовах та використовувати в якості зовнішньої енергії низько потенційну теплоту судової енергетичної системи.

Дослідження показують[5], що використання водоаміачних АБХМ для початкового охолодження повітря на вході ГТД LM2500+ LM1600 (фірми"General Electric") від 28-30 °С до 7 °С обумовлює підвищення електричної потужності до 20% , а від 45 °С до 7° С на 33 %.

2.5.Теплові насоси

Тепловий насос - пристрій для переносу теплової енергії від джерела низькопотенційної теплової енергії (з низькою температурою) до споживача (теплоносія) з більш високою температурою [16].

Теплові насоси призначаються для підвищення потенціалу (температури) робочого тіла від величин, непридатних для використання в заданому процесі, до достатніх для цього. Часто мається на увазі збільшення тиску парів робочого тіла з метою підвищення температури його конденсації та отримання відповідного теплового потоку практичного призначення

Тепловий насос здійснює зворотній термодинамічний цикл відповідно до якого низькопотенційний тепловий потік (з меншою температурою) перетворюється в високо потенційний(з більшою температурою) з метою його практичного використання (наприклад для опалення, виробництва водяної пари і т.д.). Такий процес відбувається за допомогою відповідного робочого тіла (холодильного агенту) при витраті зовнішньої енергії. Тепловий насос — єдина установка, яка виробляє в 3—7 разів більше теплової енергії, ніж споживає електричної (яка потрібна для роботи компресора).

Робочими тілами теплових насосів являються речовини з низькою температуро кипіння (холодильні агенти – хладони), які визначається їх позитивними якостями : хорошими термодинамічними властивостями; хімічною стабільністю; нешкідливістю для здоров'я людини; повною негорючістю, вибухобезпечністю; відсутністю запаху.

Велика кількість синтезованих на даний час хладонів, термодинамічні і теплофізичні властивості яких залежно від хімічної формули молекули змінюються в значних діапазонах, дає можливість, варіюючи маркою хладона, підібрати робочу речовину, яка відповідає необхідним експлуатаційним характеристикам практично для будь-якої теплоенергетичної установки.

Тепловий насос переносить низько потенційне від води, повітря до температурного рівня (джерела)високого потенціалу. Основні елементи ТНУ

- Конденсатор (високоєфективний теплообмінник, в якому відбувається відбір тепла від холодоагенту і передача його до елементів системи опалення приміщення: низькотемпературних радіаторів, фанкойлів, теплій підлозі тощо);

- Дросель (пристрій, що служить для зниження тиску, температури і, як наслідок, замикає теплофікаційний цикл у тепловому насосі);
- Випарник (теплообмінник, в якому відбувається відбір тепла від низькотемпературного джерела до теплового насосу);
- Компресор (пристрій, що підвищує тиск і температуру пари холодоагенту).

Варто підкреслити, що в тепловому насосі електроенергія витрачається не на безпосереднє вироблення теплоти, як в електрообігрівачі, а тільки на переміщення хладона по системі. Основна ж частина теплоти передається споживачу від низькопотенційного джерела теплоти. Цим і пояснюється низька собівартість теплоти від теплового насоса.

Джерелами низькопотенціальної теплоти, які забезпечують енергетично ефективну та економічно доцільну роботи теплонасосних установок, в суднових умовах можуть бути:

морська вода; зовнішнє повітря ; технічна вода систем охолодження установок; скидні промислові низькотемпературні стоки і повітряні викиди ; стічна вода льальної системи.

Принципова схема теплового насосу показані на рис.2.4.

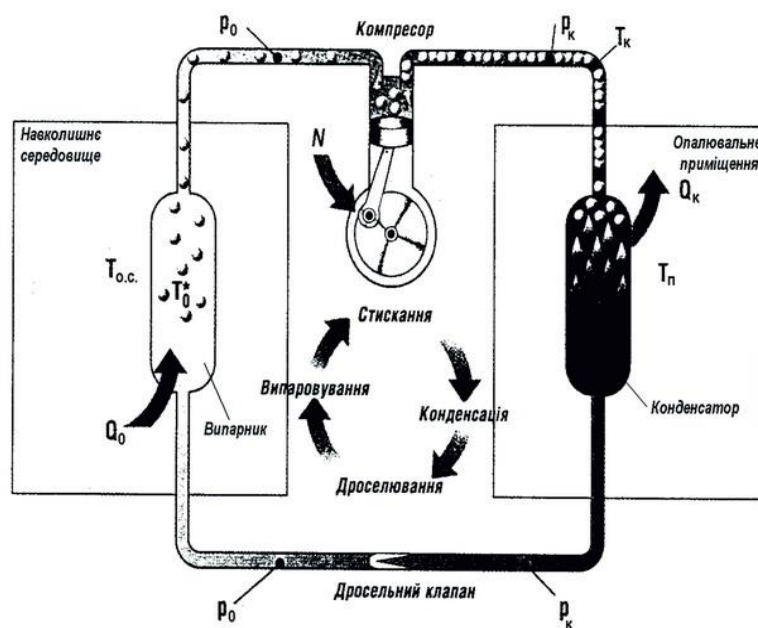


Рис. 2.4. Принципова схема теплового насосу

В процесі роботи компресор споживає електроенергію. Співвідношення вироблюваної теплової енергії і споживаної електричної називається коефіцієнтом трансформації (або коефіцієнтом перетворення енергії) і є показником ефективності теплового насоса. Ця величина залежить від різниці температур в випарнику і конденсаторі: чим більше різниця, тим менше ця величина.

В суднових умовах теплові насоси можуть використовуватись як генератори водяної пари[2].

В Англії створено дослідний зразок парокомпресійного теплового насоса з приводом від ДВЗ для утилізації теплоти водяної системи охолодження з температурою 80 °С і отримання насиченої водяної пари температурою 110 °С . Схема установки зображена на рис.2.6.

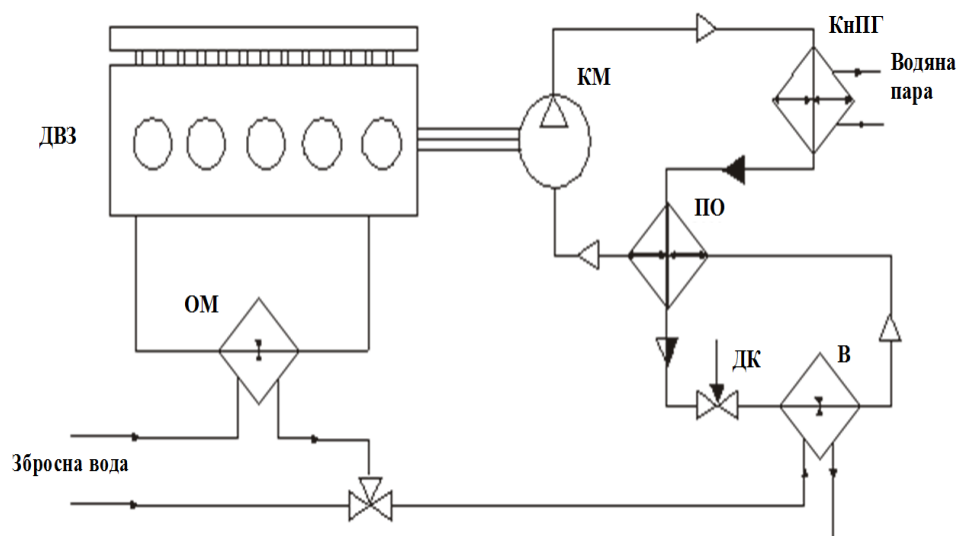


Рис. 2.5. - Схема парокомпресійного теплового насоса з приводом від ДВЗ для виробництва водяної пари.

В – випарник, ДК – дросельний клапан; ПО – парохолоджувач; КМ–компресор; КнПГ – конденсатор-парогенератор; ОМ – охолоджувач мастила.

Виробництво водяної пари відбувається у конденсаторі теплового насоса за рахунок теплового потоку , який відводиться від холодильного агенту в процесі його скраплення. В якості робочого тіла (холодительного агенту) вибрано хладон R114 ($C_2Cl_2F_4$), температура кипіння 60 °С, температура конденсації 120 °С. Цей процес енергетично вигідний. За допомогою теплонасосних установок, витрачаючи на їх привід 1 кВт-год зовнішньої електроенергії, отримують 3-6 кВт-год теплової енергії з більш високим потенціалом. В останні десятиліття проводяться активні науково-дослідні та промислово технічні дослідження що до впровадження абсорбційних теплових насосів у схеми утилізації теплоти судових дизелів. Один із варіантів абсорбційного теплового насоса наведено на рис.2.7. Установка використовується в схемі глибокої утилізації теплоти охолодження прісної води дизеля. підвищення потенціалу тепла охолоджувальної води двигуна, яка підводиться на низькому температурному рівні T_n у випарнику 5, здійснюється за рахунок тепла випускних газів, які підводяться в генераторі 2 на високому температурному рівні T_v .

У випарнику установки до робочої речовини підводиться тепло низького потенціалу при температурі T_n , в результаті чого відбувається випаровування. Пари робочого агента з випарника направляються в абсорбер 6 і поглинаються абсорбентом (мало концентрованим розчином), що надходять із генератора. Процес абсорбції протікає при температурі $T_c > T_n$ та супроводжується виділенням теплоти абсорбції, яка передається воді з послідовним перетворюванням її пар з тиском, відповідним до температури насичення T_c .

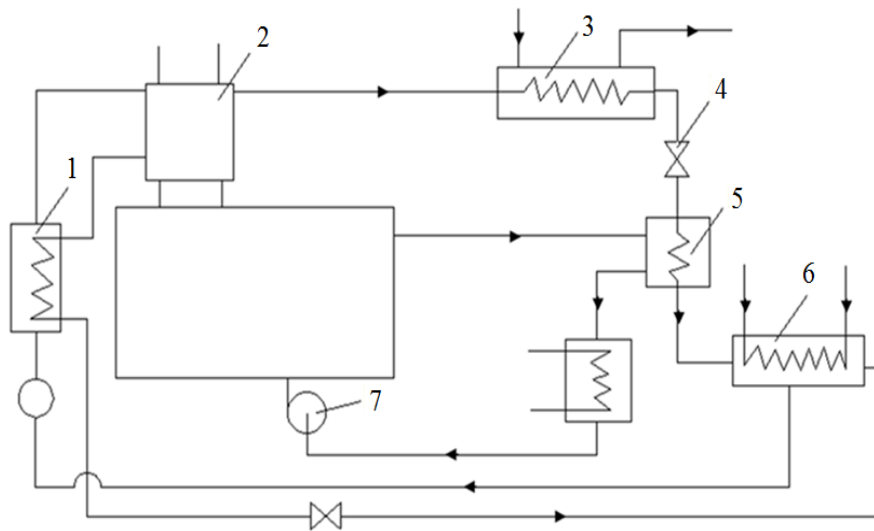


Рис. 2.6. – Схема утилізації тепла двигуна для отримання енергетичної пари за допомогою абсорбційного теплового насосу

1- утилізаційний котел, 2- парогенератор АБХМ, 3- конденсатор, 4- регулюючий клапан, 5- випарник, 6- абсорбер, 7- насос

У парогенераторі установки до розчину підводить тепло при температурі T_v внаслідок чого відбувається випаровування холодильного агента з робочої суміші. Пари що утворилися з генератора надходять у конденсатор 3, де конденсуються при температурі $T_c > T_n$, віддаючи тепло конденсації. Тепло що виділилося відводиться з конденсатора у вигляді водяної пари також з тиском P_c відповідним до температури насичення T_c .

При температурі випускних газів після двигуна $300 - 450^\circ \text{C}$ і води $65-70^\circ \text{C}$ у конденсаторі й абсорбері може бути отримано $0,75-0,8 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ ($1,0-1,1 \text{ кг}/(\text{л} \cdot \text{із ч})$) водяної пари з тиском $0,2-0,3 \text{ МПа}$ ($2-3 \text{ ата}$).

Фірмою Вестінхаус створено парокомпресорний тепловий насос для отримання технологічної пари [2]. Як джерело теплоти в тепловому насосі використовується відпрацьована насичена пара тиском $0,17 \text{ МПа}$, що надходить з системи технологічного паропостачання. Для отримання водяної пари в конденсатор подається вода під тиском $0,54 \text{ МПа}$, нагріта до температури насичення. Параметри пари, що відпускається: $0,54 \text{ МПа}$, 163°C . Одним з основних питань отримання таких параметрів водяної пари в тепловому насосі був вибір робочого тіла. З цілої низки органічних і неорганічних речовин було обрано метанол CH_3OH .

РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ СТИСЛОГО ПОВІТРЯ

Компресорні установки систем стислого повітря мають великий потенціал енергозбереження. Стиснення повітря супроводжується значним підвищенням його температури. У процесі стиснення повітря в компресорній установці, а також при підготовці стисненого повітря, що подається до суднової системи стислого повітря, воно охолоджується в проміжних і кінцевих охолоджувачах.

Проміжне охолодження обумовлює зниження потужності, що витрачається на стиснення, покращення режимів роботи компресорів та зменшення температури нагнітання. До того ж, охолодження повітря після його стиснення, забезпечує безпечну експлуатацію суднових систем споживання повітря. При цьому тепло, відібране від повітря, відводиться теплоносієм (частіше водою, рідше атмосферним повітрям) в навколишнє середовище[8].

В суднових компресорних системах найчастіше теплоносієм являється морська вода, що потребує вживання відповідних антикорозійних заходів при виборі теплообмінного обладнання.

Теплова потужність (кількість відведеного тепла в одиницю часу) в деяких системах досягає 90% від потужності, споживаної компресорами для стиснення повітря. Це тепло становить величезний резерв підвищення енергетичної ефективності компресорних технологій.

3.1. Загальна характеристика систем стислого повітря

Відповідно до завдання аналізуються потенційні можливості утилізації теплоти в судновій системі стислого повітря

Основне призначення системи стиснутого повітря - пуск головного і допоміжного двигунів. У систему стиснутого повітря входять компресори і балони пускового повітря, а також балони стиснутого повітря для тифона і господарських витрат[4].

Система стиснутого повітря головних двигунів повинна забезпечити сучасний пуск і реверсування всіх головних двигунів. Запас стиснутого повітря для пуску ГД повинний зберігатися не менш чим у двох резервуарах повітря або у двох групах накопичувачів повітря. Місткість накопичувачів повітря, призначених для пуску і реверсування головних двигунів, повинна бути за вимогою Регістра достатньої не менш чим для 12 пусків поперемінно на передній і задній хід кожного двигуна.

Загальний запас стиснутого повітря для пуску головних неререверсивних двигунів, а також головних дизель-генераторів відповідно до Правил Регістра, повинний забезпечувати не менш шести пусків двигунів найбільшої потужності з установлених.

Для пуску допоміжних двигунів повинний бути передбачений як мінімум один воздухохранитель місткістю, достатньої для виконання шести пусків підготовленого до дії одного двигуна найбільшої потужності.

Число основних компресорів на судах повинне бути не менш двох, один із яких може бути навішаним, при цьому у випадку виходу з ладу найбільшого по продуктивності компресора продуктивність інших компресорів повинна бути достатньої для заповнення під час однієї години резервуарів стиснутого повітря головних двигунів починаючи від тиску 0,5 МПа до робочого (3 МПа).

Система стислого повітря судна є двохступінчатою, багато компресорною, ізобарною, з охолоджувачами повітря, регульованою системою повітропостачання, необхідного для згоряння палива і продувки циліндрів, систем пневматики та господарсько-побутового споживання.. Компресори призначені для збільшення маси заряду повітря шляхом попереднього підвищення його щільності при стисненні і подальшому переміщенні в ресивер наддування.

У теплообмінниках щільність повітря міняється за рахунок зміни його температури. Зниження температури продувочного повітря в рекуперативному повітроохолоджувачі сприяє зниженню витрати палива. Сепаратори вологи призначені для відводу з охолодженого повітря конденсату водяної пари, яка завжди є складовою частиною атмосферного (вологого) повітря.

