

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГОЛОВНОГО МАЛООБЕРТОВОГО
ДВИГУНА КОНТЕЙНЕРОВОЗА ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА
ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

Здобувач освіти

Раміл ГАСАНОВ

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Гасанов Раміл Камран огли

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи	Підвищення ефективності головного малообертового двигуна контейнеровоза шляхом утилізації тепла вторинних енергоресурсів
----------------	--

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун – MAN B&W 5S50MC, паливо – важке,
потужність двигуна – 7200 кВт, частота обертання колінчастого валу – 127 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Застосування двигуна MAN B&W 5S50MC на контейнеровозі «BBC RHEIDERLAND»; Аналіз напрямків використання вторинних енергоресурсів суднових двигунів; Вдосконалення двигуна MAN B&W 5S50MC шляхом використання утилізації тепла з використанням низькокиплячих робочих тіл; Економічна оцінка модернізації двигуна; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальний вигляд контейнеровоза «BBC RHEIDERLAND»; Поперечний розріз
двигуна MAN B&W 5S50MC; Схема системи утилізації; Компоновка утилізаційної
установки; Теплові діаграми двигуна

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення креслень		

Здобувач освіти

Керівник роботи

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

Раміл ГАСАНОВ

(прізвище та ініціали)

Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати дослідження ефективності утилізації тепла головного двигуна судна для вироблення додаткової механічної енергії шляхом використання в утилізаційній установці робочого тіла фреон R245fa. Виконано економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 82 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: вторинні енергоресурси, утилізація, низькокипляче робоче тіло, фреон.

The qualification work presents the results of a study of the efficiency of heat utilization of the ship's main engine to generate additional mechanical energy by using R245fa freon in the utilization unit of the working fluid. An economic justification for the introduction of the modernized engine was performed. Measures to ensure labor protection are presented.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 82 pages of explanatory note. 10 sources are used. The graphic part is presented on 5 drawings of format A1.

Key words: recovery of waste energy resources, utilization, low-boiling working fluid, freon.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Застосування двигуна MAN B&W 5S50MC на контейнеровозі «BBC RHEIDERLAND».....	5
Розділ 2. Аналіз напрямків використання вторинних енергоресурсів суднових двигунів	13
Розділ 3. Вдосконалення двигуна MAN B&W 5S50MC шляхом використання утилізації тепла з використанням низькокиплячих робочих тіл	35
3.1 Розрахунок робочого циклу двигуна MAN B&W 5S50MC.....	35
3.2 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	45
3.3 Схеми утилізації тепла з використанням низькокиплячих робочих тіл...	47
3.4 Характеристики низькокиплячих речовин.....	50
3.5 Розробка фреонової турбокотельної установки.....	56
Розділ 4. Економічна оцінка модернізації двигуна.....	65
Розділ 5. Забезпечення вимог охорони праці.....	69
Висновки.....	76
Список використаної літератури.....	77
Додаток А. Загальний вигляд контейнеровоза «BBC RHEIDERLAND».....	78
Додаток Б. Поперечний розріз двигуна MAN B&W 5S50MC.....	79
Додаток В. Схема системи утилізації.....	80
Додаток Г. Компоновка утилізаційної установки	81
Додаток Д. Теплові діаграми двигуна	82

ВСТУП

Двигуни компанії MAN B&W відомі своєю надійністю, довговічністю та економічністю у використанні. Їх еволюція та адаптація до ринкових вимог підтверджують їх важливість у сучасному суднобудуванні. Досягнення ККД на рівні 51% для сучасних малообертових двигунів вражає, особливо з урахуванням їхньої спрямованості на морський флот. Ефективне використання вторинних енергоресурсів, таких як вихлопні гази, надувочне повітря, охолоджуюча вода та масло, для утилізації тепла — це важливий крок у покращенні їхньої продуктивності та паливної ефективності. Однак, низький температурний потенціал цих вторинних енергоресурсів ускладнює їхнє використання. Це викликає потребу у подальшому дослідженні та розвитку технологій утилізації тепла для забезпечення ще більшої ефективності та енергозбереження. Розвиток нових технологій у цьому напрямку дозволить ефективніше використовувати теплову потужність цих вторинних енергоресурсів і підвищить загальну продуктивність суднових енергетичних установок.

Мета даної роботи — розробити умови по поліпшенню ефективності головного двигуна танкера шляхом утилізації вторинних енергоресурсів.

Задачі що вирішуються у роботі:

1. Проведення аналізу напрямків утилізації вторинних енергоресурсів.
2. Розробка системи утилізації.
3. Аналіз технічних рекомендацій, запропонованих рішень та заходів щодо безпеки при виконанні ремонту механізмів в машинному відділенні.

Об'єктом дослідження є система утилізації двигуна.

Предметом дослідження є параметри системи утилізації двигуна.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА MAN B&W 5S50MC НА
КОНТЕЙНЕРОВОЗІ «BBC RHEIDERLAND»

Опис судна

Контейнеровоз «BBC RHEIDERLAND» (IMO 9202041), який розглядається у кваліфікаційній роботі, призначений для перевезення вантажів, заздалегідь упакованих в спеціальні великовантажні ящики – контейнери. Ходить під прапором Ліберії. Порт приписки – Monrovia.

Побудовано судно в Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG, належить компанії Briese Schiffahrts GmbH & Co. Позивний судна – A8CP8.

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	153,20
Довжина між перпендикулярами, м	145,75
Ширина найбільша, м	23,60
Висота до головної палуби, м	13,50
Осадка, м	9,75
Дедвейт, т	20144
Валова місткість, т	13066
Кількість 20 фунт. контейнерів, шт	1302
Швидкість судна, вуз	16,6

Опис енергетичної установки

На судні в якості головного встановлено малообертовий дизельний двигун 5ДКРН 50/200 (MAN B&W 5S50MC), діаметр циліндра 500 мм і хід поршня 2000 мм [1]. Потужність – 7200 кВт, частота обертання – 127 хв⁻¹.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Допоміжна енергетична установка:

- три допоміжних двигуна MAN B&W Høleby/Siemens потужністю 910 кВт кожний;
- аварійний дизель-генератора Valmet/Stamford потужністю 120 кВт.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «BBC RHEIDERLAND»

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Опис конструкції головного двигуна MAN B&W 5S50MC

Двигун MAN B&W 5S50MC (рис. 1.2) є малообертовим дизельним двотактним двигуном з 5 циліндрами.

Фундаментна рама та головний підшипник. Фундаментна рама з упорним підшипником у кормовій частині двигуна має значення для стабільності та правильного розміщення двигуна на судні. Вона складається з високих зварних поздовжніх та поперечних балок з несучими опорами з литої сталі, що забезпечує міцність і надійність конструкції. Рамові підшипники, зроблені з тонкостінних сталевих вкладишів, облицьованих білим металом, є важливими для підтримки та забезпечення оптимального обертання колінчастого вала. Можливість регулювання нижнього вкладишу за допомогою спеціальних інструментів разом із гідравлічними засобами для підняття колінчастого вала є важливою функцією для обслуговування та ремонту. Утримання вкладишів кришкою підшипника забезпечує стабільність їхнього розміщення та захист від зовнішніх впливів. Всі ці елементи разом з пружними притискними болтами та гідравлічними затискними пристроями гарантують правильне функціонування та довговічність головного підшипника і фундаментної рами.

Картер двигуна. Зварний картер відіграє важливу роль у збереженні та захисті робочих елементів двигуна.

Запобіжні клапани на боці випуску для кожного циліндра важливі для безпеки та регулювання вихлопних газів. Вони можуть контролювати тиск або відводити надлишковий тиск, щоб уникнути можливих ускладнень або пошкоджень. Великі відкидні люки на боці маневрування для кожного циліндра можуть служити для швидкого доступу для обслуговування, ремонту чи заміни певних компонентів двигуна.

Напрямні крейцкопфа, приварені до картера, можуть бути використані для монтажу або підтримки певних деталей чи систем в місцях, де це необхідно.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