У систему стислого повітря входять компресори і балони пускового повітря, а також балони для тифона і господарських потреб. Стисле повітря для пуску ГД повинен зберігатися не менше ніж в двох повітряних сховищах[4]. Сумарний об'єм, яких рівний:

$$V_o = 3,6 \cdot \Sigma V_u + 2 = 3,6 \cdot 5,1 + 2 = 20,36 \text{ м}^3$$

$$\Sigma V_u = \frac{6 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{6 \cdot 3,14 \cdot 0,6^2 \cdot 2,292}{4} = 5,1 \text{ м}^3$$

Потрібна подача головних компресорів, м³ /год.:

$$Q_{гк} = 50 \Sigma V_{ц} + 40 ,$$

$$Q_{гк} = 50 \cdot 5,1 + 40 = 295 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Число основних судових компресорів для суден необмеженого району плавання повинне бути не менше двох.

Температура повітря , що подаються до ресиверу , не повинна перевищувати 40°С, що забезпечується за допомогою відповідних охолоджувачів. Нижче приводяться рекомендації по тиску повітря в різних системах стиснутого повітря.

Балони головного двигуна, балони дизель -генератору та тифонів -3 МПа

Ресивери продувки мастильних фільтрів головного двигуна.-0,8-1,0 МПа ;

Машини віддлення, майстерні, мастильні форсунки, аварійний дизель - генератор, тунель грібного валу, пневмофнструмент - 0,6-0,8 МПа;

Побутово-господарські потреби - 0,4-0,8 МПа

До системи стиснутого повітря відносяться :компресори та електродвигуни; балони стиснутого повітря; охолоджувачі повітря; мастило та водоохолоджувачі;трубопроводи з відповідною арматурою;прилади виміру, контролю та автоматизації[14].

Системи стиснутого повітря підрозділяються за наступними відзнаками:

- 1.Повітряні балони головного двигуна, які є доступними для всіх споживачів стиснутого повітря. Система комплектується двома головними та одним підкачуючим (аварійним) компресором:двома балонами ГД та одним або двома балонами для допоміжних двигунів. Аварійний дизель компресор використовується для заповнення балонів допоміжних двигунів.
- 2.Кожний споживач стиснутого повітря(головний двигун, дизель-генератор, тифони та господарчі потреби) має свої відокремлені лінії повітря та балони.
- 3.Повітря може подаватись до кожного окремого споживача безпосередньо з головних балонів або від компресору.

Запаси стиснутого повітря в балонах різного призначення загалом має забезпечити:- не менше 12 пусків вперед -назад (реверсів) для кожного двигуна ; - два пуски головних без реверсних двигунів а також головних дизель генераторів - не менше 6 пусків найбільш потужного із встановлених , двигуна. В разі двох головних двигунів - не менше трьох пусків для кожного:

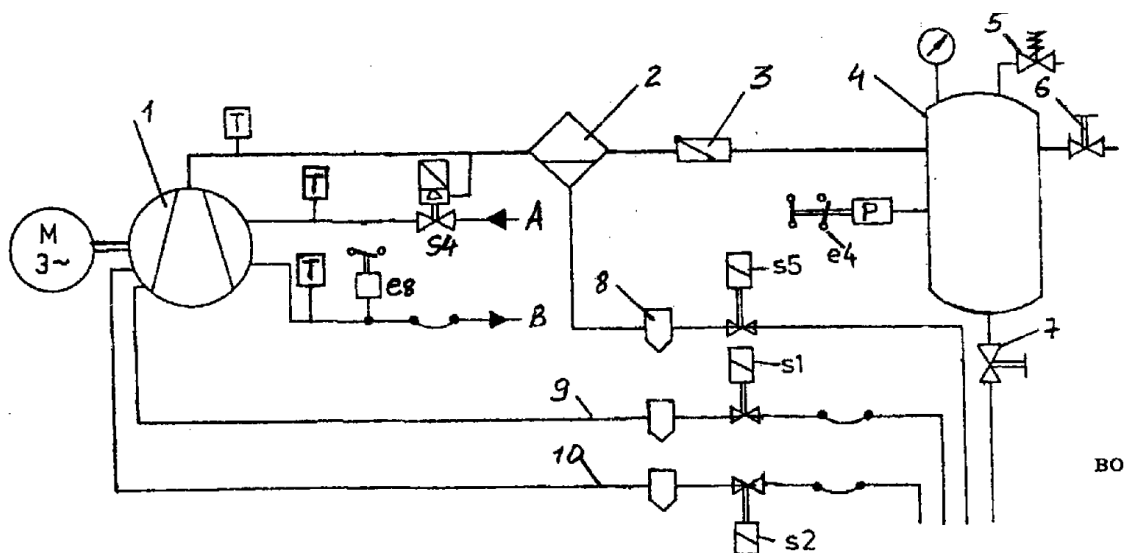


Рис. 3.1. Схема повітряного компресорного модуля 1-компресор двоступеневого стискання; 2- мастило та водо відділювач; 3- прохідний клапан; 4-повітряний ресивер; 5-запобіжний клапан; 6-вихідні клапани ; 7-клапан продувки; 8-відстойник; 9-10. – лінії розвантаження першого та другої ступені стиснення; S1. S2.S5- соленоїдні дренажні клапани ; S4- водяний соленоїдний клапан; Е4-реле контролю тиску в ресивері; Е8 - реле контролю температури охолоджуючої води; А та В- вхід та вихід охолоджуючої води.: Т-термометр .

3.2. Компресори суднових систем стислого повітря[14].

Суднові компресори можна класифікувати за такими основними ознаками.

Розташування циліндрів: вертикальне однорядне (застосовується найбільш часто); V-подібне. Число циліндрів: одноциліндрові (використовують як первинних і підкачувальних); багатociліндрові (2-5 циліндрів використовують в якості основних і підкачувальних).

Число ступенів: одноступінчасті (використовують як компресори низького тиску); багатоступінчасті (2 ступені для середнього тиску; 3 ступені-для високого).

Конструктивний тип ступенів: диференційний (низька і висока ступені розташовані в одному циліндрі, при цьому над поршнева і під поршнева порожнини є робочими); тандем (поршні низького і високого тисків розташовані один над іншим). Компресори підрозділяються на:

- основні (продуктивністю 60-430 м³ /год; в кожному окремому випадку кожен основний компресор повинен забезпечити заповнення протягом 1 год балонів головних двигунів починаючи від тиску 5 кГ / см² до тиску, необхідного для виконання числа пусків, передбачених Правилами;
- підкачувальні (продуктивність 10-100 м³ / ч); в основному застосовують компресори з продуктивністю до 30 м³ / год;
- первинні (продуктивність 10-30 м³ / год).

Частота обертання суднових компресорів в основному 600- 900 об / хв. Однак деякі закордонні фірми випускають компресори з підвищеною частотою обертання (до 2500 об / хв), що дозволяє зменшити вагу і габарит компресора.

Тип приводу: електродвигун (широко поширений завдяки малому габариту, високому к. к.д, надійності пуску, простоті обслуговування і великим міжремонтним періодом); дизель для первинних і високо потужних компресорів. Застосування електроприводу в останніх небажано внаслідок глибоких провалів напруги при пуску).

На рис. 3.3. та 3.4. наведені перерізи компресору WH 200D-3S заводу Хатлапа (ФРН), конструкція якого характерна для компресорів стиснутого повітря, що випускаються різними західноєвропейськими фірмами. Це одноциліндровий вертикальний компресор з водяним охолодженням та циркуляційною системою змащення. Компонується проміжним та кінцевим охолоджувачами стискає мого повітря.

При знаходженні комбінованого (диференційного) поршню в нижній мертвій точці відбувається всмоктування. Повітря всмоктується через над поршневий простір 4 через вхідний фільтр 6 та комбінований (всмоктуючий та нагнітальний) клапан першого щаблю стиснення.

При переміщенні поршню до верху має місце процес стиснення в першому щаблі та нагнітання його через клапан до проміжного охолоджувача трубчатого типу і далі до комбінованого клапану 9 другого щаблю стиснення. При цьому має місце всмоктування в циліндр другого щаблю. При переміщенні поршню до низу має місце процес всмоктування до першого щаблю стиснення та одночасного стиснення в другому щаблі з послідовним нагнітанням до кінцевого охолоджувача.

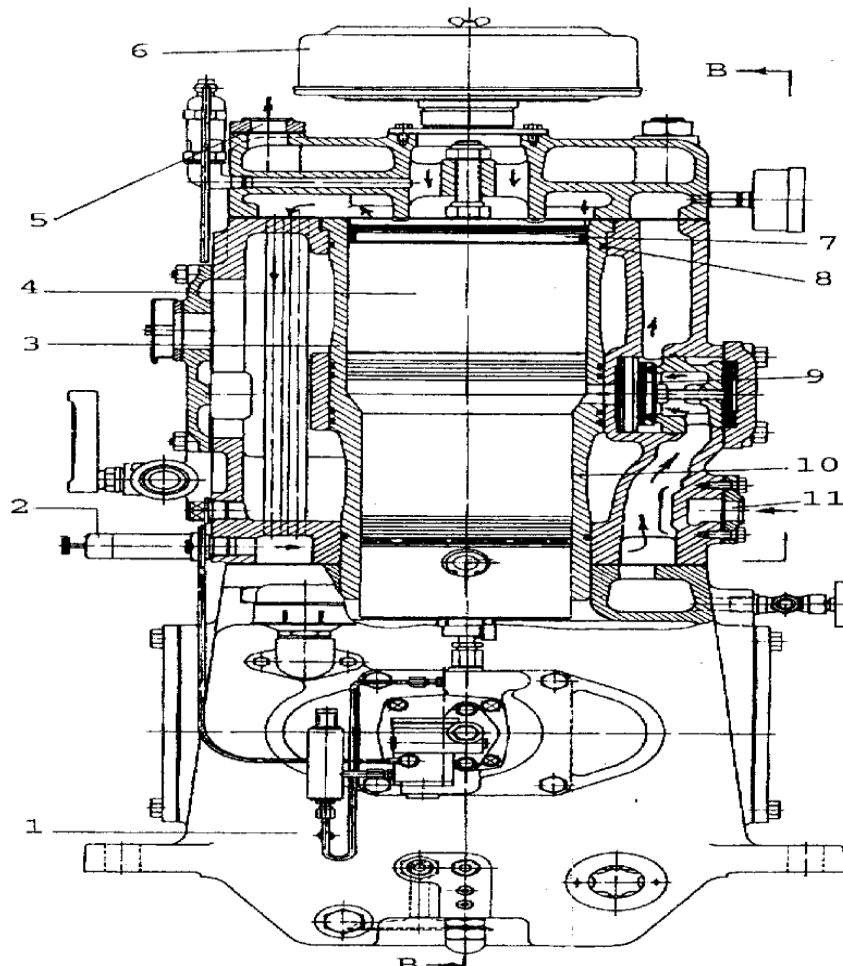


Рис. 3.2. Компресор фірми «Хатлан». 1- картер; 2- запобіжний клапан першої стькпені; 3-втулка; 4-надпоршневий простір; 5-вихідний водяний патрубок ; 6 - повітряний фільтр; 7-комбінований клапан першої ступені;8-ущільнююче кільце; 9 – комбінований клапан другої ступені; 10- поршень ;11- вхідний водяний патрубок

Через фільтр повітря з машинного відділення надходить у внутрішню порожнину кришки , звідки через всмоктуючий клапан засмоктується в циліндр I ступені при русі поршня вниз. Наступний за цим підйом поршня викликає підвищення тиску в першій ступені, завдяки чому всмоктуючий клапан закривається.

Стисле повітря з тиском 5-7 кГ / см² відкриває нагнітальний клапан і по патрубку надходить через відповідне відділення повітряної камери в трубки пучка охолоджувача повітря. Охолоджене повітря по трубі через усмоктувальний клапан II ступені надходить у диференціальну порожнину

При русі поршня вниз повітря стискається в порожнині до 30 кг / см^2 , після чого через нагнітальний клапан II ступені по трубі надходить у трубний пучок кінцевого охолоджувача.

3.3. Теплотехнічний розрахунок компресорного процесу[8].

Компресор двохступеневого стиснення з диференційним поршнем і проміжним та кінцевим охолоджувачами.

Вихідні дані

Температура повітря в машинному відділенні, 35°C

Тиск повітря - 760 мм рт. ст.

Проміжний тиск - $0,55 \text{ МПа}$

Температура повітря після охолодження в теплообмінниках , 40°C

Продуктивність системи 295 м^3 на годину

Кінцевий тиск 3 МПа

Частота обертання - 1450 об/хв.

Кінцевий тиск 3 МПа

Діаметр поршня I ступені, мм - 150 ,

Другої ступені - 135

Хід поршнів, мм - 144

Адіабатний коефіцієнт корисної дії $\eta = 75\%$

Газова постійна повітря 287 Дж/кг К

Показник адіабати $k=1,4$

Ізобарна теплоємність $C = 1,004 \text{ кДж/кг К}$

Процеси в компресорній системі показані на рис.

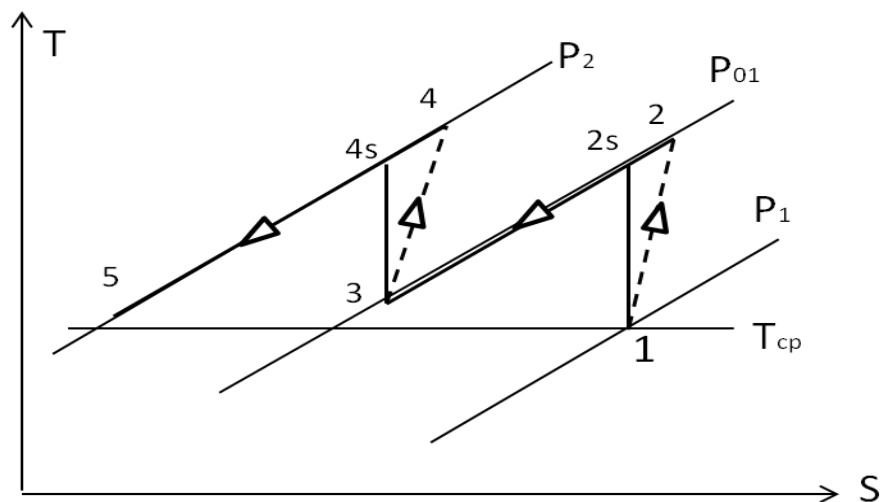


Рис.3.3. Технологічні процеси стиснення повітря

1-2 та 3-4 – адіабатне стиснення в першій та другій ступенях ;

2-3 ізобарне охолодження в проміжному охолоджувачі;

4-5 ізобарне охолодження в кінцевому охолоджувачі

1. Температура кінця оборотного стиснення в першому щаблі

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_{01}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 308 \left(\frac{5,5}{1} \right)^{0.286} = 501 K$$

2. Дійсна температура стиснення в першому щаблі

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_k} = 308 + \frac{501 - 308}{0.75} = 565 K$$

3. Температура стиснення в оборотному процесі другого щаблю

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 313 \left(\frac{30}{5.5} \right)^{0.286} = 508 K$$

4. Дійсна температура стиснення в другому щаблі

$$T_4 = T_3 + \frac{T_{4s} - T_3}{\eta_k} = 313 + \frac{508 - 313}{0.75} = 573 K$$

5. Об'єм описаний поршнем першої ступені стиснення

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S n = \frac{3.14 * 0.15 * 0.15 * 0.144}{60} 1450 = 0,246 \text{ } M^3 / c$$

6. Об'єм описаний поршнем другої ступені стиснення

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S n = \frac{3.14 * 0.135 * 0.135 * 0.144}{60} 1450 = 0,199 \text{ } M^3 / c$$

7. Коефіцієнти подачі компресорних ступенів

Прийнято коефіцієнт подачі представляти у вигляді добутку коефіцієнтів

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{ш}$$

де λ_c - коефіцієнт, що враховує втрату продуктивності за рахунок розширення газу з мертвого об'єму (об'ємний коефіцієнт);

$\lambda_{др}$ - коефіцієнт дроселювання, що враховує втрату продуктивності за рахунок зменшення тиску в циліндрі під час всмоктування, котре обумовлено дроселюванням газу в клапанах;

λ_w - коефіцієнт підігріву, який враховує зменшення продуктивності за рахунок підвищення температури газу, що поступає до циліндра, порівняно з температурою у всмоктуючому патрубці. Підігрів газу обумовлений контактом всмоктуючого газу з гарячими частинами циліндру та клапанів;

$\lambda_{ш}$ - коефіцієнт щільності, який враховує зменшення продуктивності за рахунок перетікання газу в компресорі та витікання.

В певних випадках слід враховувати інші втрати продуктивності, наприклад, за рахунок вологості, коли продуктивність компресору задається для сухого газу. Така втрата враховується додатковим співмножником λ .

Складові коефіцієнтів подачі визначаються наступним чином:

- об'ємний коефіцієнт для першого ступеня визначають за формулою

$$\lambda_{c1} = 1 - C_1 \left[\left(\frac{P_{01}}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.07 \left(\frac{5.5}{1} \right)^{0.787} - 1 = 0.813$$

- об'ємний коефіцієнт для другого ступеня визначають за формулою

$$\lambda_{c2} = 1 - C_2 \left[\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.07 \left(\frac{30}{5.5} \right)^{0.787} - 1 = 0.814$$

де C_i – відносна величина мертвого об'єму ступеня, що відповідає відношенню V_{ci} – величина мертвого об'єму в циліндрі, m^3 до V_{hi} – робочий об'єм циліндру, тобто об'єму, описувануваному поршнем за одне обертання валу, m^3 ; вибирається в межах 0,05-0,10

m_{pi} - показник політропи процесу зворотнього розширення. Розраховується в залежності від показника політропи стиснення за наступними рекомендаціями.

показник політропи стиснення $n_c = (0.95-0.98) K$

показник політропи зворотнього розширення $m_p = (0.94-0.98) n_c$

Коефіцієнт дроселювання визначається з рівняння в залежності від коефіцієнту втрати тиску при всмоктуванні $b = 0.03-0.08$ за формулою $\lambda_{dpi} = 1 - b_{li}$. У сучасних компресорах $\lambda_{др}$ знаходиться в межах $\lambda_{dpi} \approx 0.9 \div 0.98$. Для кожного ступеня компресора приймаємо $\lambda_{др}$ у межах $0.92 \div 0.98$ або підраховуємо за приведеною формулою

Коефіцієнт підігріву може бути визначений через рівняння

Для першого ступеню

$$\lambda_{w1} = 1 - 0.01(\epsilon_{ci} - 1) = 1 - 0.01(5.5 - 1) = 0.955$$

для другого ступеню

$$\lambda_{w2} = 1 - 0.01(\epsilon_{ci} - 1) = 1 - 0.01(5.45 - 1) = 0.955$$

Коефіцієнт ущільнення звичайно знаходиться в межах $\lambda_{ущ} = 0.96 \div 0.98$ для першого ступеня. Для кожного наступного ступеня слід приймати $\lambda_{ущ}$ трохи меншою ніж у попередньому.

Коефіцієнт вологості використовують у тих випадках, коли продуктивність компресора задана для сухого повітря у. Цей коефіцієнт характеризує втрату продуктивності (для сухого газу) за рахунок вологості повітря на всмоктуванні і визначається через наступне рівняння:

Для приблизних розрахунків коефіцієнтом $\lambda_{\text{вол.}}$ задаються у наступних межах: $\lambda_{1\text{в}} = 0,98$, $\lambda_{2\text{в}} = 0,99$.

Таким чином коефіцієнт подачі першої ступені стиснення дорівнюється

$$\lambda_1 = \lambda_c \cdot \lambda_{\text{др}} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{\text{ш}} \quad \lambda_{1\text{в}} = 0,813 \cdot 0,96 \cdot 0,955 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,716$$

А коефіцієнт подачі другої ступені стиснення дорівнюється

$$\lambda_2 = \lambda_c \cdot \lambda_{\text{др}} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{\text{ш}} \quad \lambda_{2\text{в}} = 0,814 \cdot 0,97 \cdot 0,955 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,732$$

8. Об'ємна продуктивність компресорних ступенів:

першої ступені стиснення

$$V_1 = V_{h1} \cdot \lambda_1 = 0.246 \cdot 0.716 = 0.176 \text{ м}^3/\text{с}$$

другої ступені стиснення

$$V_2 = V_{h2} \cdot \lambda_2 = 0.199 \cdot 0.732 = 0.146 \text{ м}^3/\text{с}$$

9. Масова витрата повітря в системі, кг/с

$$G = V/v = 0.176/0.875 = 0.201 \text{ кг/с}$$

10. Теплове навантаження на проміжний охолоджувач кВт,

$$Q_1 = G C_p (T_2 - T_3) = 0.201 \cdot 1.04 \cdot 252 = 52.67$$

11. Теплове навантаження на кінцевий охолоджувач кВт,

$$Q_2 = G C_p (T_4 - T_5) = 0.201 \cdot 1.04 \cdot 260 = 54,35$$

12. Робота стиснення в першому щаблі, кДж/кг

$$l_1 = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_{01}}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1.34}{0.34} \cdot 0.287 \cdot 308 \cdot \left(\frac{5,5}{1} \right)^{0.254} - 1 = 188,8$$

13. Робота стиснення в другому щаблі, кДж/кг

$$l_2 = \frac{n}{n-1} R T_3 \left[\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1.33}{0.33} \cdot 0.287 \cdot 313 \cdot \left(\frac{30}{5.5} \right)^{0.248} - 1 = 187,8$$

14. Індикаторна (механічна) компресору, кВт

$$N_i = (l_1 + l_2) * G = 0.201 * (188.8 + 187.8) = 75.7$$

15. Ефективна (механічна) потужність компресору, кВт

$$N_e = N_i + N_{\text{тертя}}$$

Для визначення ефективної потужності компресора N_e задаються величиною механічного к.к.д. компресора в межах 0,80...0,95.

$$N_e = N_i / \eta_m = 75,7 / 0,9 = 84$$

16. Загальне теплове навантаження на охолоджувачі, кВт

$$Q = Q_1 + Q_2 = 52.67 + 54.35 = 107.2 \text{ кВт}$$

17. Витрата охолоджуючої води при умові, що вона нагрівається від 25 °С до 30 °С

$$W = Q / C_{pw} (T_{w2} - T_{w1}) = 107.2 / 4.1867 * 5 = 5.12 \text{ кг/с}$$

Або 18,435 м³ на годину

РОЗДІЛ 4. ТЕПЛОТЕХНІЧНІ РОЗРАХУНКИ УТИЛІЗАЦІЙНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСУ.

4.1. Опис утилізаційної тепло насосної установки.

Компресорні установки систем стислого повітря мають великий потенціал енергозбереження. Стиснення повітря супроводжується значним підвищенням його температури. У процесі стиснення повітря в компресорній установці, а також при підготовці стисненого повітря, що подається до суднової системи стислого повітря, воно охолоджується в проміжних і кінцевих охолоджувачах. Проміжне охолодження обумовлює зниження потужності, що витрачається на стиснення, покращення режимів роботи компресорів та зменшення температури нагнітання. До того ж, охолодження повітря після його стиснення, забезпечує безпечну експлуатацію суднових систем споживання повітря. При цьому тепло, відібране від повітря, відводиться теплоносієм (частіше водою, рідше атмосферним повітрям) в навколишнє середовище[8]. В суднових компресорних системах найчастіше теплоносієм являється морська вода, що потребує вживання відповідних антикорозійних заходів при виборі теплообмінного обладнання.

Теплова потужність (кількість відведеного тепла в одиницю часу) в деяких системах досягає 90% від потужності, споживаної компресорами для стиснення повітря. Це тепло становить величезний резерв підвищення енергетичної ефективності компресорних технологій.

Як відомо, основна частина енергетичних втрат у компресорних установках пов'язана з процесами його охолодження в теплообмінних апаратах. Тому утилізація теплоти стиснення повітря є істотним резервом економії енергії та підвищення енергетичної ефективності суднових компресорних установок. Як показує досвід, в розвинутих країнах світу ефективним являється утилізаційні технології при потужностях понад 10 кВт[9].

Існуючі засоби утилізації теплоти стиснення в компресорних установках загального призначення дозволяє істотно підвищити їх загальну техніко-економічну ефективність та знизити собівартість стиснутого повітря.

Сучасні засоби утилізації теплоти компресорних установок можливо розділити на дві групи: без зміни температурного потенціалу теплоносія або з його зміною. При здійсненні засобів утилізації першої групи, теплота стиснення безпосередньо використовується для побутових потреб (підігрів повітря, системи опалення, гаряче водопостачання).

При реалізації схем утилізації теплоти зі зміною температурного потенціалу теплоносія застосовуються допоміжні установки такі як тепловикористовуючі холодильні машини, теплові насоси та інше.

Утилізаційний тепловий насос використовується з метою глибокої утилізації теплової енергії в суднових системах стислого повітря[2].

Як показує аналіз суднової системи стислого повітря в системах охолодження повітря акумулюється тепловий потік потужністю 107,2 кВт. Його утилізація може підвищити енергетичну ефективність компресорних систем стислого повітря окремо та загальну енергоефективність суднової системи в цілому. Схема суднової теплонасосної установки, у якій у якості низькотемпературного джерела тепла використовується теплота охолодження стиснутого в компресорі повітря показана рис.4.1.

Тепловий потік в вигляді нагрітої до 30 °С води використовується в утилізаційному тепловому насосі, в результаті чого його температурний потенціал підвищується до рівня достатнього для виробництва сухої насиченої пари води з тиском $P = 0,3$ МПа, який може ефективно затосовуватись в суднових системах.

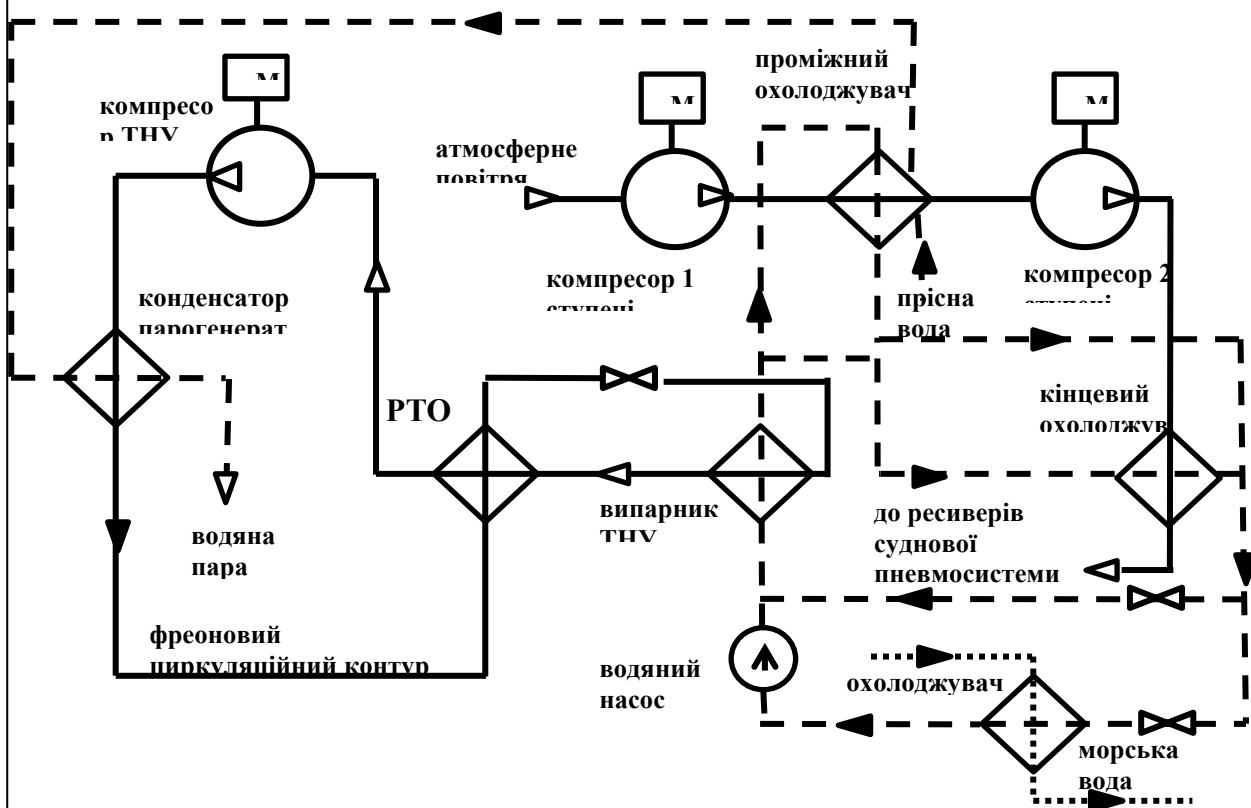


Рис. 4.1. Технологічна схема утилізаційного теплового насосу

Схематично циркуляційний водяний контур показано пунктиром. Прісна вода, яка нагрівається від 25 до 30 °С в проміжному та кінцевому охолоджувачах компресору насосом подається до випарника теплового насосу, де вона охолоджується від 30 °С до 25 °С та направляється до охолоджувачів. В разі необхідності, випарник теплового насосу відключається і процес охолодження води реалізується в традиційному теплообміннику за допомогою морської води. При роботі теплового насосу цей теплообмінник вимикається із схеми.

Прісна вода подається до конденсатора теплового насосу у якою теплота конденсації холодильного агенту використовується для нагрівання та випаровування

води , яка при тиску $P = 0,3 \text{ МПа}$ перетворюється в суху насичену пару, яка направляється до судових систем споживання.

Теплонасосні установки (ТНУ) по своїй енергетичній ефективності в деяких випадках перевищують традиційні утилізаційні парогенеруючі установки та допоміжні котельні установки (ДКУ). Так , наприклад, енергетичний коефіцієнт корисної дії ДКУ знаходиться в межах 20-25%, а енергетичний коефіцієнт корисної дії тепло насосних парогенеруючих установок (ТНПУ) знаходиться в межах 25-30% при параметрах пари 0.3-0.6 Мпа[2].

Температура генерації водяної пари в конденсаторі-випарнику теплового насосу визначається після вибору робочого тіла теплового насосу, але відповідно до рекомендацій вона обирається на $5-10^{\circ}\text{C}$ вище від температури насиченої водяної пари , тиск якої складає 0,3- 0,6 МПа в судових допоміжних системах . Необхідно підкреслити , що для приводу в рух компресора ТНПУ можливо використовувати електричний двигун або парову турбіну з подачею водяної пари від утилізаційного котла. Безумовно, що використання електричного двигуна має переваги так як не потребує значних капітальних витрат та являється більш простим з точки зору технічної реалізації. Але в цьому разі необхідно підвищувати потужність електричного дизель-генератора ,що супроводжується зростанням витрати палива.

4.2. Розрахунок та вибір обладнання теплового насосу

Вибір схеми та параметрів роботи установки утилізації низькопотенційної теплоти за допомогою теплового насоса визначається, з одного боку, необхідністю забезпечення максимального ступеня утилізації теплоти,, а з іншого, наявністю на судні специфічних споживачів пари, у першу чергу, підігрівачів важкого палива для головного двигуна і допоміжних дизель-генераторів. Аналіз параметрів судових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи: водяна пара низького, середнього і високого тиску, відповідно: 0,3; 0,5 і 0,9 МПа .

Температура кипіння холодильного агенту має бути нижча по відношенню до температури води ;температура кипіння $t_0 = t_w - 10 = 30 - 10 = 20^{\circ}\text{C}$

Температура конденсації повина бути як можна вищою, що обумовлює генерацію пари з підвищеним тиском, задаємо $t_k = 150^{\circ}\text{C}$, яка відповідає тиску насиченої водяної пари $P_k = 0,476 \text{ МПа}$.