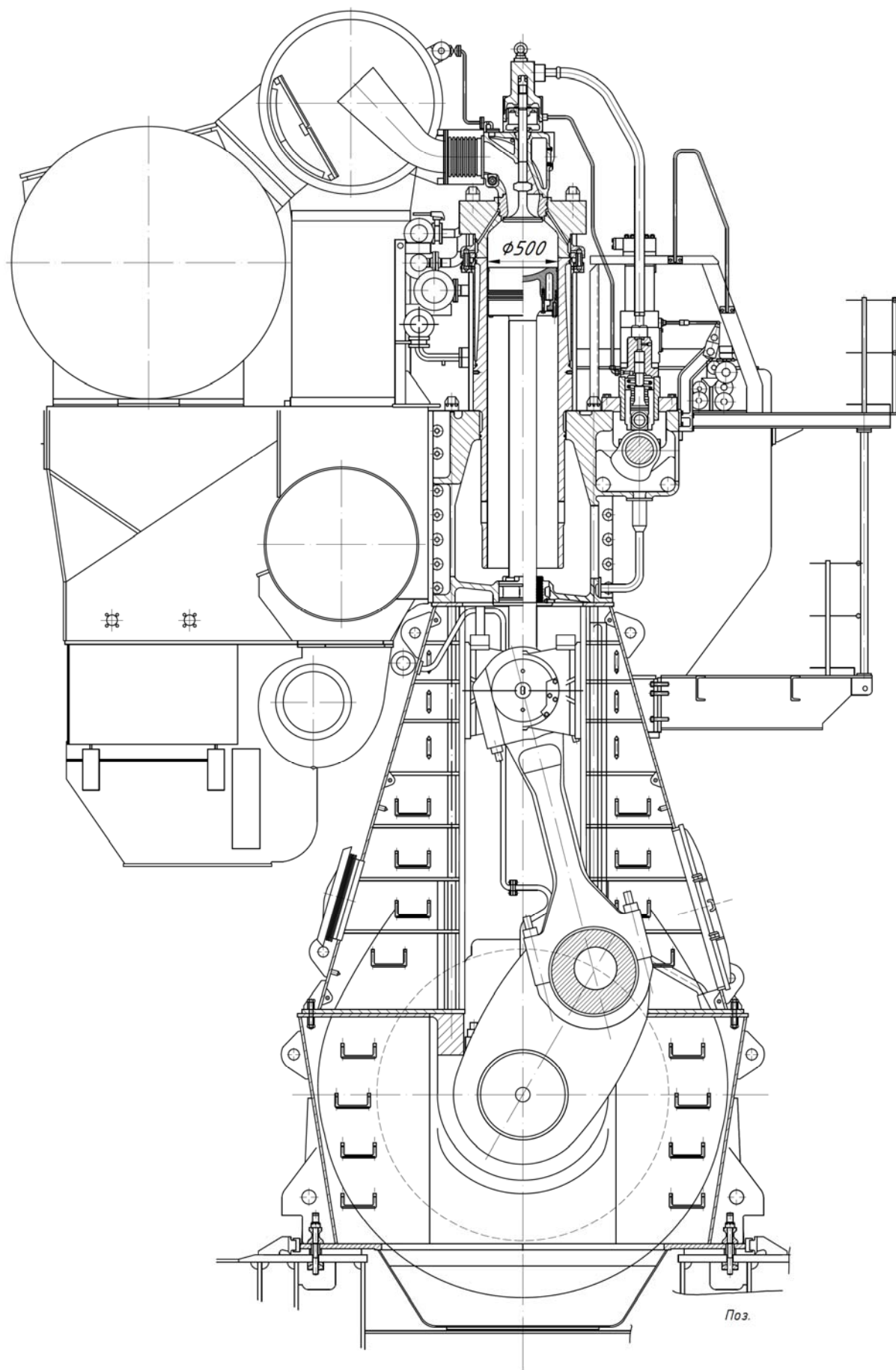


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна MAN 7S60MC-C

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Блок циліндрів і сальник штоку. Блок циліндрів, який відлитий і забезпечений кришками для доступу, є ключовою частиною двигуна. Кришки надають можливість доступу для очищення простору продувочного повітря, перевірки продувних отворів і поршневих кілець, що спрощує обслуговування та потрібні перевірки. Простір для продувочного повітря, утворений разом з втулкою, виконує важливу функцію в роботі двигуна, забезпечуючи необхідну циркуляцію повітря для ефективного горіння палива. Патрубки для впуску охолоджуючого масла поршня гарантують правильне охолодження поршнів, що важливо для підтримки їхньої роботи в оптимальних умовах. Сальник поршневого штока в нижній частині корпусу циліндра з кільцями ущільнювачів для продувочного повітря та кільцями для знімання мастила є важливим елементом для утримання мастила від потрапляння в простір для продувочного повітря.

Втулка циліндра виготовлена з легованого чавуну, що забезпечує необхідну міцність та стійкість до тертя. Вона підвішена в блоці циліндра за допомогою низько розташованого фланця, що може служити для забезпечення стійкого розміщення втулки в межах циліндра. Верхня частина втулки циліндра обладнана сорочкою охолодження, що може бути важливим для регулювання температури в циліндрі та витрати тепла під час роботи двигуна. Продувні отвори та просвердлені отвори для мастила циліндра у втулці циліндра відіграють важливу роль у забезпеченні потрібної циркуляції повітря та мастила в системі. Це може бути необхідним для ефективної роботи поршня та уникнення тертя або зносу.

Кришка циліндрів, зроблена з кованої сталі, має велике значення для правильної роботи та охолодження циліндра. Отвори для охолоджуючої води дозволяють подавати та відводити воду для регулювання температури у циліндрі. Центральний отвір для випускного клапана та інші отвори для різноманітних клапанів та форсунок є ключовими для правильного контролю над процесом роботи двигуна. Це важливо для забезпечення оптимального

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

впливу на горіння палива та роботу двигуна. Метод кріплення кришок циліндрів за допомогою шпильок, гаек та гідравлічних домкратів є значущим з точки зору надійності та герметичності. Він забезпечує стійке кріплення, що необхідно для уникнення витоків та забезпечення правильної роботи двигуна.

Колінчастий вал, виготовлений з кованої або литої сталі, є серцевиною механізму, який перетворює вертикальний рух поршнів у круговий рух. Для двигунів з більшою кількістю циліндрів, колінчастий вал може складатися з двох частин для забезпечення оптимального дизайну та роботи системи. На задньому кінці такого вала зазвичай розміщують комірць для упорного підшипника, який допомагає утримувати вал на місці і забезпечує його правильне функціонування. Також на задньому кінці можуть бути фланці для різноманітних цілей, таких як установка шестерні для приводу гідравлічного джерела живлення (якщо воно встановлене на двигуні), фланець для повороту колеса чи для стяжних болтів до проміжного валу. Ці функціональні частини є важливими для взаємодії з іншими системами чи компонентами, що допомагає у правильному функціонуванні та використанні потужності двигуна.

Шатун, виготовлений з кованої або литої сталі, має значення для стійкості та міцності внутрішнього механізму. Кришки підшипників кріпляться до шатуна шпильками і гайками, які затягуються гідравлічними домкратами, що забезпечує правильне кріплення та герметичність. Підшипник крейцкопфа складається з набору сталевих тонкостінних вкладишів, облицьованих несучим металом, а кришка підшипника має спеціальний виріз для штока поршня. Це дозволяє підтримувати правильне положення поршня та забезпечити його стабільну роботу у внутрішньому механізмі двигуна. Шатунний підшипник також має тонкостінні сталеві вкладиші, облицьовані підшипниковим металом, для забезпечення стійкості та ефективного контакту із валом. Подача мастила по каналах крейцкопфа і шатуна важлива для змащення та зменшення тертя в цих деталях, що допомагає в подовженні

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

терміну служби шатуна та підшипників, а також забезпечує їх правильну роботу у важливих умовах внутрішнього механізму двигуна.

Поршень являє собою важливу частину внутрішнього механізму двигуна, відповідальну за перетворення енергії горіння палива у рух та потужність. Головка поршня виготовлена з жароміцної сталі, що забезпечує високу міцність та термічну стійкість, необхідну для роботи в умовах високих температур. Кільце для очищення поршня, розташоване у верхній частині втулки циліндра, відіграє важливу роль у збиранні надлишків золи та нагару, що можуть утворюватися під час роботи двигуна. Це допомагає уникнути пошкоджень та забруднення у внутрішній частині циліндра. Чотири кільцеві канавки на поршні мають тверде хромове покриття як на верхній, так і на нижній поверхні, що забезпечує зменшення тертя та зносу під час руху поршня в циліндрі. Алюмінієве покриття на зовнішній поверхні кільцевих канавок може служити для поліпшення додаткових властивостей поршня, таких як стійкість до корозії чи зменшення маси поршня для оптимізації роботи двигуна.

Шток поршня є важливою складовою частиною поршневої системи двигуна, яка забезпечує правильну роботу поршня та зв'язок з іншими компонентами. Виготовлений з кованої сталі, шток поршня має високу міцність та стійкість, що дозволяє йому витримувати високі тиски та температури в робочому середовищі двигуна. Загартування робочої поверхні сальника є важливим для забезпечення стійкості та довговічності цієї деталі. З'єднання штоку поршня з крейцкопфом чотирма болтами є важливим для стабільності та правильного положення поршня під час роботи двигуна. Центральний отвір у штоку поршня, спільно з трубкою для охолоджуючого масла, відіграє важливу роль у забезпеченні охолодження та змащення поршня, що допомагає знизити тертя та забезпечити його оптимальну роботу в циліндрі.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крейцкопф, виготовлений з кованої сталі, є важливою частиною системи шатунно-поршневої групи двигуна. Направляючі башмаки з литої сталі, облицьовані білим металом на робочій поверхні, є складовими підшипників крейцкопфа.

Ці направляючі башмаки, спільно з підшипниками, мають низький коефіцієнт тертя, що важливо для забезпечення мінімального опору та зниження тертя під час руху шатуна. Підшипники крейцкопфа, конструкція з широкою колодкою, забезпечують стабільну та надійну опору для шатуна.

Телескопічна труба для входу мастила і труба для виходу мастила встановлені на направляючих башмаках, що є важливим для подачі та відведення мастила у відповідні точки системи, що забезпечує правильне змащення та збереження відповідних деталей внутрішнього механізму.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

Використання вторинних енергоресурсів в системах теплопостачання

Забезпечення парою або гарячою водою господарсько-побутових та інших споживачів на судах проводиться системами теплопостачання, що складаються з джерел теплової енергії, трубопроводів і різних апаратів. Джерелами тепла на судах в ходовому режимі є утилізаційні котли, що працюють на випускних газах. Якщо їх продуктивність недостатня, підключають допоміжні котли, що працюють на рідкому паливі. На суховантажних судах при використанні тепла випускних газів тільки в системах теплопостачання, теплові схеми утилізації зазвичай виходять надмірними. Те ж саме має місце і на танкерах при використанні пари тільки на загальносуднові потреби.

До утилізаційної установки, обслуговуючої систему теплопостачання, входить наступне основне обладнання: утилізаційні котли; газоповітряні підігрівачі; водяні економайзери; глушники та газоперепускні клапани при регулюванні котлів з газової сторони; обладнання і трубопроводи для живлення котлів водою з використанням конденсату із системи витрати пари; сепаратори пари; прилади автоматики, обслуговуючі систему утилізації.

Поєднання тих чи інших утилізаційних апаратів визначає схема установки. Утилізаційні установки, що застосовуються на судах, розрізняють по робочому тілу (пара, вода, повітря), за параметрами робочого тіла, по типу застосовуваних утилізаційних котлів і за способом регулювання їх продуктивності, щодо компоновання обладнання.

Утилізаційні установки суден внутрішнього плавання відрізняються від установок морських суден меншими розмірами, а також умовами

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

експлуатації: частою зміною режимів роботи головних двигунів внаслідок змін швидкості судна, різкими коливаннями кількостей споживаної пари і гарячої води.

На рисунку 2.1 наведена схема теплопостачання річкового дизельного судна з водяним теплоносієм. Циркуляційні насоси 6 та 10 подають воду в утилізаційні котли 2, де вона нагрівається до температури 70-80 °С. Гаряча вода з котлів через розподільну батарею 3 прямує до споживачів: нагрівачам водяного опалення 7, підігрівників води 5, підігрівників повітря 4, підігрівників палива і масла. Від споживачів вода надходить в збірний бак 9, звідки насосами знову подається в котли. Витоки води з системи компенсуються за допомогою гідрофора. На стоянці замість утилізаційних працюють допоміжні котли 8.