За термодинамічними властивостями найбільш відповідним є фреон 123[6].

Але при температурі кипіння $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$, тиск в випарнику дорівнюється $P_0 = 0,076 \text{ МПа}$, а при температурі конденсації $t_k = 150^{\circ}\text{C}$ відповідний тиск конденсації буде $P_k = 2,1 \text{ МПа}$.

Рівень підвищення тиску є досить великим для одної ступені стиску і тому вибирається схема теплового насосу з проміжною ємністю з тиском $P_{01} = 0,4$ Мпа.

Схема двохступеневого теплового насосу з проміжною ємністю показано на рис.4.2., а відповідний цикл рис.4.3

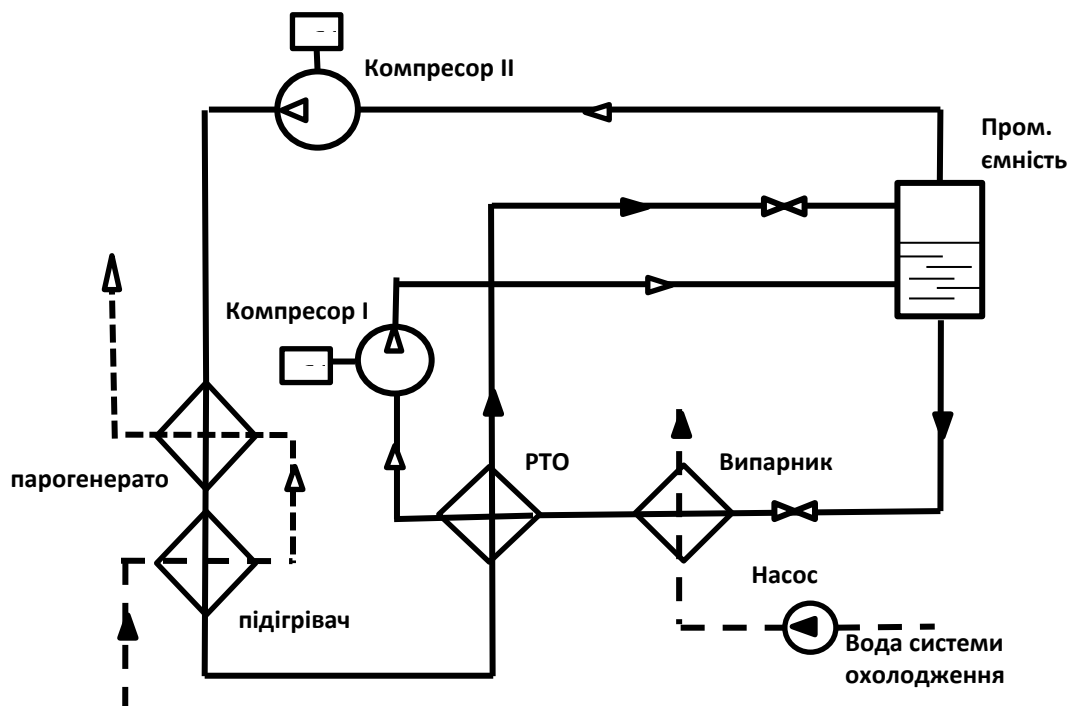


Рис. 4.2. Схема паро генеруючої теплонасоної установки

Установка складається з випарника, по трубках якого циркулює прісна вода із системи охолодження повітряної компресорної установки. За рахунок випаровування холодильного агента вода охолоджується на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (від 30°C до 25°C). Пара холодильного агента ТНУ з параметрами P_0 і t_0 засмоктується компресором першої ступені, який має електропривід (як привід може використовуватися парова турбіна). Перед надходженням у компресор пара проходить через рекуперативний теплообмінник (РТО), де вона підігрівається. Застосування в схемі РТО дозволяє підвищити ефективність роботи ТНУ та забезпечити сухий хід компресору першої ступені стиснення. У компресорі здійснюється стиснення холодильного агента до проміжного тиску P_{01} . Перегріта пара з компресору направляється в проміжну ємність, де вона охолоджується за рахунок випарювання частини рідини при проміжному тиску. В верхній частині проміжної ємності пара змішується з сухою насиченою парою та всмоктується компресором другої ступені стиснення. Після компресору другої ступені стиснення пара направляється до парогенератору, де вона охолоджується. Теплота охолодження обумовлює процес пароутворення прісної води, яка надходить з підігрівача.

З конденсатору рідкий холодоагент через РТО надходить у дросельний клапан, де вона дроселюється до проміжного тиску та подається у проміжну ємність. В проміжній ємності рідина фреону спадає вниз, а пара змішується з перегрітою парою компресору першої ступені та всмоктується компресором другої ступені.

Рідина з проміжним тиском проходить через дросельний (регулюючий) вентиль низького тиску, де вона дроселюється до тиску випарювання P_0 та направляється до випарника у якому вона випаровується, що обумовлює охолодження води із системи охолодження повітряного компресору.

4.2.1. Розрахунок циклу тепло насосної установки[13]

Вихідні дані для розрахунку циклу:

Холодильний агент R 123
Холодильна продуктивність $Q_o=107,2$ кВт
Перегрів пари в РТО $\Delta t=15$ °С

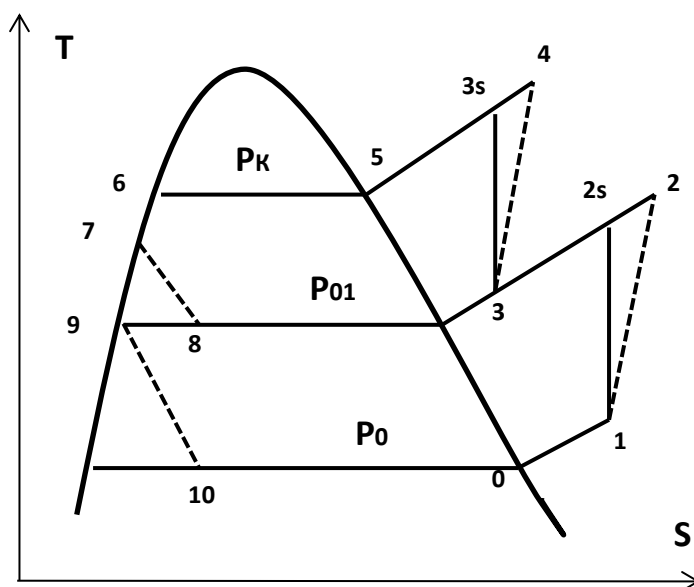


Рис. 4.3 – Цикл установки у T-s діаграмі

При аналізі робочих тіл ТНУ слід обирати холодильні агенти, які наряду із загальноприйнятими термодинамічними, теплофізичними та фізико-хімічними вимогами, відповідають екологічним критеріям, які у останні роки часто розглядаються, як пріоритетні. До екологічних вимог відносяться низькі потенціали глобального потепління (парникового ефекту) GWP (Global Warming Potential) і руйнування озону ODP (Ozone Depletion Potential), а також не токсичність. Крім цього, потрібно враховувати 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 [8].

У якості робочого тіла парокомпресійного теплового насосу був вибраний R-123 тому, що по основним термодинамічним та екологічним характеристикам цей холодильний агент найбільш доцільно відповідає умовам реалізації циклу

Термодинамічні параметри фреону у вузлових точках циклу, які визначались за допомогою діаграми стану, наведені у таблиці 3.1.

Таблиця 4.1 – Термодинамічні параметри у вузлових точках циклу

Парам.	P	t,	h'	v
Точки	МПа	°C	кДж/кг	м³/кг
0	0,076	20	392	0,203
1	0,0745	40	405	0,25
2s	0,408	85	432	0,038
2	0,408	97	440	0,04
3	0,4	80	430	0,038
3s	0,14	155	462	
4	2,14	165	475	
5	2,1	150	459	0,007
5 ^l	0,4	72	423	0,0418
6	2,1	150	365	0,000965
7	2,09	135	340	
8	0,4	72	363	
9	0,4	72	273	0,000749
10	0,076	20	273	

Відповідно до рекомендацій задаємо коефіцієнтом втрати тиску в апаратах 0,98 та визначаємо тиск у відповідних точках

$$P_2 = P_3 / 0,98 = 0,4 / 0,98 = 0,408 \text{ МПа}$$

$$P_1 = P_0 * 0,98 = 0,076 * 0,98 = 0,0745 \text{ МПа}$$

$$P_4 = P_5 / 0,98 = 2,1 / 0,98 = 2,14$$

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_0 - h_{10} = 391,62 - 272,98 = 118,64 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Масова витрати робочого тіла (холодильного агента) в випарнику теплового насоса:

$$G_1 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{107,2}{118,64} = 0,9 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

Задаємо величиною перегріву пари в 20 оС та визначаємо ентальпію

= 432 кДж/кг та розраховуємо масову витрату пари через компресор високого тиску

Прийнявши індикаторний (адіабатичний) к.к.д. компресору низького тиску $\eta_i = 0,806$, визначаємо ентальпію у точках 2':

$$h_2' = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ад}} = 405 + \frac{432 - 405}{0,806} = 440 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Фіксуємо параметри в точці 3 (всмоктування пари компресором високого тиску) $t_3 = 80 \text{ оС}$, $h_3 = 430 \text{ кДж/кг}$, розраховуємо масову витрату холодильного агента на основі системи рівнянь

Енергетичного балансу проміжної ємності

$$G_1 h_2 + G_2 h_8 = G_2 h_3$$

Енергетичного балансу РТО

$$G_1 = G_2 \frac{(h_6 - h_7)}{(h_1 - h_0)} = \frac{G_1 h_2}{h_3 - h_7} \frac{h_6 - h_7}{h_1 - h_0}$$
$$(h_1 - h_0)(h_3 - h_7) = h_2(h_6 - h_7)$$

Розраховуємо ентальпію в точці 7 ($h_7 = 345$ кДж/кг) та масову витрату

$$G_2 = \frac{G_1 h_2}{h_3 - h_7} = 0.9 \frac{440}{430 - 340} = 4,4 \text{ кг / с}$$

Питома теплопродуктивність циклу ТНУ:

$$q_h = h_4 - h_6 = 475 - 365 = 110 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Теплова потужність ТНУ:

$$Q_h = G_2 \cdot q_h = 4,4 \cdot 110 = 484 \text{ (кВт)}$$

Питома адіабатична робота стиснення в компресорі першої ступені

$$l_{1\text{ад}} = h_{2s} - h_1 = 432 - 405 = 27 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питома адіабатична робота стиснення в компресорі другої ступені

$$l_{2\text{ад}} = h_{3s} - h_3 = 462 - 430 = 32 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Індикаторні ККД компресорів, які показують відношення теоретичної адіабатної роботи до дійсної роботи стиснення з врахуванням необоротності процесу, розраховується за допомогою відомої емпіричної формули:

Перша ступень стиснення

$$\eta_{li} = \frac{T_0}{T_{01}} = \frac{293}{345} = 0,85$$

Друга ступень стиснення

$$\eta_{2i} = \frac{T_{01}}{T_k} = \frac{345}{423} = 0,82$$

Індикаторна робота (внутрішня) питома робота стиснення в низькій ступені:

$$l_i = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_i} = \frac{27}{0,85} = 31,76 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Індикаторна робота (внутрішня) питома робота стиснення в високій ступені:

$$l_{i2} = \frac{l_{\text{ад}2}}{\eta_i} = \frac{32}{0,82} = 39 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Дійсна потужність компресора низького тиску :

$$N_{li} = G_1 \cdot l_{i1} = 0,9 \cdot 31,76 = 28,54 \text{ (кВт)}$$

Дійсна потужність компресора високого тиску :

$$N_{i2} = G_2 \cdot l_{i2} = 4,4 \cdot 39 = 171,6 \text{ (кВт)}$$

Об'ємна продуктивність компресору низького тиску:

$$V_1 = G_1 \cdot v_1 = 0,9 \cdot 0,25 = 0,225 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

Об'ємна продуктивність компресору низького тиску:

$$V_2 = G_2 \cdot v_3 = 4,4 \cdot 0,038 = 0,167 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

Масова витрата водяної пари:

$$D = \frac{Q_h}{h_p - h_w} = \frac{484}{2727,4 - 125,7} = 0,064 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

Коефіцієнт перетворювання енергії циклу:

$$\varphi = \frac{Q_h}{N_{li} + N_{2i}} = \frac{484}{21,54 + 171,6} = 2,51$$

4.3. Розрахунок конденсатора-парогенератора ТНПУ

В суднових холодильних установках застосовуються кожухотрубні та кожухозмійовикові конденсатори. У цих конденсаторах спостерігається однакова картина конденсації пари на пучку оребрених трубок, усередині яких протікає теплоносії (морська вода).

В конденсатор надходить перегріта пара холодильного агенту, 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.

Для розрахунку в роботі приймається кожухотрубний конденсатор (вертикальний), в якому теплота конденсації холодильного агенту використовується для генерації насиченої водяної пари. В ньому пари холодильного агента подаються зверху на пучок трубок, а конденсат відводиться знизу, вода подається знизу, підігрівається та кипить, а водяна пара відводиться зверху та рухається по трубках до систем суднових споживання [6].

Вхідні дані:

Тепловий потік конденсаторі $Q_h = 484$ кВт

Температура конденсації $t_k = 150$ оС

Температура води на вході $t_{w1} = 25$ оС

Температура водяної пари виході $t_n = 140$ оС

Масова витрата холодильного агенту

Витрата води в конденсаторі- парогенераторі

$$G_b = \frac{Q_h}{\Delta h_b} = \frac{484}{h_n - h_w} = \frac{484}{h_n - c_{pw} t_w} = \frac{484}{2638,3 - 4,21 \cdot 30} = 0,193 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

де $c_b = 4,21 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$ – питома масова ізобарна теплоємність води

$h_n = 2638,3$ кДж/кг – із таблиць водяної пари

Визначимо середню логарифмічну різницю температур:

$$\Delta t_6 = 150 - 30 = 120(^{\circ}\text{C}); \quad \Delta t_m = 150 - 140 = 10(^{\circ}\text{C}).$$

Середня логарифмічна різниця температура:

$$\theta_m = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}\right)} = \frac{120 - 10}{\ln\left(\frac{120}{10}\right)} = 44,2 (^{\circ}\text{C})$$

В якості поверхні теплопередачі обираємо сталеву гладку трубу з внутрішнім діаметром $d_1 = 0,05$ (м), та зовнішнім діаметром $d_2 = 0,057$ (м).

Теплофізичні властивості води та водяної пари визначаємо із таблиць за температурою кипіння води []:

$$\text{— щільність води на лінії насичення } \rho' = 971,77 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right);$$

$$\text{— щільність пари } \rho'' = 0,293 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right);$$

$$\text{— теплота пароутворення } r = 2308 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$\text{— коефіцієнт поверхневого натягу } \sigma' = 625,9 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\text{Н}}{\text{м}} \right);$$

$$\text{— ізобарна теплоємність } C_p' = 4,19 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right);$$

$$\text{— кінематична в'язкість } \nu = 0,364 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{— число Прандтля } Pr = 2,21;$$

$$\text{— теплопровідність } \lambda = 66,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

Визначаємо числовий комплекс A []

$$A = \frac{\rho' C_p' \sigma' T_n}{(r \rho'')^2} = \frac{971,77 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 625,9 \cdot 10^{-4} \cdot 353}{(2308 \cdot 10^3 \cdot 0,293)^2} = 19,7 \cdot 10^{-5}$$

Число Рейнольдса :

$$Re_* = \frac{q_{\text{вн}} A_*}{r \rho'' \nu} = \frac{q_{\text{вн}} \cdot 19,7 \cdot 10^{-5}}{2308 \cdot 10^3 \cdot 0,293 \cdot 0,365 \cdot 10^{-6}} = 79,8 \cdot 10^{-5} \cdot q_{\text{вн}}$$

Число Нусельта :

$$Nu_* = 0,0625 \cdot Re_*^{0,5} \cdot Pr_p^{0,33} = 0,0625 \cdot (79,8 \cdot 10^{-5} \cdot q_{\text{вн}})^{0,5} \cdot 2,21^{0,33} = 229,4 \cdot 10^{-5} \cdot q_{\text{вн}}^{0,5}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при розвиненому бульбашковому режимі кипіння :

$$\alpha_q = \frac{Nu_* \cdot \lambda}{l_*} = \frac{229,4 \cdot 10^{-5} \cdot q_{\text{вн}}^{1/2} \cdot 66,9 \cdot 10^{-2}}{19,7 \cdot 10^{-5}} = 7,79 \cdot q_{\text{вн}}^{1/2}$$

Площа внутрішнього перерізу труб :

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 1,96 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2)$$

Швидкість води у трубах :

$$w_B = \frac{G_B}{\rho F_1} = \frac{0,193}{971,77 \cdot 1,96 \cdot 10^{-3}} = 0,11 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right)$$

Критерій Рейнольдса :

КРБ. КТ.1.613-03 .1.24.

$$Re_w = \frac{w_B \cdot d_1}{\nu} = \frac{0,11 \cdot 0,05}{0,364 \cdot 10^{-6}} = 0,15 \cdot 10^6$$

Критерій Нуссельта :

$$Nu_w = 0,021 \cdot Re_w^{0,8} Pr_p^{0,43} \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_t = 0,021 (0,15 \cdot 10^6)^{0,8} 2,21^{0,43} 1 \cdot 1 = 0,021 \cdot 13832 \cdot 1,406 = 406,6$$

Коефіцієнт тепловіддачі води :

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda}{d_1} = \frac{406,6 \cdot 66,9 \cdot 10^{-2}}{0,05} = 5432,17$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні рідини що рухається в трубі :

$$\alpha = \alpha_w \cdot \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q} = 5432,17 \frac{4 \cdot 5432,17 + 7,79 \cdot q_{\text{вн}}^{0,5}}{5 \cdot 5432,17 - 7,79 \cdot q_{\text{вн}}^{0,5}} = \frac{5432,17 \cdot (2789,2 + q_{\text{вн}}^{0,5})}{(3486,6 - q_{\text{вн}}^{0,5})}$$

Щільність теплового потоку з боку води :

$$q_B = \frac{\theta_B}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\theta_T - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{44,2 - \theta_a}{\frac{(3486,6 - q_{\text{вн}}^{0,5})}{5432,17 \cdot (2789,2 + q_{\text{вн}}^{0,5})} + 0,6 \cdot 10^{-3}}$$

, де θ_B - різниця температури стінки труби й середньої температури води, °C;

θ_a - різниця температур конденсації й зовнішньої стінки труби, °C;

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,6 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right) - \text{прийнятий термічний опір стінки й забруднень.}$$

Після перетворення отримаємо :

$$\frac{q_{\text{вн}} (3486,6 - q_{\text{вн}}^{0,5})}{5432,17 \cdot (2789,2 + q_{\text{вн}}^{0,5})} + 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot q_{\text{вн}} + \theta_a - 44,2 = 0$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента , що конденсується визначається, за формулою Нуссельта з урахуванням виправлення на хвильовий режим руху плівки ϵ_v :

$$\alpha_a = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot H \cdot \theta_a}} \cdot \left(\frac{d_H}{d_{\text{вн}}} \right) \cdot \epsilon_v$$

Теплофізичні властивості фреону при температурі конденсації $t_k = 150$ (°C):

– теплота пароутворення $r = 145,49$ кДж/кг;

– щільність $\rho = 364,47$ кг/м³;

– теплопровідність $\lambda = 0,067$ Вт/(м·К);

– динамічна в'язкість $\mu = 44,6 \cdot 10^{-6}$ Па·с;

– кінематична в'язкість $\nu = 0,122 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Виправлення на хвильовий режим руху плівки :

$$\epsilon_v = \left(\frac{Re}{4} \right)^{0,04}$$

де число Рейнольдса визначається по формулі :

$$Re = \frac{4 \cdot q_{\text{авн}} \cdot H}{r \cdot \mu} = \frac{4 \cdot 5,5 \cdot q_{\text{авн}}}{145,49 \cdot 10^3 \cdot 44,6 \cdot 10^{-6}} = 3,39 \cdot q_{\text{авн}}$$

Підставляємо знайдені величини в рівняння для α_a :

$$\alpha_a = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{145,49 \cdot 10^3 \cdot 364,47^2 \cdot 0,067^3 \cdot 9,81}{44,6 \cdot 10^{-6} \cdot 5,5 \cdot \theta_a}} \cdot \frac{0,057}{0,05} \cdot \left(\frac{3,39 \cdot q_{a\text{вн}}}{4} \right)^{0,04} =$$

$$= 786,35 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot q_{a\text{вн}}^{0,04}$$

Щільність теплового потоку з боку R123, що конденсується :

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 786,35 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot q_{a\text{вн}}^{0,04} \cdot \theta_a$$

Після перетворення отримаємо :

$$q_{a\text{вн}} = 1119,43 \cdot \theta_a^{0,75}$$

Визначаємо щільність теплового потоку в апараті за допомогою системи рівнянь :

$$\begin{cases} \frac{q_{\text{вн}} (3486,6 - q_{\text{вн}}^{0,5})}{5432,17 \cdot (2789,2 + q_{\text{вн}}^{0,5})} + 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot q_{\text{вн}} + \theta_a - 44,2 = 0 \\ q_{a\text{вн}} = 1119,43 \cdot \theta_a^{0,75} \end{cases}$$

Дана система рівнянь є трансцендентною відносно q та θ_a . Наглядний і досить точний результат дає графоаналітичний метод, заснований на тому факті, що в режимі роботи апарата, що встановився має місце рівність $q_b = q_a = q_{\text{вн}}$. Це дозволяє визначити фактичне значення щільності теплового потоку $q_{\text{вн}}$ як ординату точки перетинання графічних залежностей $q_b = f(\theta_a)$ і $q_a = \varphi(\theta_a)$ в координатних осях $\theta_a - q_{\text{вн}}$.

З метою побудови графіків, для ряду прийнятих значень q_b визначаємо θ_a з першого рівняння, а потім для кожного отриманого значення θ_a знаходимо q_a із другого рівняння. Результати розрахунку наведені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Залежність різниці температур θ_a від q_a та q_b

$q_b, \cdot 10^3$ Вт/м ²	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$\theta_a, ^\circ\text{C}$	34,5	33,7	33,1	32,34	31,6	30,9	30,19	29,5	28,75	28,1	27,3
$q_a, \cdot 10^3$ Вт/м ²	15,9	15,6	15,4	15,18	14,9	14,8	14,4	14,2	13,9	13,6	13,4

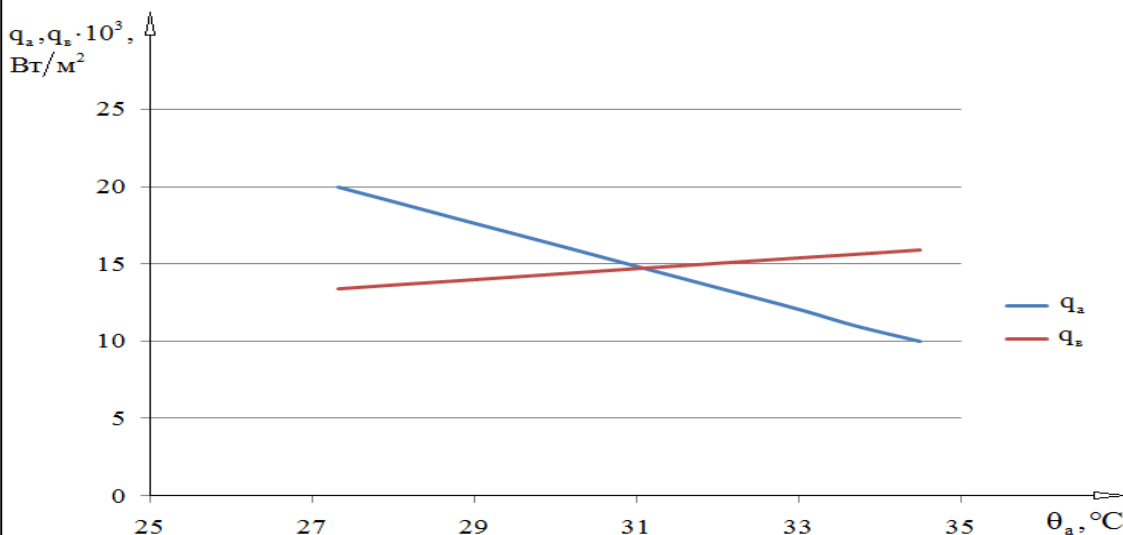


Рис.4.4 - Графоаналітичне визначення щільності теплового потоку у вертикальному кожухотрубному конденсаторі

Відповідно до графіку 3.3, щільність теплового потоку апарату буде рівним $q_{\text{вн}} = 14950 \text{ Вт/м}^2$. при $\theta_a = 31,25 \text{ }^\circ\text{C}$

Площа внутрішньої поверхні теплообміну :

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_h}{q_{\text{вн}}} = \frac{484 * 10^3}{14950} = 32,4 \text{ (м}^2\text{)}$$

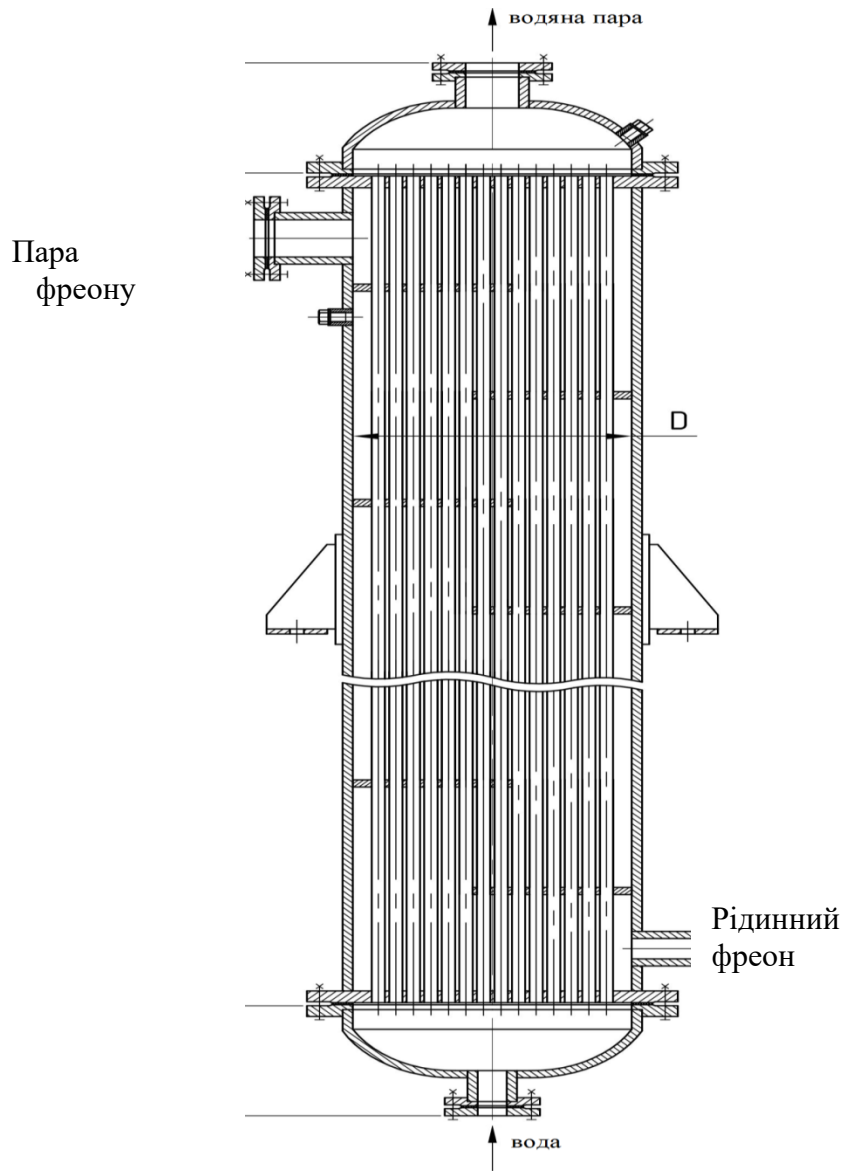


Рис.4.5. Вертикальний кожухотрубний конденсатор- парогенератор

РОЗДІЛ 5 .ТЕХНІЧНІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВИМОГИ

5.1. Технічні вимоги при експлуатації повітряних компресорів.

Технічна експлуатація компресорів включає роботи з підготовки його до пуску, введення в дію, догляд за працюючим агрегатом і зупинку[14].

Перед пуском компресора потрібно перевірити рівень масла в картері, при необхідності долити масло. Відкрити вентиля продування мастиловодівідділювачів I і II ступенів, встановлених на повітряній камері . Вал компресора провернути вручну для перевірки вільного ходу компресора і заповнення порожнини мастильного насоса та мастильних каналів. Безпосередньо перед пуском слід пустити воду в систему охолодження компресора. Більш рання подача охолоджувальної води викличе переохолодження циліндрів і погіршення їх мастила в початковий період роботи компресора.

Для пуску компресора включають електродвигун. Перші 3-5 хв компресор повинен пропрацювати з відкритими продувними вентилями для видалення можливих скупчень вологи в циліндрах. Після цього необхідно відкрити запірний ventиль на повітряній магістралі II ступені і закрити продувальні вентиля I і II ступенів.

Під час роботи компресора необхідно стежити за параметрами масла, охолоджувальної води та стисненого повітря в системах, обслуговуючих компресор. Тиск масла після циркуляційного насоса не повинно бути нижче $1,5 \text{ кг / см}^2$, а температура масла в картері не повинна перевищувати 60°C . Тиск повітря після I і II ступенів повинно відповідати паспортним даним компресора, температура повітря після холодильників повинна становити $40 - 60^\circ \text{C}$, для чого слід регулювати подачу

Для зупинки компресора слід відкрити продувний ventиль II ступені, закрити запірний ventиль на повітряній магістралі після компресора, відкрити продувний ventиль I ступені і вимкнути електродвигун, після цього перекрийте подачу охолоджуючої води.

Технічне обслуговування передбачає роботи з підтримки компресора в належному технічному стані. Ці роботи залежно від змісту та обсягу виконують щодня і в строки, передбачені планом-графіком профілактичних оглядів і ремонтів суднового устаткування.

Через кожні 100 год роботи, але не рідше ніж через 3 місяці необхідно перевіряти затягування болтів і гайок компресора, очищати масляний і повітряний фільтри і перевіряти на спрацьовування запобіжний клапан II ступені, підвищуючи тиск на працюючому компресорі вище 30 кг / см^2 .

Через кожні 200 год роботи, але не рідше ніж через 6 місяців крім перерахованих робіт, необхідно змінювати масло в картері компресора. При цьому картер, насос і мастилопроводи слід очищати і промивати.

Усмоктувальні і нагнітальні клапани компресора потрібно розбирати, очищати від нагару, промивати і перевіряти на щільність газової пробій. Прі не щільностях необхідна притирання або заміна відповідних деталей.

Через кожні 1500 год роботи, але не рідше одного разу на рік повністю розбирають кривошипно-шатунний механізм компресора для огляду і очищення циліндрів, поршнів, кілець ущільнювачів, пальців, шатунних і підшипників колінчастого валу. Виконують необхідні обміри цих деталей. У разі необхідності регулюють зазори в підшипниках. Порожнини охолодження компресора очищають від накипу, використовуючи хімічні препарати.

Атмосферне повітря містить пари води, кількість яких залежить від температури і відносної вологості повітря. Разом зі всмоктуваним повітрям пари потрапляють в робочі циліндри, де тиск і температура повітря підвищуються. При наступному охолодженні в міжступеневому або кінцевому охолоджувачах відносна вологість збільшується, і відбувається конденсація водяної пари із стисненого повітря. Сконденсована пара (вода) збирається в сепараторах і виводиться назовні через водовідділювачі. Частина вологи несеться потоком стисненого повітря і випадає в нагнітальному тракті.