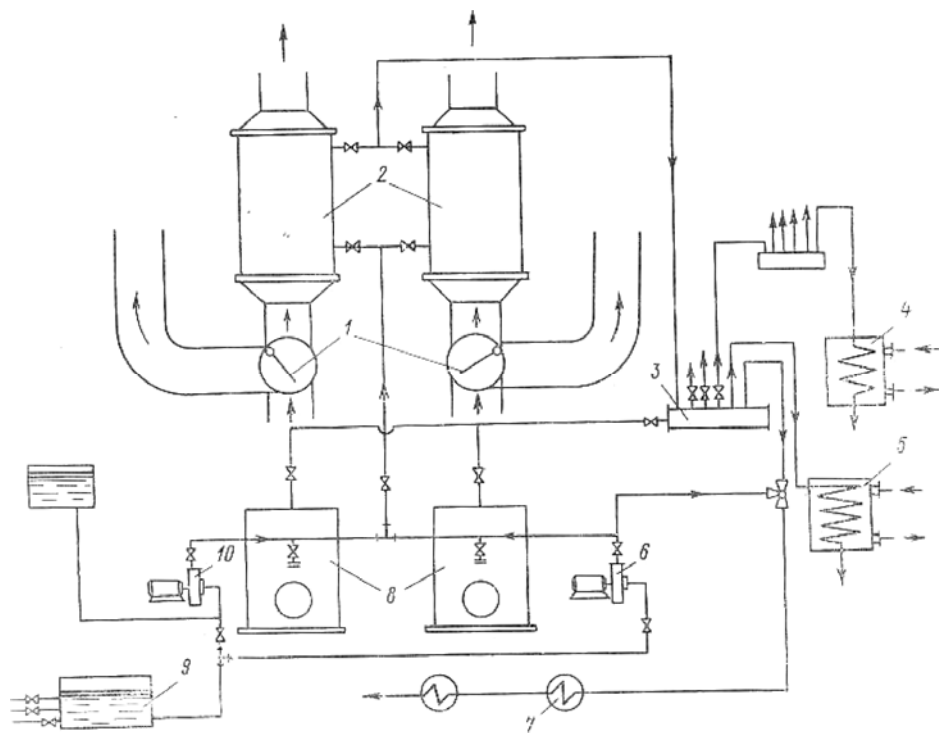


Рисунок 2.1 – Схема утилізаційної установки з водяним теплоносієм

У наведеній схемі регулювання теплопродуктивності утилізаційних котлів здійснюється з газової сторони за допомогою встановлених перед ними газових заслінок 1. Цей спосіб регулювання зазвичай застосовується там, де

передбачається використання пари або гарячої води тільки на господарсько-побутові потреби судна, тобто коли продуктивність і розміри котлів невеликі.

На морських судах, де пар утилізаційних котлів використовується не тільки на побутові потреби, але і на турбогенератор, регулювання паропроductивності здійснюється шляхом скидання надлишку пари на охолоджувач котельної води або конденсатор. Цей спосіб регулювання придатний і для установок з великою витратою пара на господарсько-побутові потреби. Можливо також регулювання шляхом відключення частини поверхні нагрівання утилізаційного котла

Перевагу застосування регулювання по паровій стороні пояснюється складністю управління газовою заслінкою, збільшенням розмірів обвідного газоходу і глушника.

Схема теплопостачання морського лісовоза з паровим теплоносієм і регулюванням кількості виробленого пару шляхом скидання надлишків пари на конденсатор наведена на рис. 2.2. Утилізаційна установка складається з утилізаційного котла 1 з примусовою циркуляцією, з робочим тиском пари 0,55 МПа, сепаратора 10, циркуляційного насоса 3, живильного насоса 4 теплового ящика 5, цистерни збору конденсату 7 і допоміжного котла (на рисунку не показаний).

Схемою передбачається як спільна, так і роздільна робота утилізаційного і допоміжного котлів на загальний колектор свіжої пари 2, звідки пара надходить до споживачів. Пар йде до повітропідігрівача систем кондиціонування повітря і машинної вентиляції, витрачається на обігрів баласту і пропарювання паливних цистерн, обігрів масляних, паливних та інших підігрівачів, на парове опалення і паротушіння. Конденсат від споживачів, зібраний в конденсаторі 9, через цистерну збору конденсату за допомогою насоса 6 направляється в теплий ящик .

Регулювання необхідної паропроductивності утилізаційного котла здійснюється за рахунок скидання надлишків пари на конденсатор. Якщо

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кількість пари, виробленої котлом, перевищує витратну, тиск в сепараторі підвищується вище робочого і відбувається скидання надлишків пари через редукційний клапан 11 в конденсатор, що працює постійно. Забортна вода через конденсатор прокачується спеціальним циркуляційним насосом 8 .

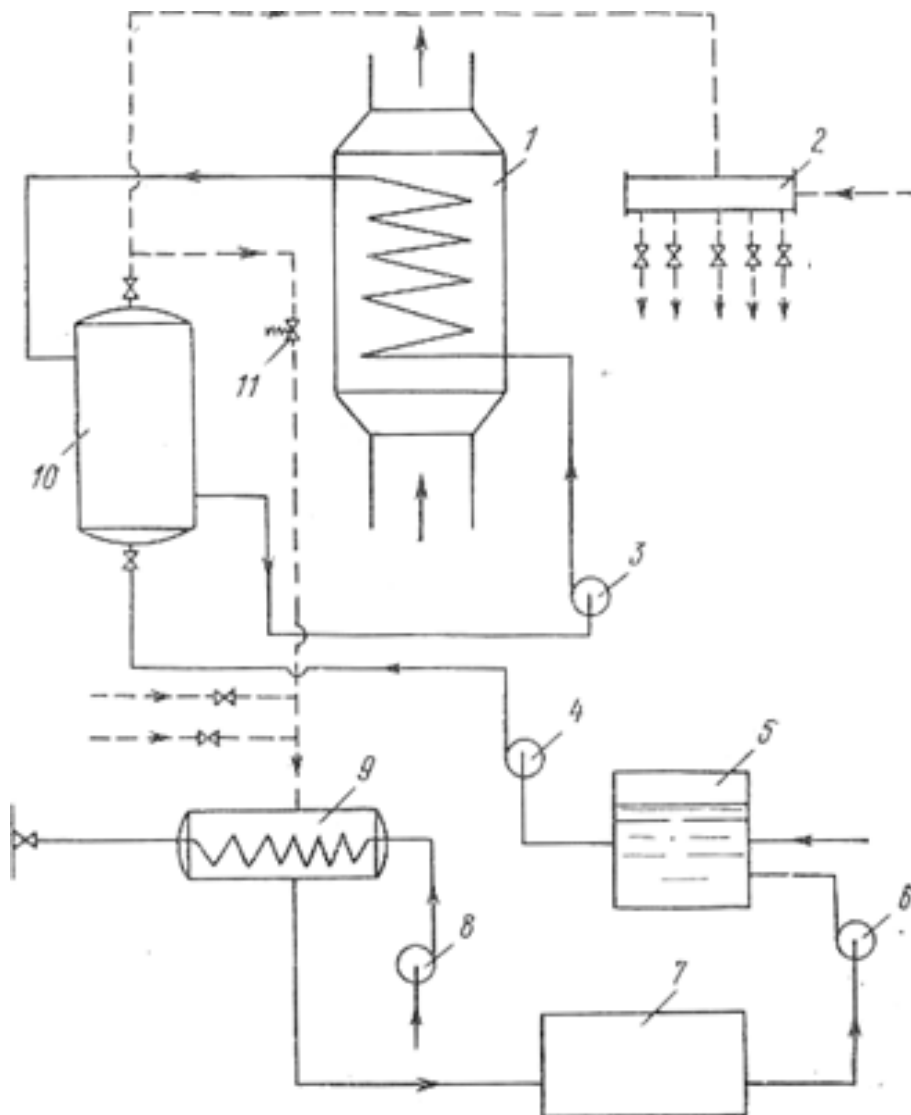


Рисунок 2.2 – Схема утилізаційної установки з паровим теплоносієм

Перевага розглянутої схеми регулювання - в простоті і зручності управління утилізаційної установкою. Недоліком її є менша економічність порівняно зі схемою регулювання по газовій стороні, оскільки потрібні додаткові витрати потужності на роботу циркуляційного насоса заборотної води. При використанні установки тільки в системі теплопостачання та

застосуванні парових насосів цей недолік не відіграє суттєвої ролі, оскільки сама теплова схема є надмірною.

Як вже вказувалося, в системах теплопостачання в якості теплоносія може використовуватися як пар, так і гаряча вода. Вибір теплоносія зумовлює робоче тіло котельної установки. На більшості суден внутрішнього плавання в системах теплопостачання використовується гаряча вода, тому на них встановлюють водогрійні утилізаційні котли, застосування яких у схемах утилізації спрощує установку, а також її систему автоматики. Температура води на виході з водогрійного котла повинна становити 90-95 °С, в цьому випадку котел зможе працювати при тиску, близькому до атмосферного .

На морських суднах встановлюють виключно парові утилізаційні котельні установки. Застосування пара в системах теплопостачання цих судів пояснюється необхідністю його використання в системах підігріву палива, випарювання паливних танків, паротушіння, обігріву кінгстонів баластних цистерн. Тиск пари в системі теплопостачання становить 0,3 - 0,5 МПа. При цьому менші значення тиску відповідають системам судів невеликої водотоннажності. У системах теплопостачання зазвичай використовують насичений пар.

Утилізація тепла двигуна шляхом виробництва холоду

В якості джерел штучного холоду на судах можуть застосовуватися парокомпресорні, повітряні, пароежекторні, абсорбційні і термоелектричні холодильні машини, а також тепловикористовуючі установки з хімічними поглиначами вологи. Перераховані машини поділяють на дві групи: до першої відносяться ті, що споживають механічну енергію; до другої - теплову енергію.

До першої групи належать парокомпресорні і повітряні машини. Парокомпресорні холодильні машини компактні, економічні, надійні і добре регулюються. Витрати потужності в повітряних машинах приблизно в два-чотири рази більше, ніж у парокомпресорних. Тому застосування повітряних

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

машин може бути виправдане тільки для окремих типів суден або для окремих систем охолодження судна.

У світовій практиці для отримання холоду на судах з машин другої групи застосовують водяні пароежекторні і абсорбційні бромістолітєві холодильні машини. У них джерелом тепла служить пар, отриманий за рахунок високопотенціального тепла випускних газів в утилізаційних котлах.

До переваг водяних пароежекторних машин відносяться їх повна безпека, нешкідливість холодоагенту і простота виготовлення. Однак вони погано піддаються регулюванню і створюють значний шум. Крім того, вони працюють при глибокому вакуумі і споживають пару тиском 0,4-0,6 МПа.

Деякий інтерес може представляти пароводяна ежекторна холодильна машина, що працює на гарячій воді з температурою 70-80 °С. Однак вона має вельми низький тепловий коефіцієнт.

Використання водоаміачних холодильних абсорбційних машин широко поширених в стаціонарній практиці, на судах небажано внаслідок шкідливості та вогнєнебезпечності аміаку.

Як джерела холоду в системах кондиціонування та охолодження наддувочного повітря можуть бути використані тепловикористовуючі установки з хімічними поглиначами вологи, абсорбентом в цих установках є хлористий літій, хлористий кальцій і бромистий літій. В існуючих стаціонарних установках регенерація розчину проводиться при атмосферному тиску, що вимагає застосування пари під тиском 0,5-0,7 МПа. Однак у цих установках при створенні в системі вакууму можливе використання низькопотенційного тепла охолоджуючої води двигуна.