Очевидно, що обсяг повітря, що надходить в нагнітальний трубопровід, буде менше обсягу всмоктаного повітря на величину обсягу сконденсованої пари, що спричиняє зменшення продуктивності компресора. У звичайних розрахунках через незначні обсяги впливу вологості нехтують. Винятком є компресори з внутрішнім охолодженням, наприклад, з уприскуванням води в робочу порожнину.

5.2. Технічні вимоги морського реєстру до холодильних (теплонасосних) установок [6].

Механізми й інші елементи холодильної (тепло насосної) установки повинні зберігати працездатність при будь яких умовах навколишнього середовища

Механізми й устаткування, що входять до складу холодильної (тепло насосної) установки, повинні встановлюватися й надійно закріплюватися на судні.

При розрахунках міцності елементів, що працюють під тиском холодильного агента, як розрахунковий необхідно приймати тиск не нижче надлишкового тиску насичених парів холодильного агента при температурі +50 °C.

Для холодильного устаткування, що працює під тиском холодильних агентів з низькими (нижче +50 °C) критичними температурами, розрахунковий тиск є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

Елементи холодильних установок, що працюють під тиском, повинні піддаватися перевірочним розрахункам на пробний тиск гідравлічних випробувань. При цьому напруги не повинні перевищувати 0,9 межі текучості матеріалу.

Допускається застосування вуглеводнів (ізобутану R600a або інших) як холодильного агента у встановлюваних на суднах побутових холодильниках і морозильниках у випадку, якщо загальна кількість холодильного агента у встановлених в одному приміщенні холодильниках або морозильниках не перевищує 150 г. В інших випадках можливість установки на суднах таких холодильників і морозильників є предметом спеціального розгляду Регістром.

Холодильна установка повинна забезпечувати постійне підтримання в охолоджуваніх приміщеннях температури, необхідної за родом перевезеного вантажу й умовами району плавання, та температурних режимів холодильної обробки.

Холодильна установка повинна забезпечувати підтримання необхідних температур у вантажних охолоджуваніх приміщеннях при роботі основного устаткування на всі споживачі холоду при наступних умовах навколишнього середовища:

температурі морської води — не нижче 32 °С;

температурі зовнішнього повітря — не нижче 40 °С.

Розрахункові умови навколишнього середовища холодильних установок рибальських суден і суден спеціального призначення, обладнаних, крім холодильних установок для охолодження вантажних приміщень, також іншими холодильними установками, є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

Потужність основного обладнання холодильної установки повинна бути достатньою для підтримання регламентованих температур в охолоджуваніх приміщеннях при його безперервній роботі протягом 24 год. і забезпечення холодом інших споживачів.

Основне устаткування повинне включати не менше двох однакових конденсаторів, і у випадку застосування систем проміжного холодоносія або каскадних і ступінчастих циклів, двох однакових випарників, міжкасадних теплообмінників і проміжних судин.

Потужність холодильної установки, призначеної також для охолодження попередньо не охолодженого вантажу, при безперервній роботі всього устаткування, включаючи резервне, повинна бути достатньою для зниження температури вантажу до регламентованої температури за час, протягом якого забезпечується його збереження.

Резервне обладнання компресорної холодильної установки повинне складатися з одного компресора з приводним двигуном, одного конденсатора, системи керування та усієї арматури, необхідної для забезпечення незалежної роботи всіх пристроїв цього обладнання.

Потужність резервного обладнання повинна бути такою, аби при виході з ладу одного будь-якого основного компресора або конденсатора забезпечувалися холодом усі споживачі.

З'єднання трубопроводів між апаратами й механізмами повинні бути такими, щоб холодильні машини могли працювати при будь-якій комбінації апаратів, механізмів і пристроїв, необхідних для самостійної роботи.

Апарати повинні забезпечуватися з'єднаннями для усмоктувальних і нагнітальних трубопроводів, що забезпечують перекачування холодильного агента й відсмоктування його з апарата.

При використанні насосної системи циркуляції холодильного агента необхідно передбачати установку принаймні двох циркуляційних насосів холодильного агента, один з яких повинен бути резервним.

Якщо насосна система має можливість працювати при відключеному насосі, резервний насос може не встановлюватися. У цьому випадку продуктивність холодильної установки повинна відповідати вимогам п. 4.3.1, а продуктивність морозильних апаратів не повинна знижуватися більше ніж на 20 %.

Система холодоносія групи споживачів холоду повинна мати не менш двох насосів холодоносія, один з яких повинен бути резервним.

При наявності двох і більше груп споживачів холоду із самостійними системами холодоносія (за температурами) у кожній групі повинен бути принаймні один насос холодоносія; резервним може бути загальний для них насос із відповідною подачею й напором.

Холодильна установка повинна мати не менше двох циркуляційних насосів охолодної води, один з яких повинен бути резервним. Як резервний може бути використаний будь-який судновий насос забортної води з відповідною подачею й напором.

Охолодна вода повинна підводитися не менше ніж від двох кінгстонів. При використанні кінгстонів загальносуднового призначення має бути забезпечене достатнє підведення води від кожного кінгстона при нормальних умовах експлуатації судна.

Якість і основні характеристики матеріалів, застосовуваних для виготовлення деталей, вузлів і кріплення холодильного устаткування, що працюють в умовах динамічних навантажень, надлишкового тиску, змінних і низьких температур, повинні відповідати вимогам частини XIII «Матеріали».

Вибір матеріалу повинен проводитися залежно від робочої температури й фізико-хімічних властивостей холодильного агента:

- матеріали частин устаткування, що працюють із холодильними агентами, мастилами та їх комбінаціями, а також охолодними й охолоджуваними середовищами, повинні бути інертні й стійкі до них;

- матеріали частин устаткування, що працюють в умовах низьких температур, не повинні мати структурних необоротних змін і повинні зберігати достатню міцність при низьких робочих температурах;

Деталі механізмів і апаратів, які стикаються з середовищами, що сприяють виникненню корозії, повинні бути виготовлені з матеріалів з достатньою корозійною стійкістю до цих середовищ або повинні мати антикорозійні покриття.

Вузли й конструкції механізмів і апаратів, які виготовлені з матеріалів з різним електролітичним потенціалом і можуть стикатися з морською водою, повинні бути захищені від контактної корозії.

Сталеві трубопроводи холодильного агента, холодоносія й сполучні частини цих трубопроводів, виготовлені не з нержавіючої сталі, повинні бути оцинковані зовні або повинні мати рівноцінний антикорозійний захист. Поверхні, що стикаються з холодильним агентом або холодоносієм, не повинні бути оцинкованими.

Під нормальною роботою рефрижераторних та тепло насосних установок розуміють найбільш економічний, безпечний і надійний сталий режим, при якому повністю забезпечуються технологічні вимоги установки. Дані нормальної роботи холодильного компресора. Температура картера (корпуси) не повинна перевищувати температурного відділення більш ніж на 25-30 °С. Температура циліндрових кришок в прямоточних компресорів має бути близька до температури нагнітального трубопроводу; в непрямоточних компресорів з нагнітального боку - до температури нагнітального трубопроводу, зі всмоктуючого боку - до температури всмоктуючого трубопроводу. Температура мастила не повинна перевищувати 55 °С і може бути лише на 3- 4 °С вище за температуру зовнішніх стінок картера. Нагрів сальника виходу колінчастого валу допустимий до 60 °С, а пропуску масла через сальник не повинно бути. Різниця температури води на вході і виході з «сорочки» компресора не повинна перевищувати 5 °С.

Підвищення температури вузлів компресора вище за допустиму величину може бути унаслідок різних причин, а саме:

- поломки клапанних пластин, пружин або неправильного регулювання висоти підйому клапанів;- пошкодження запобіжного клапана компресора або розриву запобіжної ламкої пластини;- пошкодження помилкової кришки;- поломки або заклинювання поршневих кілець;- неправильної установки зазорів в деталях, що сполучаються, або їх збільшення;- підвищення перегріву пари хладагента, що всмоктується компресором;

- пошкодження або неправильного регулювання АДД «після себе»;
- поганого мастила компресора;- утворення накипу в сорочці компресора;
- припинення вступу води охолодження;- вживання масла, не відповідного технічним вимогам.

Система змащення поршневого компресора повинна забезпечувати постійний вступ мастила до деталей компресора, що труться. Тиск масла, створюване мастильним насосом , перевищувати тиск фреону в картері на 0,8-3 кг/см² (залежно від типу компресора). Падіння тиску в системі мастила може бути унаслідок порушення герметичності масляної системи на всмоктуючій стороні маслопроводу, засмічення фільтру і маслопроводу, неправильного регулювання клапана, скидання масла і відсмоктування з картера, використання масла зниженої в'язкості, збільшення зазорів в підшипниках, відсутність повернення масла з масловіддільника і пониження рівня масла в картері, виходу з буд поплавця в масловіддільнику і прориву газоподібного фреону з нагнітального боку в картер компресора.

Поршневий компресор повинен працювати без стуків, окрім характерного глухого дробу пластин клапанів і глухих стуків в шатуново-поршневій групі. Посилення стуків вказує на появу несправностей в компресорі, якими можуть бути: збільшення зазорів; недостатня величина лінійного «мертвого» простору; попадання в циліндри рідкого хладагента, масла, води, розсолу або поламаних деталей (пластин, пружин клапанів, поршневих кілець і т. д.), поломка помилкової кришки або буферних пружин.

. Стан клапанної групи перевіряють постійно при ручній зупинці компресора, оскільки найчастіше ламаються пластини. Швидке створення вакууму в картері при закритті всмоктуючого замочного вентиля свідчить про справність всмоктуючих клапанів, і, навпаки, зростання тиску у всмоктуючій порожнині свідчить про несправність нагнітальних клапанів.

Апарати, що містять рідкий холодильний агент, мають бути встановлені так, щоб забезпечувалося зручне спостереження за його рівням по вказівних колонках безпосередньо з боку проходу між апаратами. Місцевий пост управління компресора повинен встановлюватися так, щоб забезпечувалася можливість спостереження за приладами під час пуску і всього періоду роботи компресора. Розподільний щит холодильної установки повинен мати пристрій для аварійного дистанційного відключення. машин. Напрямок руху робочого середовища в трубопроводах має бути вказаний стрілками (на видних місцях).

Трубопроводи холодильного агента не допускається прокладати через житлові і службові приміщення.

РОЗДІЛ 6. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

6.1. Заходи з безпеки праці при експлуатації рефрижераторних установок.

У сучасних рефрижераторних (холодильних) автоматизованих установках, як найбільш економічні і компактні, застосовуються компресорні машини, в яких використовується фреон різних марок. Ці фреони відносяться до так званих озоноруйнівних речовин. Холодильні установки компресорного типу, якими обладнані морські судна, працюють на хладоні-134 а і хладоні-22.

Конференцією ІМО був схвалений Додаток VI до Конвенції МАРПОЛ 73/78, що містить «Правила по запобіганню забрудненню повітряного середовища з суден», якими обмежується вміст окису сірки й окису азоту у вихлопних газах судових дизелів. Цими Правилами забороняється також: навмисне виділення озоноруйнівних субстанцій. Багато країн, у тому числі й Україна, підписали Монреальський протокол із Лондонськими поправками про припинення виготовлення і використання озоноруйнівних фреонів. Незважаючи на те, що Правила Додатка VI до Конвенції не набрали сили, продовжуються посилені пошуки нейтральних (альтернативних) речовин, призначених для заміни озоноруйнівних субстанцій. Однак слід зазначити, що застосування таких речовин (наприклад, фреону 22) в існуючих судових холодильних установках вимагає додаткових витрат, пов'язаних із забезпеченням підвищеної міцності та щільності механізмів і систем цих пристроїв. При цьому необхідна і часткова заміна контрольно-регулюючої апаратури і її налаштування.

З метою безпеки праці судові холодильні установки повинні утримуватися в справному стані, а експлуатація їх проводиться у точній відповідності з вимогами, викладеними в діючих нормативних документах, та інструкціями заводів-виготовителів.

У рефрижераторному машинному приміщенні на видному місці повинні бути вивішені виписки основних положень з інструкцій з техніки безпеки при експлуатації розміщених у приміщенні машин і апаратів, а також принципові схеми трубопроводів установки, правила надання першої допомоги при ураженні холодоагентом і медична аптечка. При розміщенні холодильного устаткування поза спеціально виділеними приміщеннями ці документи повинні бути вивішені поблизу установок.

В опломбованих шафах біля входу в рефрижераторне машинне відділення (РМВ) або поблизу компресорів (якщо установка розташована в МКВ) повинні зберігатися комплекти гумових рукавичок, захисних окулярів та ізолюючих протигазів з примусовою подачею повітря по числу членів ваhti в МКВ. Аміачні установки повинні бути оснащені спеціальними фільтруючими протигазами і газонепроникними костюмами по числу працюючих.

Під час ремонту фреонових систем, а також внутрішнього огляду циліндра, картера, масловідділювача та інших частин машин не можна користуватися відкритим вогнем, палити, а також використовувати предмети, нагріті до температури понад 473 К (200 °С), тому що в цих умовах при розкладанні фреону може утворитися токсичний газ фосген.

Перед кожним входом у РМВ потрібно переконатися у відсутності там небезпечного скупчення газів. Наявність хладону (фреону) у повітрі виявляється за допомогою галоїдної лампи чи електронних шукачів течі.

Щоб уникнути травмування очей, не можна наближати обличчя до можливих місць витоку хладону.

У випадку виявлення парів хладону у повітрі РМВ слід негайно вийти з приміщення і щільно закрити за собою двері, потім включити аварійну витяжну вентиляцію і доповісти вахтовому механіку про те, що трапилося. Надягнувши протигаз і залишивши в дверях спостерігача, слід увійти в приміщення, зупинити компресорні машини і перекрити клапани в системі хладону. Після з'ясування причини витоку хладону треба вжити всі можливі в умовах судна заходи для ліквідації аварії.

У холодильних установках із безпосереднім випарюванням можливі витоки хладону в охолоджувані приміщення, де встановлені випарники, тому заходять в холодильні камери і рефрижераторні трюми суден, обладнаних такими установками, дозволяється тільки при наявності спостерігача, який повинен залишатися зовні й мати кисневий апарат для надання допомоги.

Особи, що обслуговують холодильні камери, повинні вміти відкривати двері холодильної камери зсередини в темряві й подавати сигнал тривоги, якщо вони раптово опиняться замкненими у камері.

Усі холодильні камери повинні бути обладнані сигналізацією на випадок мимовільного закриття дверей. Охолодні батареї рефрижераторних трюмів слід оберегти від ударів і утримувати в справності їхнє огороження. Необхідно, щоб батареї відтавали у природних умовах при виключених агрегатах. Видалення снігової «шуби» з охолодних поверхонь батарей здійснюється парами хладону, теплим розсолом, гарячою прісною водою, електрогрівками, місцевим чи повним обігрівом камери. З появою перших слідів відтавання необхідно очищати сніг із труб за допомогою твердої мітли. Видаляти снігову «шубу» механічним зіскоблюванням і ударами категорично забороняється.

Під час огляду, регулювання і ремонту діючого холодильного устаткування необхідно користуватися захисними окулярами і гумовими рукавичками. Якщо потрібно провести роботи з підтягування болтів фланцевих з'єднань, клапанів, штуцерів, заміну сальникової набивки, необхідно попередньо відкачати з ушкодженої ділянки хладон і відключити механізм чи трубопровід від іншої системи.

Для освітлення внутрішніх частин холодильних машин дозволяється застосовувати переносні лампи напругою не вище 12 В, а також кишенькові чи акумуляторні ліхтарі.

Балони з різними речовинами, що мають відповідний колір, написи, маркірування, зберігаються на суднах у роздільних добре вентильованих і захищених від вогню приміщеннях. Забороняється зберігати в одному місці балони з різними газами.

Поводитися з балонами слід обережно. Балони із запасами хладону повинні зберігатися у вогнестійких ізолюваних, добре вентильованих коморах з температурою повітря не вище 308 К (35 °С), їх необхідно надійно закріпити, щоб виключити можливість падіння чи зрушення. Порожні балони по можливості потрібно зберігати окремо від заповнених або добре ізолювати один від одного. Не можна балони струшувати чи кидати. Переносити їх необхідно вдвох на носилках, міцно закріпивши і навернувши на клапани сталеві ковпаки.

Забороняється визначати місця пропуску газів «по запаху», а також застосовувати сірчаний шнур для визначення місць витоку парів аміаку.

Роботи із застосуванням галоїдної лампи й електронного шукача течі допускається проводити під відповідальність старшого механіка. До початку робіт необхідно ретельно провентильовати приміщення і виконати вимоги правил пожежної безпеки при проведенні вогневих робіт на морських суднах.

Справність запобіжних клапанів апаратів і судин, що знаходяться під тиском, необхідно перевіряти продувкою не рідше одного разу на рік із складанням відповідного акта. Клапани повинні бути випробувані на встановлений для них тиск і опломбовані виготовлювачем або механіком.

З особливою обережністю необхідно заповнювати систему хладоном. Приєднувати до системи холодильної установки для її заповнення можна тільки ті балони, в яких міститься потрібний холодоагент. Помилкове приєднання до холодильної установки балона з киснем чи яким-небудь іншим горючим газом може привести до вибуху.

Не можна починати роботи з підзарядки системи фреоном до з'ясування й усунення причин його витоку. Заряджаючи холодильну установку хладоном, необхідно уважно стежити за тим, щоб штуцер балона був повернений у протилежний бік від людини.

З метою прискорення заповнення систем хладоном допускається підігрів балона теплою водою. Використання джерел відкритого вогню забороняється. Не дозволяється також підігрів балонів при відсмоктуванні залишків фреону. Під час роботи з фреоном необхідно надягати окуляри, а при роботах з розсолами — окуляри, гумові рукавички і фартухи. При роботі в охолоджених приміщеннях (рефрижераторних трюмах і камерах), щоб уникнути простудних захворювань, слід тепло одягатися.

Забороняється робота компресора з різкими змінами тиску хладону в картері, з несправними пристроями для повернення і регенерації масла, тиском масла вище норм, рекомендованих інструкціями з експлуатації, підвищеними зазорами між деталями, з несправною системою підігріву масла в картері компресора.

Щоб уникнути аварії, не дозволяється переповнювати систему хладоном і здійснювати роботу компресора на «волоному» режимі, що характеризується специфічним звуком, що «чавкає» при всмоктуванні, утворенням інею на компресорі, різким зниженням температури нагнітальної труби, гідравлічними ударами в компресорі. З появою ознак «вологого» ходу слід прикрити запірні всмоктувальні вентилі, регулювальний вентиль, а якщо стукіт продовжується — зупинити компресор.

Періодичний огляд і контроль устаткування холодильної установки здійснюється регулярно незалежно від появи несправностей. Порядок профілактичних оглядів і контролю викладений у суднових інструкціях.

Витік хладоагента з холодильної установки необхідно усувати негайно після її виявлення. Проводити ремонтно - профілактичні роботи, повністю або частково змінювати сальникову набивку, запірну арматуру допускається тільки після зниження тиску хладоагента в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення холодильної установки від основної магістралі.

Заповнення хладоагентом системи має виконуватися з боку низького тиску. При заповненні холодильної установки підігрівати балони забороняється.

Балони з хладоагентом повинні відповідати Правилам будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. Для приєднання балонів до холодильної установки необхідно використовувати мідні суцільнотягнені трубки або маслобензостійкі шланги тиском не менше 16 кг /см²

6.2.. Причини й джерела пожеж на судах

Пожежа на судні - одна з найнебезпечніших аварій. Це підтверджує статистика: пожежі становлять лише близько 5% усіх аварій, що відбуваються на морських судах, у той же час в 20 зі 100 зареєстрованих випадків загибелі суден відбувається саме від пожеж. Більшість фахівців вважають, що пожежі в 70% випадків виникають з вини особового складу екіпажа.

Пожежа в суднових умовах швидко поширюється й дуже важко локалізується, чому сприяють наступні фактори: наявність прихованих шляхів поширення по судну вогню й диму, що створюють неконтрольовані газові й повітряні потоки, які переносять теплоту по суднових приміщеннях; наявність великої кількості горючих матеріалів і металевих конструкцій, що нагріваються до високих температур; швидке поширення по суднових приміщеннях димових газів, які містять високотоксичні речовини, що ускладнює дії екіпажа по ліквідації пожежі;

імовірність вибухів у суднових ємностях, що зберігають займисті рідини й стиснені гази; елика кількість електроустаткування й електричних мереж, знеструмлення яких порушує роботу засобів пожежогасіння; обмежені можливості застосування водогасіння через небезпеку втрати остійності судна; захащеність суднових приміщень, що створює додаткові труднощі при гасінні пожежі.

Пожежа на судні швидко поширюється й часто приводить до важких наслідків. 20% пожеж закінчуються загибеллю судна або його повним конструктивним руйнуванням.

Основними причинами пожеж і вибухів на судах є:

порушення правил експлуатації технічних засобів судна, порушення правил забезпечення пожежо- і вибухобезпеки, конструктивні недоліки технічних засобів,

експлуатаційні пошкодження, самозаймання речовин і матеріалів при перебігу окисного процесу (самозаймання рибного борошна, вугілля, бавовни в стосах при влученні на них різних масел), самозаймання речовин і матеріалів при потраплянні горючої речовини на поверхні, нагріті вище температури займання цих речовин.

Екзотермічні реакції хімічних речовин охоплюють:

речовини, що самозаймаються від впливу на них повітря (рослинні олії й тваринні жири, нанесені тонким шаром на волокнисті й порошкоподібні матеріали; жовтий фосфор; цинковий і алюмінієвий пил; сажа; порошок ебоніту; кам'яне й буре вугілля тощо); речовини, що викликають горіння при взаємодії з водою (калій, натрій, рубідій, цезій, карбід кальцію, карбіди лужних металів, гідриди лужних і лужноземельних металів, фосфористі кальцій і натрій, негашене вапно тощо); речовин, здатні до самозаймання при підвищенні температури навколишнього повітря (50° С й вище) та в результаті зовнішнього нагрівання (плівки нітролаку, порох, рослинні напіввисохлі масла й виготовлені з них оливи, скипидар та ін.); речовини, що самозаймаються при їхньому змішуванні (газоподібні, рідкі й тверді окиснювачі); речовини, здатні розкладатися із займанням або вибухом при нагріванні, ударі, стисканні й тому подібних діях (вибухові речовини, селітра, перекиси, гідроперекиси, ацетилен та ін.); стислий кисень викликає самозаймання мінеральних масел, які не самозаймаються в кисні при нормальному тиску; ацетилен, водень, метан і етилен у суміші з хлором самозаймаються на денному світлі; папір, дрантя або вата, змочені в скипидарі, самозаймаються в хлорі; азотна кислота, розкладаючись, виділяє кисень, тому є сильним окиснювачем, здатним викликати самозаймання ряду речовин (льону, бавовни, тирси й стружки).

Порушення режимів роботи, правил експлуатації, а також аварії й поломки котлових, машинних (паротурбінних, газотурбінних, дизельних, компресорних та ін.) установок і обслуговуючих їх систем сприяють утворенню у відсіку (приміщенні) токсичних газів і пари, що створює пожежонебезпечну й вибухонебезпечну обстановку

Приклад 1. При вибуху котла відбувається миттєве випаровування нагрітої понад 100°C води, що перебуває під тиском. Це приводить до утворення величезної кількості пари (1 л. води — 1700 л. пари), що може викликати великі руйнування. Відомо, що 60 літрів води, що перебуває в котлі під тиском 0,5 МПа, еквівалентні при випаровуванні вибуху 1 кг порошу. Чим більше води в котлі й вище її параметри, тем небезпечніше вибух котла.

Приклад 2. Температура сальників маневрового пристрою може досягати 290°C , а фланця 400°C . Турбінне масло, що потрапило на такі поверхні, швидко випаровується й займається, тому що температура його спалаху становить 184°C , а нижня температурна межа займання 148°C .

Приклад 3. Для двигунів внутрішнього згоряння небезпечним є вибух масляних парів у картері, тому що він супроводжується викидом полум'я й горючих газів, що може спричинити пожежу в машинному відділенні.

Приклад 4. Розпечені продукти горіння, які утворюються при роботі котлів, двигунів внутрішнього згоряння й газових турбін мають температуру $600\text{--}1100^{\circ}\text{C}$. При наявності щілин, прогарів та інших нещільностей у топках, газовідводах і камерах згоряння продукти горіння, що виходять з них, є потужним джерелом займання.

Потрапляння палива або масел на колектори дизелів, деталі турбін і паропроводів пари високих параметрів є причинами виникнення пожежі.

Вибух у системах і механізмах високого тиску. Якщо в трубопроводі або механізмі високого тиску утворилася горюча суміш, то, незважаючи на холодні стінки ємності, її займання можливе в результаті адіабатичного стиску, при якому температура суміші різко підвищується, швидкість тепловиділення перевершує швидкість тепловідводу й виникає прогресивний саморозігрів — займання.

Таке займання (вибух) характерно для суднових компресорів і трубопроводів високого тиску при їх неправильній експлуатації. Горюча суміш у циліндрах компресорів і повітряних трубопроводах утворюється при потраплянні в них мастила. Утворення пари масла й продуктів його розкладання пов'язано з наявністю високих температур, що з'являються при адіабатичному стисканні повітря.

Найбільш сприятливі для вибуху умови створюються в нагнітальному трубопроводі компресора, де концентрація горючих речовин у повітрі є найбільшою. Найбільш вибухонебезпечними є ділянки трубопроводів від компресора до забірника повітря й сам забірник повітря (повітряна колонка-розподільник). Вибухи найчастіше відбуваються при роботі компресора на підвищених тисках, а також у момент їх зупинки, коли утворюються найбільш сприятливі умови для самозаймання масляних відкладань через зменшення тепловідведення при зниженні швидкості руху повітря.

При взаємному переміщенні розігрів залежить від стану поверхонь третіх тіл, якості їх мащення, тиску тіл одне на одне й умов відведення теплоти у навколишнє середовище. Основними причинами неприпустимого нагрівання тіл (підшипників та ін.) від тертя є погане мащення й порушення режиму охолодження.

6.3. Пожежна небезпека електроустаткування характеризується:

-іскрінням та електричною дугою; здатністю утворювати в момент короткого замикання розплавлені частки металу; здатністю кабелів і проводів в аварійних ситуаціях (при короткому замиканні, перевантаженнях) перегріватися до температури займання власної ізоляції з наступним займанням навколишніх горючих речовин; здатністю ізоляції поширювати полум'я при запалюванні від сторонніх джерел;

У середньому по всіх приміщеннях судна електроустаткування викликає близько 16% пожеж, в МКВ — до 70% пожеж. Важливо відзначити, що кабельні траси, що проходять по всіх відсіках і приміщеннях судна, сприяють поширенню пожежі між приміщеннями. Так, 75% з пожеж, що відбуваються, на судах припадає на пожежі, при яких горіли кабельні траси.

Іскріння й електрична дуга — найпоширеніші причини займання. Від електричної дуги займаються практично всі горючі речовини в результаті безпосередньої дії від її світлового випромінювання або від бризок розплавленого металу. Температура електричної дуги може становити 1500-4000° С. Електрична дуга виникає, як правило, при короткому замиканні, а також при роботі електрозварювальних апаратів.

Основною причиною короткого замикання в електроенергетичних системах суден є порушення ізоляції струмопровідних частин у процесі експлуатації через теплове старіння ізоляційних матеріалів, перенапруги мережі, механічні ушкодження і вплив агресивного навколишнього середовища.

Перевантаження електромережі виникає при підключенні до мережі споживачів, номінальний струм яких перевищує припустимий за умовами перегріву. Перевантаження приводить до нагрівання місць з'єднань кабелів і на контактах. Найбільш частою причиною перевантаження ділянок кабельної електричної мережі є включення позаштатних електронагрівальних приладів.

Теплове перевантаження електричних машин виникає через несправність захисної апаратури при неномінальних режимах, які можуть бути викликані несправністю насосів, компресорів, вентиляторів тощо.

Досить розповсюдженою причиною пожеж у житлових приміщеннях суден є займання від побутових електричних приладів і світильників. Температура спіралі відкритих нагрівальних приладів досягає 800° С, а поверхні закритих елементів — 550°С. Температура подошви праски може підвищуватися до 500° С.

При несправностях пускорегулюючої апаратури люмінесцентних ламп лампа може нагріватися до 200° С, а дросель — до 120° С.

Ще однією небезпекою пожежі є проведення газо- і електрозварювальних робіт на судні.

Під час експлуатації судна всі роботи, пов'язані із застосуванням відкритого вогню, можна виконувати тільки з письмового дозволу капітана за поданням старшого механіка й під його особистим керівництвом.

Роботи із застосуванням електро- і газозварювання повинні проводитися в спеціально обладнаних приміщеннях, схвалених пожежною інспекцією й класифікаційними суспільствами. До виконання робіт може допускатися тільки фахівець, що має кваліфікаційне свідчення (сертифікат) зварника.

Зварювальні роботи в суднових приміщеннях (відсіках, цистернах, котлах тощо) можна виконувати тільки у випадках крайньої необхідності за рішенням капітана з проведенням необхідної підготовки, що забезпечує їх безпеку (вилучити горючі матеріали, обладнати пожежний пост, виставити спостерігачів). Особливу небезпеку представляють роботи в закритих ємностях.

Категорично забороняються електрогазозварювальні роботи й користування відкритим вогнем: при бункеруваннях; під час перевантажувальних операцій з вогнонебезпечними вантажами; у приміщеннях, де можливо утворення вибухонебезпечних сумішей (аккумуляторні, ліхтарні, малярські, шкіперські, комори сухих продуктів), у місцях промивання деталей механізмів, розкритих поблизу цистерн для зберігання нафтопродуктів.

Потрапляння крапель металу на горючу поверхню або у вибухонебезпечну атмосферу може спричинити пожежу.

Найбільшу небезпеку являють собою легкі види палив — бензин, гас. Бензин має високу випаровуваність, що залежить від температури й площі розливу. Установлено, що в 1 м³ повітря насиченого парами бензину, що перебуває в резервуарі, при 20° С і атмосферному тиску міститься близько 1 кг бензину, що випарувався. З каністри ємністю 10 л за добу через відкриту пробку випаровується 1,5 кг бензину, з бочки ємністю 200 л — 6 кг. Для ємності в 250 л досить 11-15 г бензину для утворення вибухонебезпечної суміші. Температура полум'я бензину 1100-1300° С, максимальний тиск вибуху досягає 1 МПа.

Розряд статичної електрики може привести до вибуху суміші пари легкозаймистих рідин з повітрям, а також до займання й пожежі. Накопичується статична електрика при терті діелектриків між собою або діелектриків про метал. Іскри, що утворюються при розряді статичної електрики, здатні викликати займання горючої суміші газів, пари і пилу з повітрям.

При різниці потенціалів в 3 кВ іскровий розряд може запалити майже всі горючі гази, а при 5 кВ — більшу частину горючого пилу. Напруженість статичної електрики може досягати при випуску газів з балона 8-10 кВ; при розпиленні фарб — 10 кВ; при носінні білизни з шовку, штучних волокон, взуття на гумовій підшві — 7 кВ.

В умовах судна накопичення зарядів статистичної електрики має місце у випадках:

наливу діелектричної рідини в ємність падаючим струменем;

руху діелектричних рідин по металевих і пластмасових трубах і гумових шлангах;

наявності вільних поверхонь діелектричних рідин у ємностях;

при виході з малих отворів і сопел зріджених і стиснених газів;

при русі пилоповітряних сумішей у трубах вентиляції.