Принципова схема бромістолітєвої абсорбційної машини в двокорпусному виконанні з випарником закритого типу наведена на рис. 2.3. Генератор 1 і конденсатор 2 розташовані у верхньому барабані, випарник 5 і абсорбер 8 - і нижньому. У генераторі водний розчин бромистого літію нагрівається парою з утилізаційних котлів або гарячою водою із системи

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

охолодження дизеля до температури кипіння. Утворена водяна пара конденсується на поверхні конденсатора, охолоджуваного забортною водою. Конденсат стікає в піддон конденсатора, звідки через гідравлічний затвор 9 надходить у зрошувальний пристрій, з якого потрапляє на теплопередаючу поверхню закритого випарника 5 .

По трубках випарника насосом 6 прокачується робоче середовище йоду, яке після охолодження направляється до споживачів. При температурі кипіння в випарнику близько 4 °С робоча вода охолоджується з 12 до 7 °С. Водяні пари у випарнику поглинаються в абсорбері розчином бромистого літію. Тепло, що виділилося в процесі абсорбції відводиться забортною водою, що прокачується по трубках абсорбера .

Охолоджуючий ефект в випарнику досягається за рахунок випаровування конденсату при розбризкуванні, внаслідок того, що тиск водяної пари над розчином у абсорбері нижче тиску насичення водяної пари, відповідної температури розбризкуваної води.

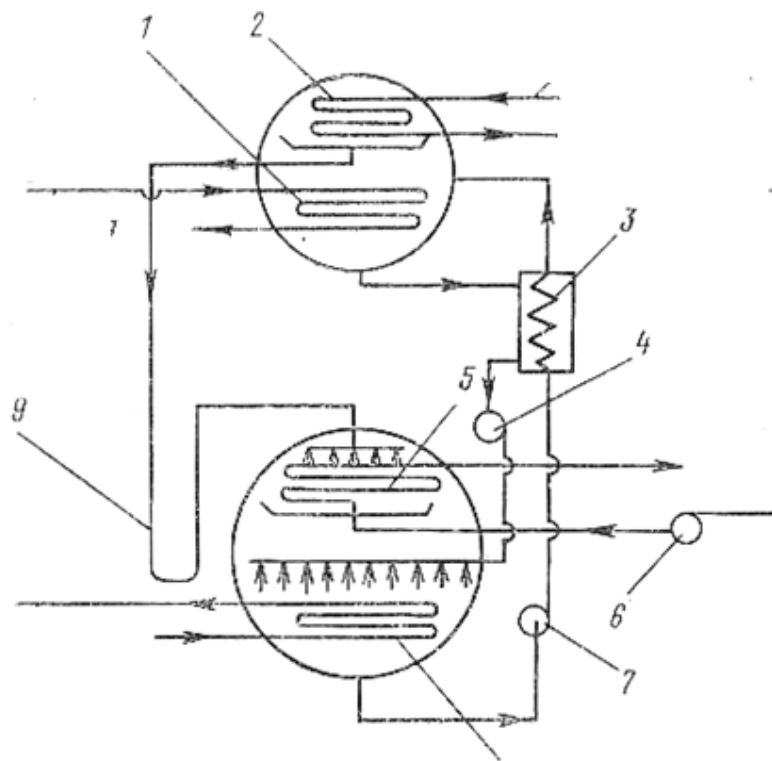


Рисунок 2.3 – Схема бромістолітєвої холодильної машини

Міцний розчин з абсорбера насосом 7 через теплообмінний апарат 3 направляється в генератор, В теплообмінному апараті міцний розчин нагрівається, віднімаючи тепло від слабого розчину, подається в абсорбер з генератора насосом 4. Оскільки для роботи бромистолітєвих абсорбційних машин необхідний вакуум, вони обладнуються вакуумними насосами, що видаляють повітря з абсорбера і конденсатора.

На рис. 2.4 представлені дві принципові схеми ежекторної холодильної машини, що працює на перегрітому парі . При роботі за першою схемою (рис. 2.4, а) як основне нагріваче джерело використовується охолоджуюча вода двигуна. Фреоновий пара, що утворилася в генераторі 7 надходить у пароперегрівач 1, встановлений у випускному газопроводі після водяного утилізаційного котла 9. Далі перегрітий робочий пар підводиться до ежектору 2, де, розширюючись, підсмоктує при тиску пар з випарника 3. Після змішання робочого пара і пара з випарника в дифузорі тиск підвищується і стає рівним тиску в конденсаторі. Після конденсатора 4 частина рідкого фреону через дросельний клапан 5 надходить у випарник , а інша частина насосом 6 знову подається в генератор машини. Якщо в генераторі використовується тільки частина тепла охолоджуючої води двигуна, доохолодження її забортною водою здійснюється в холодильнику 8.

У разі застосування перегріву робочого пара у пароперегрівачі на 30-60 °С частка тепла, яка припадає на пароперегрівач, що працює на випускних газах, становить 15-25% загальної кількості підведеного тепла в машині.

На рис. 2.5 наведено загальний вид бромистолітєвої абсорбційної машини. До їх недоліків слід віднести неможливість отримання негативних температур, глибокий вакуум в апаратах, агресивність розчину до металів. Незважаючи на ці недоліки , бромистолітєві холодильні машини при обігріві порою з утилізаційних котлів можуть знайти застосування у вітчизняній судновій практиці в системах кондиціонування надувного повітря.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

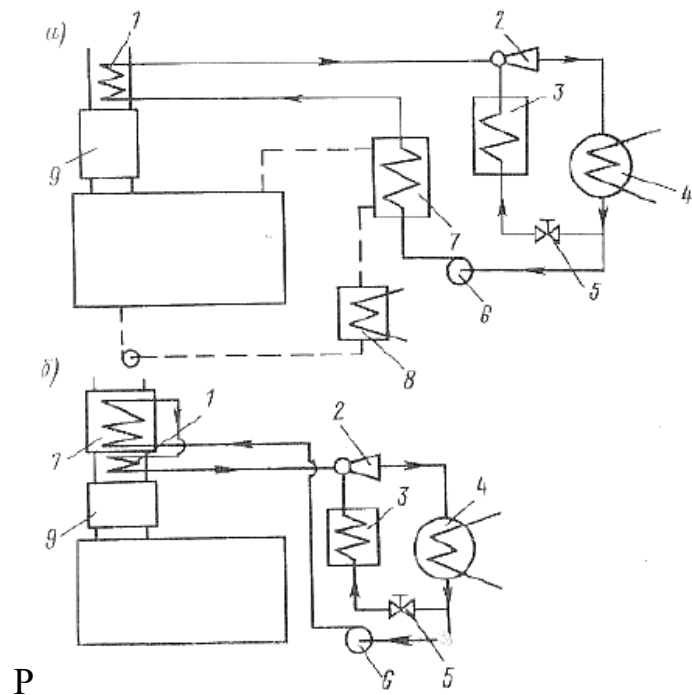


Рисунок 2.4 – Принципові схеми ежекторної фреонової холодильної машини:
 а – схема з використанням тепла охолоджуючої води та вихлопних газів,
 б – схема з використанням тепла вихлопних газів

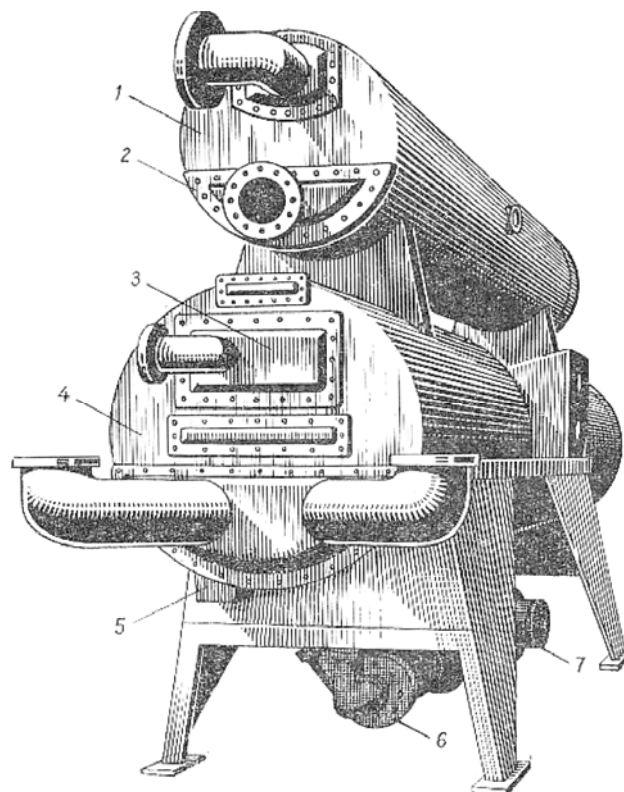


Рисунок 2.5 – Загальний вигляд бромістолітєвого абсорбційного агрегату

При роботі за другою схемою (рис. 2.4, б) нагріваюче джерело використовує високопотепціальное тепло випускних газів. В іншому схема машини не відрізняється від попередньої. В результаті роботи за цією схемою може бути отримано більше високий тиск робочої пари, а отже, і більш високий тепловий коефіцієнт машини.

Утилізація тепла в опріснювальних установках

Опріснення морської солоної води на судах можна здійснювати різними методами, проте в якості основних слід рекомендувати ті, які дозволяють використовувати теплові втрати суднових двигунів. Це дає можливість істотно зменшити витрати первинної енергії на отримання прісної води. До таких методів належать термічні, засновані на випаровуванні і заморожування, в яких відбувається зміна агрегатного стану води. Поки в судновій практиці знайшли застосування тільки термічні методи, засновані на випаровуванні води.

В даний час застосовуються опріснювальні установки різних конструкцій, що працюють за методом дистиляції. Всі опріснювальні установки можна поділити на дві групи залежно від принципу роботи випарника: з випарниками киплячого типу, що працюють при постійному тиску; з випарниками некиплячого типу, розширювальні, працюючі адіабатно.

На рис. 2.6 а наведена схема установки з випарниками киплячого типу. Забортна вода надходить у випарник 1, по трубках якого проходить гріючий агент. У ньому випаровується 20-50% морської води, що надходить. Пара, що утворилася, йде в конденсатор, де, конденсуючись, утворює дистилят, відкачуваний насосом 4 і використовуваний в подальшому на побутові потреби. По трубках конденсатора циркуляційним насосом 3 прокачується охолоджуюча заборотної вода. Частина цієї води також надходить у випарник установки. Невипарну частину морської води в випарнику, видаляється за борт насосом 5.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Опріснювальна установка з адіабатним випарником наведена на рис. 2.6 б. До складу її входять підігрівач заборотної води 6, випарник 1, конденсатор 2 та насоси: циркуляційний 5, заборотної води 3 і дистилату. 4.