Недоброякісний ремонт двигунів, насосів і інших пожежонебезпечних механізмів може спричинити пожежу.

Необережне поводження з вогнем. Відкритий вогонь з'являється при палінні, використанні факелів і паяльних ламп, викиді полум'я з топок парових котлів, при роботі газо- і електрозварювальних апаратів тощо. Майже всі горючі речовини займаються від відкритого вогню, тому що температура при полум'яному горінні досить висока.

Наприклад: полум'я сірника має температуру 750-860° С, тліюча цигарка 700-750° С, полум'я бензинової запальнички 1200-1300° С.

На судах зберігається велика кількість горючих рідин: паливо для головних і допоміжних дизелів, мастильні матеріали; спирт, бензин і гас для технічних цілей; лакофарбові матеріали й розчинники. Широко застосовувані в сучасних дизелях важкі палива вимагають багатоступінчастого підігріву, що сприяє випаровуванню легких фракцій. Значну частину горючих рідин зберігають у спеціально обладнаних цистернах, деякі види зберігають у переносних ємностях — бочках, бідонах, банках. При нагріванні від джерела теплоти горючі рідини можуть займатися, а за певних умов — стати причиною вибуху.

Займисті рідини з температурою спалаху нижче 43° С повинні зберігатися у вентильованих коморах у спеціально обладнаних цистернах або металевих банках із щільними кришками.

Недотримання протипожежного режиму в машинних приміщеннях. Із усіх суднових пожеж 25% припадають на машинні приміщення. У перші ж хвилини пожежі створюється сильне задимлення й розвивається висока температура, піднімаються розпечені гази — усе це перекриває багато дверей і трапів у машинному приміщенні й створює значні труднощі в ліквідації пожежі.

РОЗДІЛ 7. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

7.1.Захист робітників та службовців у разі надзвичайних ситуацій.

Надзвичайні ситуації ,стихійні лиха, промислові аварії і катастрофи на транспорті, екологічні наслідки антропогенного впливу на біосферу, застосування противником у разі військових дій різних видів зброї, створюють ситуації, небезпечні для життя і здоров'я населення. Серед захисних заходів цивільної оборони, здійснюваних завчасно, особливо важливе місце займає організація сповіщення органів цивільної оборони, формувань і жителів про загрозу і про застосування ним ядерної, хімічної, бактеріологічної (біологічної) зброї і інших сучасних засобів нападу. Особливе значення набуває оповіщення у разі раптового нападу супротивника, коли реальний час для попередження мешканців ІЖД буде вкрай обмеженим і обчислюватися хвилинами. Тому захист мешканців ІЖД від зброї масового ураження навіть при наявності достатньої кількості притулків і укриттів буде залежати від добре організованої системи оповіщення, організація якої покладається на штаби цивільної оборони [2].

З метою своєчасного попередження мешканців ІЖД про виникнення безпосередньої небезпеки застосування супротивником ядерної, хімічної, бактеріологічної (біологічної) або іншої зброї і необхідності застосування заходів захисту встановлені наступні сигнали оповіщення цивільної оборони: «Повітряна тривога» «Відбій повітряної тривоги»; «Радіаційна небезпека»; «Хімічна тривога». Усі сигнали передаються по каналах зв'язку і радіотрансляційних мереж, а також через місцеві радіомовні станції.

Сигнал «Повітряна тривога» подається для всього населення. Він попереджає про безпосередню небезпеку ураження супротивником даного міста (району). Одночасно з цим сигнал дублюється звуком сирен, гудками заводів і транспортних засобів. Тривалість сигналу 2-3 хвилини. За цим сигналом об'єкти припиняють роботу, транспорт зупиняється, і всі жителі переходять у захисних спорудах.

Сигнал «Повітряна тривога» може застати людей в будь-якому місці і в найнесподіваніший час. У всіх випадках слід діяти швидко, але спокійно, впевнено і без паніки. Суворе дотримання правил поведінки по цьому сигналу значно скорочують втрати людей.

Сигнал «Радіаційна небезпека» подається в населених пунктах і районах, у напрямку до яких рухається радіоактивна хмара, що утворилася при вибуху ядерного боєприпасу. За сигналом «Радіаційна небезпека» необхідно надіти респіратор, тканинну маску або ватно-марлеву пов'язку, а при їх відсутності - протигаз, взяти підготовлений запас продуктів, індивідуальні засоби медичного захисту, предмети першої необхідності і піти в притулок, протирадіаційне або найпростіше укриття.

Сигнал «Хімічна тривога» подається при загрозі або безпосередньому виявленні хімічного або бактеріологічного нападу (зараження). За цим сигналом необхідно швидко надіти протигаз, а в разі необхідності - і засоби захисту шкіри і при першій же можливості сховатися в захисній споруді. Якщо захисної споруди поблизу не виявиться, то від ураження аерозолями отруйних речовин і бактеріальних засобів потрібно залишатися в приміщенні з добре закритими вікнами і дверима. І чекати подальших розпоряджень органів ГО.

При аварії на АЕС. Жителям слід знаходитися в житлових будинках. Провести герметизацію приміщень і підготуватися до евакуації. Ід час повені. Жителям даного району слід зібрати необхідні речі, продукти харчування на 3 дня, воду, відключити газ і електроенергію і зібратися в певному приміщенні району для реєстрації на збірному евакопункті і відправки в безпечні райони.

Приблизно такі ж повідомлення будуть передані у разі загрози інших аварій, катастроф і стихійних лих.

При виникненні загрози нападу противника місцевими органами влади і штабами ГО за допомогою засобів масової інформації передаються населенню постанови або розпорядження про порядок дій. З цього часу радіоточки, телевізори повинні бути постійно включені для прийому нових повідомлень. У найкоротші терміни населення повинне вжити необхідних заходів захисту і включитися у виконання заходів, що проводяться ГО. Дуже важливо відразу уточнити місце найближчого притулку (укриттів) і шляху підходу до нього. Якщо поблизу немає захисних споруд, потрібно негайно приступити до будівництва найпростішого укриття або пристосування заглиблених приміщень (навіть 1-го поверху кам'яної будівлі) під ЯРУ [2]. У цій роботі активну участь повинні також прийняти учні старшокласники.

Необхідно привести готовність засоби індивідуального захисту, пристосувати підручні засоби, дістати домашню аптечку.

У житлових приміщеннях слід провести герметизацію вікон, дверей, протипожежні заходи; вжити заходів до запобіжних продуктів харчування, води від можливого зараження (забруднення). Необхідно підготувати все найнеобхідніше на випадок евакуації.

При знаходженні в зоні радіоактивного зараження (забруднення) необхідно строго виконувати режим радіаційного захисту, установлюваний штабом ЦО в залежності від ступеня зараження (забруднення) району. Якщо з якої-небудь причини не надійде повідомлення ГО, деякий час можна керуватися наступним.

У зоні помірного зараження населення знаходиться в укритті, як правило, кілька годин, після чого воно може перейти в звичайний приміщення. З будинку можна виходити в першу добу не більше ніж на 4 год.

У зоні сильного зараження люди повинні бути в притулках (укриттях) до трьох діб, при крайній необхідності можна виходити на 3-4 год на добу. При цьому необхідно надягати засоби захисту органів дихання та шкіри.

У зоні небезпечного зараження люди повинні бути в укриттях і притулках троє діб і більше, після чого можна перейти в житлове приміщення і знаходитися в ньому не менше чотирьох діб. Виходити з приміщення на вулицю можна тільки на короткий термін (не більше ніж на 4 год на добу).

У зоні надзвичайно небезпечного зараження перебування населення можливо тільки в захисних спорудах з коефіцієнтом ослаблення дози опромінення близько 1000.

У всіх випадках при знаходженні поза укриття і будинків застосовуються засоби індивідуального захисту. В якості профілактичного засобу, що зменшує шкідливий вплив радіоактивного опромінення, використовуються радіозахисні таблетки з комплекту АІ.

Режим радіаційного захисту - це порядок дій мешканців ІЖД, застосування засобів і способів захисту в зонах радіоактивного зараження (в результаті ядерного вибуху), що передбачає максимальне зменшення можливих доз опромінення.

Режим радіаційного захисту № 1 застосовується в населених пунктах в основному з дерев'яними спорудами, що забезпечують ослаблення радіації в 2 рази, і ПРУ, що послаблюють радіацію в 50 разів (перекриті щілини, підвали).

Режим радіаційного захисту № 2 передбачається для населених пунктів з кам'яними одноповерховими спорудами, що забезпечують ослаблення радіації в 10 разів, і ПРУ, що послаблюють радіацію в 50 разів. Режим радіаційного захисту № 3 розроблено для населених пунктів з багатоповерховими кам'яними будівлями, що забезпечують ослаблення радіації в 20-30 разів, і ПРУ, що послаблюють радіацію в 200-400 разів (підвали багатоповерхових будинків).

Кожен режим радіаційного захисту визначає час, протягом якого необхідно постійно знаходитися в ПРУ (1 етап), потім по черзі в ПРУ і удома (2 етап) і, нарешті, переважно вдома з короткочасним виходом на вулицю по невідкладних справах в цілому не більше ніж на 1 год (3 етап).

У районах сильного радіоактивного забруднення в результаті аварії на АЕС населення повинно бути евакуйовано в максимально короткі терміни. Мешканці прилеглих районів, де потужність дози випромінювання не перевищує 5 мР / год (так званих районів суворого контролю), повинні виконувати гігієнічні вимоги, зокрема, щодня проводити вологе прибирання ІЖД, як можна частіше мити руки з милом, дотримувати правил зберігання продуктів харчування і води (ці правила життєдіяльності розроблені штабами ГО і органами охорони здоров'я). Цими ж органами проводиться повна профілактика населення.

У зоні хімічного зараження слід знаходитися в сховищі (укритті) до отримання розпорядження про вихід з нього. Виходити з притулку (укриття) необхідно в надітих засобах захисту органів дихання.

Напрямок виходу із зони зараження позначається вказівними знаками, при їх відсутності треба виходити убік, перпендикулярну напрямку вітру. У зоні зараження не можна брати що-небудь із зараженою місцевості, сідати і лягати на землю.

Навіть при сильній втомі не можна знімати засоби індивідуального захисту. Якщо краплі ОВ, ДЯВ потрапили на відкриті ділянки тіла або одяг треба негайно провести їх обробку за допомогою ІПП.

Після виходу за межі зони зараження знімати засоби індивідуального захисту, і особливо протигаз, без дозволу не можна тому, що поверхня одягу, взуття та засобів захисту може бути заражена ОВ. Отримав ураження необхідно негайно надати першу медичну допомогу: ввести протиотруту (антидот) обробити відкриті ділянки тіла за допомогою вмісту ІПП. після чого доставити їх на медичний пункт.

Все, що вийшло з зони зараження обов'язково проходять повну санітарну обробку та дегазацію одягу на спеціальних обмивочних пунктах.

В осередку бактеріологічного ураження для запобігання розповсюдження інфекційних захворювань може бути введений спеціальний режим - карантин або обсервація.

Населення, що знаходиться в осередку бактеріологічного ураження, повинне строго дотримувати вимоги медичної служби цивільної оборони, особливо режим харчування. У їжу дозволяється вживати тільки ті продукти, які зберігалися в холодильниках або в закритій тарі. Крім того, як їжу, так і воду для шиття слід обов'язково піддавати термічній обробці.

Велике значення в цих умовах набуває постійне містять в чистоті ІЖД, дворів, місць загального користування. Необхідно ретельно виконувати вимоги особистої гігієни: щотижня митися, міняти натільну і постільну білизну, дотримувати чистоту рук, волосся і т. п.

У всіх випадках, перебуваючи у вогнищі бактеріологічного ураження, населення зобов'язане виявляти спокій і дисциплінованість, суворо виконувати

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

- 1.Проведений дослідження та аналіз суднових енергетичних установок та допоміжних систем СЕУ з розподіленням енергетичних потоків та традиційних способів утилізації теплоти у тому числі і за допомогою тепло використовуючи холодильних машин.
- 2.Застосування теплових насосів в суднових енергетичних системах, у тому числі, і при утилізації теплоти стиснення в системах стислого повітря обумовлює ефективний спосіб утилізації низько потенційної теплоти та підвищення загальної енергетичної ефективності СЕУ .
3. Виконано розрахунок двохступеневого компресорного процесу суднової системи стислого повітря з визначенням енергетичного навантаження на обладнання.
- 4.Проведені теплотехнічні розрахунки циклу теплового насосу в системі утилізації теплоти стиснення повітря з виробництвом насиченої водяної пари з тиском $P = 0,3$ МПА
- 5.Аналіз показників енергоефективності судна показують, що застосування утилізації теплоти дозволяє відмовитись від використання допоміжного котла на ходовому режимі і тим самим підвищити конструктивний коефіцієнт енергоефективності на 3 %
- 6.Ефективна та надійна експлуатація суднових енергетичних систем можлива тільки при умові дотримання основних правил технічної експлуатації енергетичного обладнання та правил безпеки життєдіяльності і цивільної оборони

СПИСОК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. - Миколаїв: УДМТУ, 2002. - 356 с.
2. Андрєєв А.А., Калініченко І.В., Екологічна та енергетична доцільність утилізації низькопотенційної теплоти на судах за допомогою теплового насоса: зб. Науковий вісник ХДМІ - Харків, 2009. - № 1, с.174 - 183
3. Возницький І.В. Сучасні малооборотні двотактні двигуни. / І.В. Возницький-СПб.: КСІ, 2006. - 122 с.
4. Голіков А.А., Занько О.І., Логішев І.В. Технологія використання газоподібних робочих тіл у судових енергетичних установках та пристроях. Одеса, 2008, стор. 128
5. Захаров Ю.В. Перспективні напрямки утилізації низькопотенційної теплоти вторинних енергоресурсів судових дизельних установок, - Збірник праць ПКУ, 2006, №4 (409)
6. Загоруйко В.О., Голіков О.О. Суднова холодильна техніка. –Київ: Наукова думка, 2002. –516 с.
7. Маслов В.В. Утилізація теплоти судових дизелів Транспорт, 1990, 144с.
8. Мілованов В.І, Ярошенко В.М. Бондаренко Г.О. Технологія використання стиснених газів. Одеса, 2015 р., стор. 469
9. Міщенко О.В. Термодинамічна оцінка засобів утилізації тепла сиснення компресорних установок. Вісник Сум.ДУ. Серія "Технічні науки", №2, 2009.
10. Колегаєв М.А., Іванов Б.М., Басанець Н.Г. Безпека життєдіяльності та виживання на морі: навчальний посібник. - Одеса: ОНМА, 2008. - 416 с.
11. Половинка Е.М., Табулінський І.М., Бурлаченко О.В. Ефективність судової енергетичної установки. - Методичний посібник. - ОНМА: каф. СЕУ.- Одеса, 2014.-24 с.
12. Половинка Е.М., Табулінський І.М. Показники ефективності судових енергетичних установок за кількістю продуктів згоряння питомих викидів CO₂). - Методичний посібник. - ОНМА: каф. СЕУ.- Одеса, 2014.-24.
13. Теплові та конструктивні розрахунки холодильних машин: Навч. посібник для вузів. Є.М.Бамбушек, Н.Н.Бухарін, О.Д.Герасимов та ін; – Л.: Машинобудування, 1987. – 423 с.
14. Харін В.М., Скоморохов В.І. Суднові повітряні компресори, Фенікс, Одеса, 2003, стор.
15. Фомін Ю.А. Суднові двигуни внутрішнього згоряння - М.: Машбуд, 1990
16. Янтовський Є.І., Левін Л.А. Промислові теплові насоси. - М.: Вища школа, 1989. - 128 с.
17. Терновський В. Б. Методичні вказівки щодо виконання розділу БКА ОБОРОНА НА СУДНІ», ОНМА, 2015, стор.
18. МАРПОЛ 73/78 / Зареєстрований в INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION 4 Albert Embankment London SE1 7SR / Завантажено в Великобританії до Clays Ltd. Bungay, Suffolk ISBN / 2006. - 413 p.