Принцип роботи адіабатної опріснювальної установки не відрізняється від принципу роботи раніше розглянутої утилізаційної системи високотемпературного охолодження двигуна, що виробляє пар для енергетичних цілей.

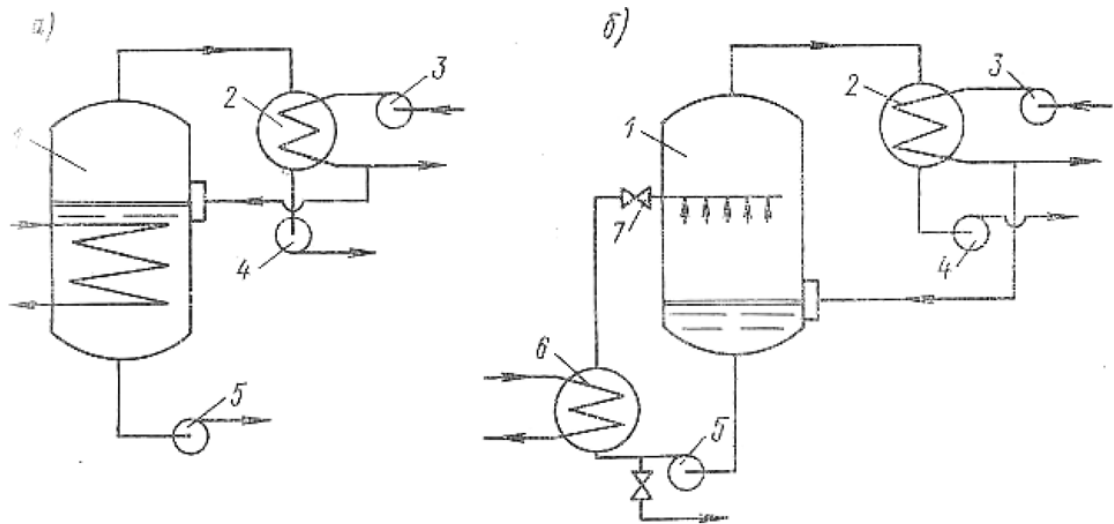


Рисунок 2.6 – Принципові схеми опріснювальних установок: а – киплячого типу, б – адіабатні

У підігрівачі заборотної води і в випарнику повинні підтримуватися різниця тисків. Ця різниця тисків забезпечується регулюванням дроселя 7. Нагріта в підігрівачі заборотної води, вода подається до розпилювачів, встановлених в випарній камері. У випарнику підтримується тиск, при якому температура кипіння на 5-83 °С нижче температури води, що подається до розпилювачів. При розпиленні води відбувається часткове її випаровування. З випарника пара надходить у конденсатор, по трубках якого прокачується забортна вода. Частина заборотної води, як і в попередній схемі, йде у випарник. Невипарена вода з випарника циркуляційним насосом знову подається в підігрівач, який обігрівається паром або гарячою водою.

Опріснювачі з випарниками киплячого типу частіше використовуються в установках невеликої продуктивності (до 20 т / добу), а з адіабатними випарниками – у великих установках .

До переваг установок з адіабатними випарниками відносяться менше накипоутворення на поверхні нагрівання й більш високі якості дистилляту. Однак цей тип опріснювальних установок вимагає великих витрат потужності на привід циркуляційного насоса, оскільки кратність циркуляції в них велика. На великих пасажирських і промислових судах застосовуються багатоступінчасті адіабатні опріснювальні установки, що мають більш високий коефіцієнт корисного використання тепла.

Кожен з розглянутих типів опріснювальних установок може працювати як з надлишковим тиском 0,13-0,18 МПа , так і під глибоким вакуумом 7-9 кПа.

При надмірному тиску в випарнику теплова схема виходить більш простою, так як не потрібна установка ежекторів для створення вакууму, а також розсольного (іноді й дистилляційного) насоса. Однак, внаслідок інтенсивного накипоутворення, різко знижується їх продуктивність, для відновлення якої потрібно часте трудомістке очищення гріючих елементів випарників від накипу (в середньому через кожні 200-400 год).

На дизельних судах в цих установках може бути використаний пар від утилізаційних котлів, що дозволить отримати низьку собівартість виробництва прісної води. Однак використання в опріснювальних установках частини пари, що виробляється утилізаційним котлом, є небажаним, так як це призводить до зменшення витрати пари на турбогенератор і зниженні його потужності.

У той же час на судах з дизельними установками їх висока економічність може бути забезпечена при використанні тепла охолоджуючої води двигуна. На цих судах доцільно прийняти глибоковакуумні опріснювальні установки, в яких випаровування морської води відбувається за

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рахунок тепла охолоджуючої води. Особливо виправдане їх застосування на судах з двигунами, що мають на вихід і температуру охолоджуючої води 50-65 °С, оскільки для інших цілей це тепло використовувати важко внаслідок низької температури води.

Системи з використанням водяного пара

З початком широкого впровадження на морському флоті МОД з турбонаддувом , а потім і високопотужних СОД питання утилізації теплоти відпрацьованих газів і охолоджуючої води приділялася значна увага в усіх країнах. Практично всі судна оснащувалися утилізаційними котлами , що забезпечували судно паром для технологічних і побутових потреб. В кінці 60 - їх років створилися сприятливі умови для широкого застосування на судах систем глибокої утилізації з турбогенераторами. Типові схеми систем глибокої утилізації з турбогенераторами, розроблені для випадку, коли пари, що виробляється утилізаційним котлом, достатньо для роботи утилізаційної турбіни і вантажного насоса. У ті ж роки різними європейськими фірмами пропонувалися схеми систем глибокої утилізації з турбогенераторами з двома ступенями тиску пари. Подвійний тиск пари в принципі дозволяє підвищити глибину утилізації теплоти шляхом зниження температури відпрацьованих газів (причому при помірних поверхнях нагріву утилізаційного котла).

Застосування таких схем було доцільно в 60 - ті роки за високої якості застосованих тоді палив (легкі палива з малим вмістом сірки) . Характерно, що в цей час потужності головних двигунів наближалися до 20-25 МВт, потужності суднових електростанцій в ходовому режимі були відносно невеликі, а втрати теплоти з відпрацьованими газами головних двигунів – значні. У цих умовах ефективність систем глибокої утилізації з турбогенераторами на багатьох судах виявлялася досить високою, і потужність утилізаційної турбіни становила 3-4 % потужності головного двигуна.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Характерною особливістю розвитку МОД в 80 -ті роки є вдосконалення робочого процесу , підвищення ефективності турбонагнітачів і як результат цього - зростання ККД двигунів при одночасному перерозподілі втрат теплоти. У МОД провідних двигунобудівних фірм відбувалося відчутне зниження втрати з відпрацьованими газами , з охолодженням прісною водою і маслом при одночасному зростанні втрат з охолодженням надувного повітря. Це призводило до зменшення паропродуктивності і потужності утилізаційної турбіни, який змушений був працювати на багатьох режимах паралельно з дизель-генераторів, що різко знижувало ефективність систем глибокої утилізації з турбогенераторами. Експлуатація головних двигунів судів багатьох типів із зниженою потужністю (65-70 % номінальної), також негативно позначається на використанні систем глибокої утилізації з турбогенераторами.

Все це відбувається на тлі постійного інтенсивного зростання потужності судових електростанцій. Особливо значне зростання потужності судових електростанцій спеціалізованих, швидкісних, великотоннажних суден, що перевозять вантажі укрупненими партіями (контейнеровозів , ліхтеровозів , ролкерів , а також рефрижераторів і рудовозів деяких типів). Причина полягає в тому, що у цих судів ростуть витрати потужності на привід допоміжного обладнання, обслуговуючого головного двигуна, на привід вантажного обладнання, продуктивність якого безперервно зростає. Великі потужності витрачаються на вентиляцію трюмів ролкерів. Разом з тим, і в основній групі універсальних суховантажних суден та танкерів помірного тоннажу з МОД потужністю до 15 МВт також спостерігається зростання потужностей судових електростанцій, обумовлений зростанням витрат електроенергії на автоматизацію, побутові системи, системи інертних газів, електрорадіонавігаційної комплекси.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

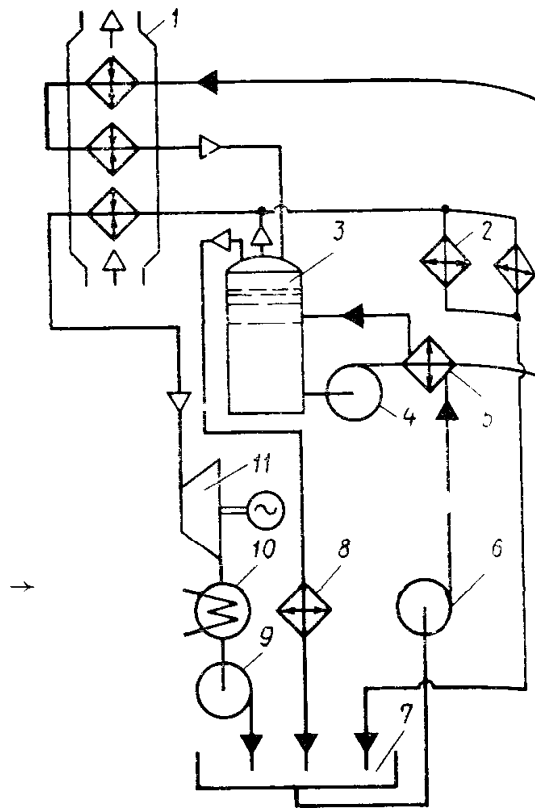


Рисунок 2.7 – Схема СГУТ фірми *MAN B&W* з одним ступенем тиску пари:
 1 – утилізаційний котел , 2 – споживачі насиченої пари, 3 – допоміжний котел,
 4 – циркуляційним насос, 5 – регенеративний теплообмінник,
 6 – живильний насос; 7 – теплий ящик 8 – атмосферний конденсатор,
 9 – конденсатний насос; 10 – вакуумний конденсатор , 11 – утилізаційна турбіна.

Область ефективного застосування систем глибокої утилізації з турбогенераторами з року в рік зміщувалась все далі в область високих потужностей головних двигунів. Ефективність звичайних систем глибокої утилізації з турбогенераторами все більше знижувалася. Підвищені після 1973 ціни на паливо викликали необхідність зниження будівних потужностей і відповідно швидкості судів усіх типів. Ті, що знаходилися в експлуатації, високопотужні судна (в основному танкери і контейнеровози) стали експлуатуватися на знижених швидкостях для економії палива, а паротурбінні і газотурбінні установки інтенсивно замінювалися на дизельні з МОД і СОД. Все це стало стимулом для вдосконалення структури дизельних енергетичних

установок, раціональної комплектації їх обладнанням, інтенсифікації робіт з підвищення ефективності систем глибокої утилізації в нових умовах.

Так фірма *MAN B&W* стосовно до дизелів нових типів з постійним тиском надуву рекомендувала для зниження капітальних витрат і трудовитрат в експлуатації застосування системи з одним ступенем тиску пари в циклі (рис. 2.7). Такі системи переважні для задоволення потреб судна в теплоті для підігріву різних робочих тіл, а не в систем глибокої утилізації. Однак, якщо забезпечити зниження температури газу на виході з утилізаційного котла шляхом збільшення його поверхні нагрівання і тим самим підвищення кількості утилізованої теплоти, то при помірних тисках пара виявляється раціональним застосування таких схем, поєднаних з утилізаційною турбіною, що працюють на перегрітій парі. У системі передбачений регенеративний підігрів живильної води за допомогою циркуляційної води утилізаційного котла, а також є економайзер циркуляційної води, включений послідовно з випарною секцією утилізаційного котла. При цьому температура циркуляційної води на вході в економайзер підтримується на рівні 135-140 °C шляхом забезпечення відповідної кратності циркуляції та підігріву живильної води. Особливістю систем глибокої утилізації є використання парового колектора допоміжного котла в якості сепаратора пара утилізаційного котла. Це певною мірою спрощує систему і, головне, дає можливість здійснювати швидкий розпал та підключення допоміжного котла до системи утилізації у разі потреби.

Інший варіант систем глибокої утилізації з одним ступенем тиску пари (рис. 2.8) отримав досить широке поширення на судах. У схемі застосований економайзер живильної води, а замість регенеративного підігрівача використаний термостатичний змішувальний клапан. Клапан забезпечує змішання живильної води температурою 50 °C з циркуляційною водою утилізаційного котла, температура якої 165 °C і тиск 0,7 МПа. Висока температура підігріву живильної води знижує ймовірність кисневої корозії.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

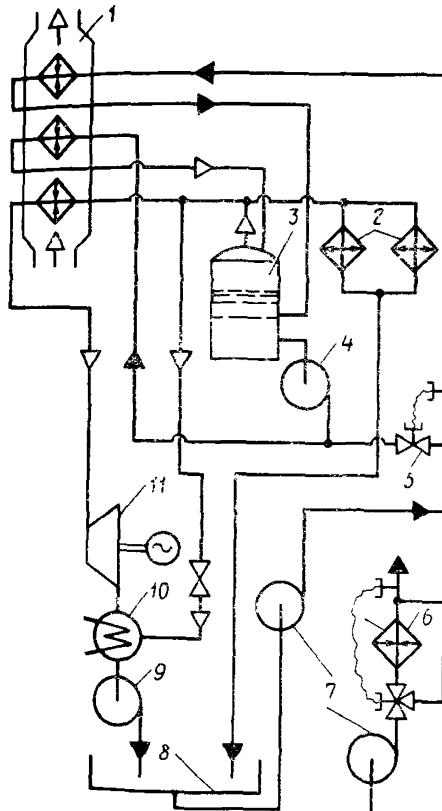


Рисунок 2.8 – Схема системи глибокої утилізації тепла фірми *MAN B&W* з одним ступенем тиску і підігрівом живильної води

1 – утилізаційний котел, 2 – споживачі насиченої пари, 3 – допоміжний котел, 4 – циркуляційний насос, 5 – змішувальний клапан; 6 – охолоджувач надувочного повітря, 7 – живильний насос, 8 – теплий ящик, 9 – конденсаторний насос, 10 – вакуумний конденсатор, 11 – утилізаційна турбіна

Підігрів живильної води може також здійснюватися в системі охолоджувача повітря головного двигуна. Використання теплоти охолоджувача надувочного повітря дозволяє підвищити температуру живильної води до 120 °C. На відміну від попереднього варіанту в даній схемі вся циркуляційна вода надходить у випарну частина утилізаційного котла. У даній схемі виробництво пари утилізаційного котла зростає, а площа поверхні може дещо збільшитися. Температура підігріву живильної води в охолоджувачі повітря приблизно на 5-10 °C нижче температури продувочного

повітря . У систем глибокої утилізації з одним ступенем тиску пари , в яких утилізаційний котел обладнаний економайзером живильної води, при високому навантаженні головного двигуна економайзер може ставати киплячим.

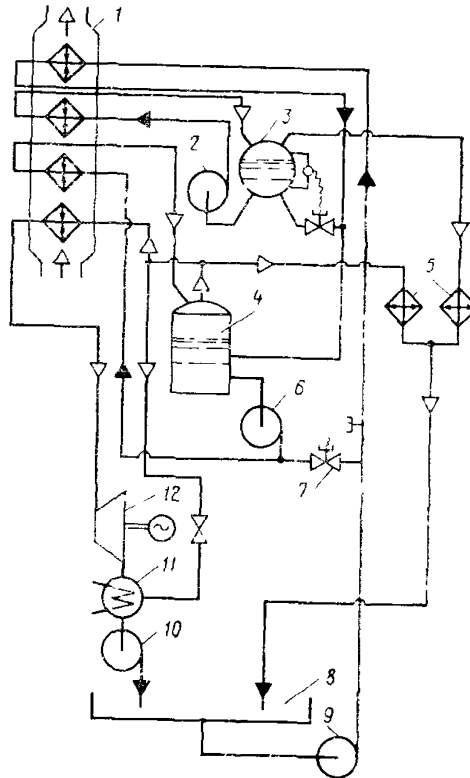


Рисунок 2.9 – Схема утилізації фірми *MAN B&W* з двома ступенями тиску пари:

1- утилізаційний котел, 2, 6 – циркуляційні насоси контурів відповідно низького і високого тисків , 3 – сепаратор контуру низького тиску, 4 – допоміжний котел, 5 – споживачі насиченої пари, 7 – змішувальний клапан; 8 – теплий ящик , 9 – живильний насос , 10 – конденсатний насос, 11 – вакуумний конденсатор; 12 – утилізаційна турбіна

У систем глибокої утилізації з двома ступенями тиску пари (рис. 2.3) в утилізаційну турбіну подається перегріта пара по можливості з досить високими температурою і тиском , а температура і тиск насиченої пари, що йде для підігріву різних робочих тіл невисокі. Завдяки низькому тиску і температурі насиченої пари досягається зниження температури за котлом і

забезпечується зростання кількості теплоти, що утилізується. Фірма *MAN B&W* вважає можливим при цьому знизити температуру за котлом до 145 °С, забезпечити температуру перегріву 220 °С при температурі газу перед котлом 240 °С. При цьому тиск у систем глибокої утилізації «високого тиску» 0,7 МПа, а «низького» 0,35 МПа. Разом з тим фірма вважає, що максимальні ефект може бути отриманий тоді, коли пара високого і низького тиску направляється в утилізаційну турбіну. Однак, незважаючи на більш високу теплову ефективність, такі системи, дорогі і складні в експлуатації.

У середині 80 - их років, у зв'язку зі значно збільшеним ККД турбонагнітачів, утворилися надлишки теплоти відпрацьованих газів, виявилось можливим використовувати силові газові турбіни, що призвело до створення принципово нових систем утилізації теплоти.

Система «турбокомпаунд»

Фірма «Броун Бовері» (Швейцарія) на початку 80-х років створила турбонагнітачі з ККД, що перевищує 70%. Це дало можливість у подальшому розробити ідею застосування в складі енергетичної установки силову утилізаційну газову турбіну, підключену за допомогою понижуючого редуктора до головного двигуна. Така турбіна разом з комплектуючим обладнанням, приладами контролю і управління була названа фірмою *MAN B&W* системою «турбокомпаунд» і рекомендована до застосування як самостійно, так і в поєднанні з головним двигуном.

При досягнутих значеннях ККД турбонагнітачів можна, зберігши незмінним кількість повітря, що подається в циліндри головного двигуна, відчутно зменшити витрати енергії газу на подачу необхідної кількості повітря і направити частину газу в силову турбіну, підключену до головного двигуна, з метою підвищення потужності і зниження витрати палива. Використання утилізаційної газової турбіни дає додатковий вииграш у зниженні витрати палива на номінальному навантаженні двигуна в порівнянні

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

з варіантом застосування одних тільки турбонагнітачів з високим ККД (без утилізаційної газової турбіни).

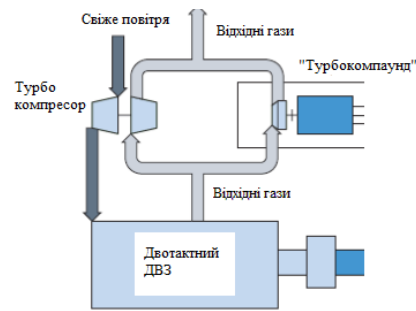


Рисунок 2.10 – Схема системи «турбокомпаунд»

Способи включення утилізаційної газової турбіни призводять до певних відмінностей в їх конструкції. Розміри турбін, включених паралельно або послідовно з турбонагнітачами, визначаються сумарною енергією відпрацьованих газів перед турбінами і її розподілом між турбонагнітачами і турбіною. У утилізаційній газовій турбіні, включеній паралельно з турбонагнітачами, використовується відносно невелика кількість газу, але з великим перепадом тиску. У цьому випадку турбіна має невеликі розміри і велику частоту обертання, тому вона забезпечується знижуючим редуктором. Її застосування доцільно з двигунами, потужність яких перевищує 4 МВт. Один типорозмір такої турбіни використовується в досить широкому діапазоні потужностей головного двигуна.

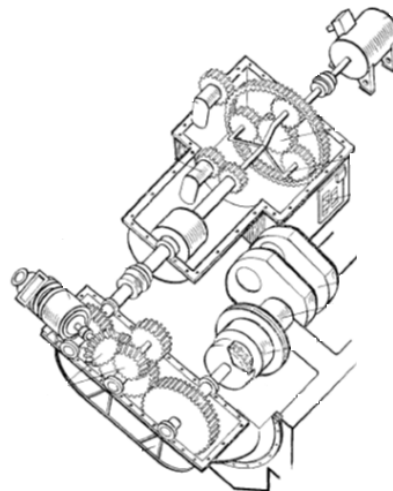


Рисунок 2.11 – Передача системи турбокомпаунд

У послідовно включеної утилізаційної газової турбіни витрата газу через турбіну істотно більше, а перепад тисків слабкий . Це - тихохідна турбіна , що має відносно великі габаритні розміри. Така турбіна може використовуватися з 4- тактними двигунами, що працюють без перекриття клапанів, порівняно невеликої потужності (менше 4 МВт). Велика потужність приводить до істотного збільшення габаритних розмірів турбіни

Утилізація тепла низько киплячими рідинами

Для підвищення ККД парового циклу, а отже, і всієї установки необхідно прагнути до використання циклу з надкритичними параметрами. На рис. 2.12, наведено в діаграмі $T - s$ двох парових циклів з докритичним 6-7-8-9-10-6 і надкритичним тиском 6' - 8' - 9' - 10 -6'. Як видно з рисунка, перехід до циклу з надкритичним тиском забезпечує підведення тепла по ізобарі 6'-8', що не має горизонтальної ділянки, та помітно підвищує середнетермодинамну температуру підведення тепла, а отже, і термічний ККД циклу. З цієї точки зору , водяна пара , що володіє високим критичним тиском, не є кращим робочим тілом в утилізаційних парових установках . Для отримання пари надкритичних параметрів можна використовувати пар низько киплячих органічних речовин.

Забезпечення високого термодинамічної ККД утилізаційного циклу Ренкіна, як втім, і будь-якого іншого, досягається шляхом зближення максимальних і мінімальних температур газу відповідно з максимальними і мінімальними температурами робочого тіла циклу. Виходячи з цих міркувань викликає інтерес використання органічних теплоносіїв в надкритичній області їх параметрів. Значення температури, що гріє, і температури нагрівання робочих тіл знаходяться значно ближче одне до одного, якщо процес нагріву відбувається в надкритичній області, ніж у випадку нагрівання в докритичній області, характерної для пароводяних циклів. Однак при цьому все ж не обходимо наявність температурного напору.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

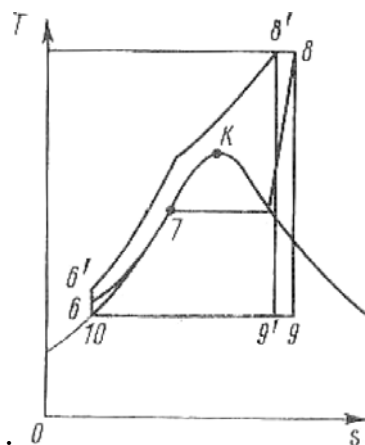


Рисунок 2.12 – T-S діаграма циклу Ренкіна теплоутилізаційної установки

Цикл з органічним носієм, простіше пароводяного з наступних причин: утилізаційний котел прямоточний і не має парового колектора; пар на виході з турбіни перегрітий, тому можливо перед конденсатором встановлювати регенеративний теплообмінник; тиск в конденсаторі вище атмосферного, тому немає підсосів повітря і необхідності в ежекторах; турбіна, що працює на органічному теплоносії, економічніша, ніж на водяній парі.

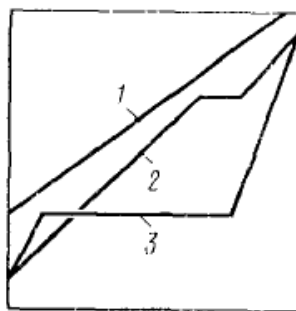


Рисунок 2.13 – Характер зміни температури різних робочих тіл: 1 - газ, 2 - F-85, 3-водяна пара

Для подальших розрахунків системи утилізації тепла двигуна, що працює на низько киплячих робочих рідинах, потрібно провести розрахунок робочого циклу двигуна, та його теплового балансу.

РОЗДІЛ 3

ВДОСКОНАЛЕННЯ ДВИГУНА MAN B&W 5S50MC ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОКИПЛЯЧИХ РОБОЧИХ ТІЛ

3.1 Розрахунок робочого циклу двигуна MAN B&W 5S50MC

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Дійсним циклом ДВЗ називається комплекс процесів, що періодично повторюються в ньому та здійснюються з метою перетворення теплоти згораючого палива на механічну роботу. Це складний фізико-хімічний процес, розрахувати який аналітично (без залучення дослідних коефіцієнтів) дотепер не є можливим. Тому розрахункові методи, як правило, базуються на більш-менш спрощених моделях, однією з яких є розрахунковий цикл за Гриневецьким-Мазінгом [3].

Цей розрахунковий цикл (рис. 3.1) складається з процесів: політропи стиснення t - c , ізохори c - y , ізобари y - z , політропи розширення z - b та ізохори b - t , що замикає цикл.

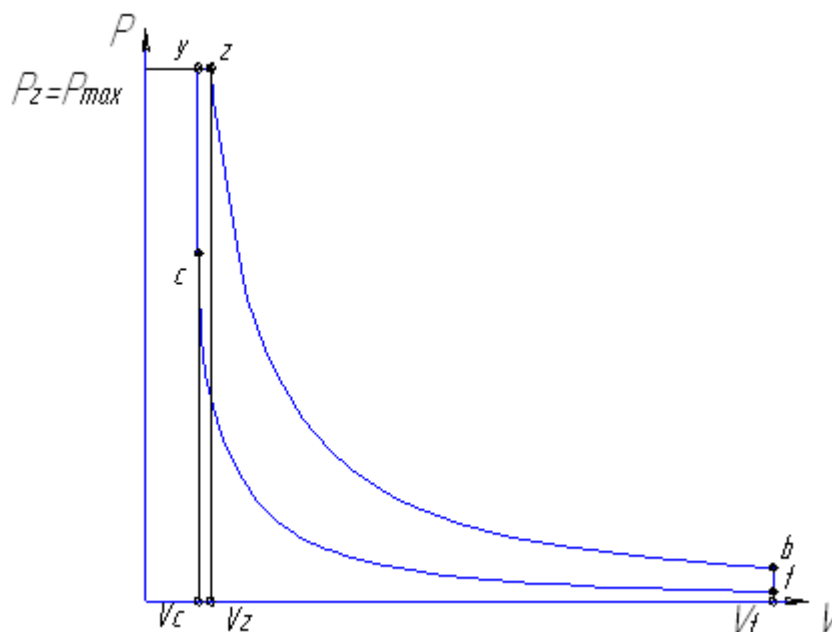


Рисунок 3.1 – Розрахунковий цикл двигуна за Гриневецьким - Мазінгом

Популярність методу Гриневецького - Мазинга пояснюється задовільними результатами досить простих розрахунків. За допомогою методу Гриневецького - Мазинга легко аналізувати процеси в ДВЗ.

Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ K}$.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\epsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо α дизельного двигуна 2,75.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,82 \dots 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ККД для чотирьохтактних дизельних МОД η_m знаходиться у межах $0,85 \dots 0,95$. Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{\text{ох}}$. У числовому виразі $\Delta P_{\text{ох}} = 0,005 \text{ МПа}$.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $700 \dots 1200 \text{ К}$. Приймаємо $T_r = 700 \text{ К}$.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне паливо середнього складу: $C = 0,87 \text{ кг}$ – кількість вуглецю;

$H = 0,126 \text{ кг}$ – кількість водню;

$S = 0 \text{ кг}$ – кількість сірки;

$O = 0,004 \text{ кг}$ – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні P_z/P_c . Приймаємо $P_z/P_c = 1,12$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Відношення тиску перед турбіною до тиску після компресора Ψ_r . У цьому двигуні $\Psi_r = 0,85$.

Підігрів заряду від стінок циліндру. Приймаємо $\Delta T = 10 \text{ К}$. Ступінь підвищення тиску. $P_k = 3,5$.

Адіабатний ККД компресору $\eta_{\text{ад}}$. Приймаємо $\eta_{\text{ад}} = 0,9$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{\text{адт}}$. Приймаємо $\eta_{\text{адт}} = 0,85$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{\text{мт}}$. Приймаємо $\eta_{\text{мт}} = 0,93$.

Частота обертів колінчастого вала: $n = 127 \text{ хв}^{-1}$.

Число циліндрів: $I = 5$.

Результати теплового розрахунку двигуна

Робочий цикл є послідовним розрахунком п'ятих процесів: наповнення, стиснення, згоряння палива, розширення та випуску. Точність розрахунку

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вважалася задовільною, якщо різниця між заданої і отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%.

Розрахунок процесу наповнення

У реальному двигуні на початку кожного циклу в циліндр надходить ззовні повітря або суміш палива з повітрям. Процес, протягом якого відбувається заповнення циліндра повітрям або сумішшю повітря з паливом, називається процесом наповнення. Параметри процесу наповнення, що визначають кількість повітря або суміші, які надходять у циліндр двигуна, залежать від безлічі факторів. Основним таким чинником є падіння тиску повітря під час надходження в циліндр.

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,35}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,9} \right] = 431,558$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 431,558 - 0,85 \times (431,558 - 293) = 313,784$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{313,784 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 331,16$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,35 - 0,005 = 0,345$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,335$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,335}{0,345} \times \frac{313,784}{331,16} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,888$$

Розрахунок процесу стиснення

Основним призначенням процесу стиснення в ДВЗ є збільшення різниці температурних рівнів циклу, а отже, підвищення економічності двигуна. Крім цього, збільшення густини та температури заряду наприкінці стиснення ініціює подальші процеси займання та горіння палива.

Під час стиснення в дизелі відбуваються такі процеси: нестационарний теплообмін між зарядом і поверхнею циліндра, що обмежує його; зменшення поверхні теплообміну в міру наближення поршня до ВМТ; випаровування та займання частини уприсненого палива; витік частини заряду через нещільності кілець.

Приймаємо

$$n_l = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,335 \times 15^{1,362} = 13,379$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 354,698 \times 15^{1,361 - 1} = 882,64$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсний процес згоряння дуже складний. У розрахунковому циклі, що розглядається, передбачається, що згоряння палива починається в точці "с" (див. рис. 3.1.), а закінчується на лінії z - b. Для розрахунку термодинамічних процесів, під час яких до робочого тіла підводиться теплота від палива, що згорає, необхідно знати, скільки теплоти підводиться до робочого тіла в результаті згоряння і теплообміну зі стінками на ділянках с - y - z і z - b. При

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

цьому динаміка підведення теплоти на розглянутих ділянках визначається характером процесу (ізохора, ізобара, політропа). Це питання вирішується за допомогою емпіричних коефіцієнтів.

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,75}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,36$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,023$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,023 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,023$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,023 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,969 = 1,022$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_u}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_u}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1678,3$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 14,985$$

Розрахунок процесу розширення

Він здійснюється під час руху поршня від ВМТ до НМТ, і починається він у момент кінця подачі палива (кінець видимого процесу згоряння, точка z).

Закінчується процес розширення (точка b), як це приймають в ідеальних і розрахункових циклах, у момент досягнення поршнем НМТ. Насправді в робочих циклах процес розширення закінчується в момент відкриття випускного клапана, тобто раніше НМТ. Процес розширення протягом усього часу протікає зі змінним теплообміном, що значною мірою ускладнює визначення балансу тепла за цей процес. Для визначення параметрів газу наприкінці процесу розширення, так само як і процес стиснення, є політропним процесом із постійним значенням показника n_2 , що дорівнює середньому значенню. при такій заміні дійсного процесу розширення визначення тиску й температури газів наприкінці розширення значно спрощується, а точність залежить від того, наскільки правильно й обгрунтовано визначено значення n_2 .

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,022}{1,12} \times \frac{1678,3}{882,64} = 1,742$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,742} = 8,61$$

Приймаємо:

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_2 = 1,294$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1678,3 \times \frac{1}{8,61^{1,294-1}} = 891,416$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 0,924$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{13,379}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,742 - 1) + \frac{1,12 \times 1,742}{1,294 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,075^{1,284-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362-1}} \right) \right] = 2,12$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,12 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 1,931$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,345 \times 0,888}{2,75 \times 0,495 \times 313,784 \times 1,931} = 0,161$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,161 \times 42700} = 0,524$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,931 \times 0,94 = 1,815$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,524 \times 0,94 = 0,493$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,161}{0,94} = 0,1712$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,5^2 \times 1,91 \times 1 \times 1,815 \times 127 \times 5 = 7208,562$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{7208,562 - 7150}{7208,562} = 0,814\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ [ж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_c} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \frac{3,14 \times 0,5^2}{4} \times 1,91 \times \frac{0,345 \times 10^6}{287 \times 313,784} \times 0,888 \times 5 \times 1 \times \frac{127}{60} \times 1,15 = 15,531$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 15,531 + 0,171 \times \frac{7208,652}{3600} = 15,874$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,805 \times 0,35 = 0,297$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 891,416 \times \left(\frac{0,297}{0,984} \right)^{\frac{1,294-1}{1,294}} = 689,042$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,75 \times 0,495) = 1,393$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_{\text{C}} \times 189} + \frac{H}{2 \times M_{\text{H}} \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_{\text{C}} \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_{\text{C}} \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,393 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,393 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495}{1,393 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,75 \times 0,495}{1,393 \times 296,8}} = 287,557$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 689,042) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 689,042} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t,m} \times \eta_{t,ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_s}{k_s - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,383 - 1} \right) \times 287,557 \times 689,042 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,291}{0,101} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \right] \times 0,93 \times 0,8 \times 15,874}{15,531 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,09}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,486$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,486 \times 0,101 = 0,353$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,353 - 0,35}{0,353} = 0,167\%$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

3.2 Розрахунок теплового балансу двигуна

У суднових двигунах внутрішнього згоряння в ефективну роботу перетвориться 38 ... 54 % теплоти, що виділяється при згорянні палива. Інше складають теплові втрати . З них частина теплоти виходить відпрацьованими газами, частина - безпосередньо через елементи двигуна (деталі циліндро-поршневої групи, клапани, газовипускні патрубки, охолоджувані деталі турбокомпресора) передається в систему охолодження (воду і масло), деяка частка теплоти шляхом складних перетворень (наприклад , перетворення частини теплоти в механічну роботу тертя у вузлах двигуна з подальшим переходом її знову в теплову) також надходить в систему охолодження. Частина теплоти повертається в цикл з повітрям, що подається від турбокомпресора. Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_G + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

де Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_G - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт.

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{7150}{0,49} = 14060,69 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{Go} = G_G C_{pG} (T_{zt} - T_o) = 16,89 \times 1038,38 \times (498 - 293) = 3934,43 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

$$Cp_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} \times R_{\Gamma} = \frac{1,383}{1,383 - 1} \times 287,564 = 1038,38 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$$

Температура газів за турбіною приймається згідно вимогам ІМО

$$T_{\text{зт}} = 225 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для уточнення теплового розрахунку потрібно відняти витрати на підігрів повітря унаслідок стиснення в турбокомпресорі до температури за охолоджувачем повітря:

$$Q_{\Pi} = G_{\Pi} \times Cp_{\Pi} \times (T_{\text{ОНВ}} - T_o) = 16,56 \times 1000 \times (338 - 293) = 546,33 \text{ кВт},$$

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Gamma o} - Q_{\Pi} = 3934,43 - 546,33 = 3388,10 \text{ кВт}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду внаслідок охолодження надувочного повітря $Q_{\Pi} = 2720 \text{ кВт}$ (данні надано фірмою-виробником).

4. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду) наведена у довідкових даних $Q_W = 960 \text{ кВт}$.

5. Кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло) також беремо з довідкових даних $Q_M = 550 \text{ кВт}$

Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{\text{ОНВ}} + Q_W + Q_M + Q_{\text{Н.Б.}} + Ne = 3388,10 + 2720 + 960 + 550 + 707 + 7150 = 14060,99 \text{ кВт}.$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу: $Q_{\text{Н.Б.}} = 707 \text{ кВт}$, що складає 5 % і відповідає точності надання даних фірмою-виробником.

Теплова потужність вторинних енергоресурсів (вихлопних газів, надувочного повітря, охолоджуючої води та масла) складає

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{\text{ОНВ}} + Q_W + Q_M = 3388,10 + 2720 + 960 + 550 = 7618,1 \text{ кВт}$$

За результатами розрахунку будуємо $T-Q$ діаграму двигуна, яка показує потенціал вторинних енергоресурсів.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

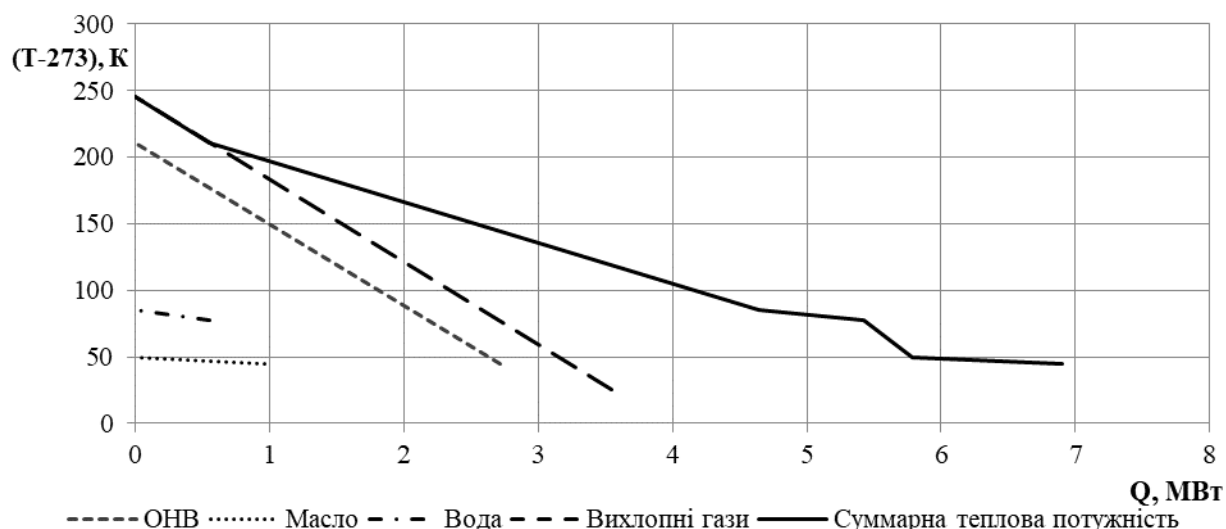


Рисунок 3.2 – Т-Q діаграма вторинних енергоресурсів двигуна

З діаграми видно, що теплова потужність ВЕР збільшується зі зменшенням температури. Утилізувати можна лише ту кількість тепла, яка відповідає температурному потенціалу утилізаційної установки. Також треба враховувати наявність температурного напору к теплообмінних апаратах. Так при температурі заборотної води 20 °С, та температурному напорі 20 °С температура у охолоджувачі утилізаційної установки не може бути менше 40 °С. Тоді теплова потужність ВЕР при 40 °С зменшиться до 5590 кВт.

3.3 Схеми утилізації тепла з використанням низькокиплячих робочих тіл

Розглянемо можливі схеми утилізації тепла, що використовують для утилізації тепла. Ці установки можуть бути виконані за схемою з проміжним теплоносієм і без нього, тобто вони можуть бути одно- і двоконтурними .

Застосування проміжного теплоносія в установках виправдано тільки при використанні в них високотемпературного гріючого середовища, оскільки температура в циклі з низькокиплячими речовинами обмежена їх термічною і хімічною стабільністю, токсичністю та іншими факторами.

На рисунку 3.3 наведено дві принципові схеми утилізації тепла, що працює на випускних газах, проміжного теплоносія - водяної пари.

При роботі за першою схемою (рис. 3.3, а) процес пароутворення відбувається у фреоновому котлі, який обігрівается водяною парою, виробленою утилізаційним котлом 1, працюючим на випускних газах двигуна 14. Частина водяної пари спрямована на господарсько - побутові потреби через клапан 2. Тиск водяної пари вибирається виходячи з умов роботи системи теплопостачання судна і в більшості випадків не перевищує 0,5 МПа. З фреоновому котла конденсат водяної пари стікає в теплий ящик 5, звідки насосом 4 знову подається в котел 1.

Пар фреону з фреоновому котла 6 йде в пароперегрівач 3, обігрівается випускними газами. З пароперегрівача він прямує в турбіну 8, яка через редуктор 7 передає потужність на гребний гвинт. Фреонова пара, що відпрацювала в турбіні, надходить у конденсатор 9, по трубках якого прокачується забортна вода. Тиск в конденсаторі залежить від марки використовуваного фреону і температури забортної води.

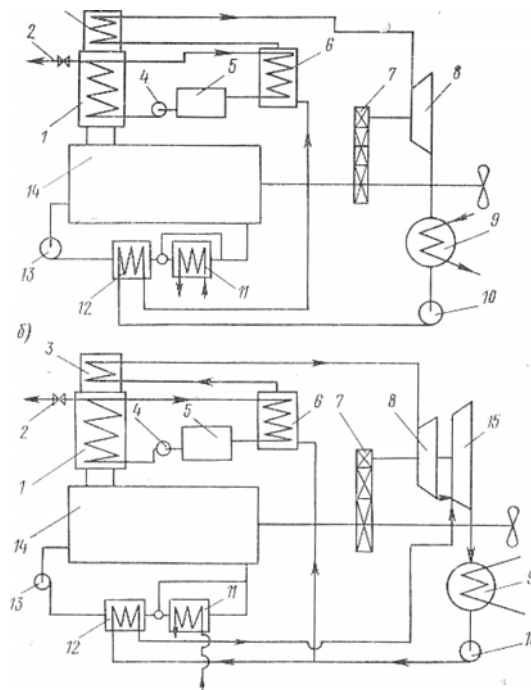


Рисунок 3.3 – Схеми газопарових установок з використанням в утилізаційній частини: а - одного котла; б – двох котлів.

З конденсатора рідкий фреон насосом 10 направляється під фреонової підігрівач 12, що обігрівается охолоджуючою водою двигуна, яка подається насосом 13. У систему охолодження двигуна включений також холодильник 11. Кількість забортної води, що прокачується через цей холодильник, залежить від теплового навантаження на фреонової підігрівач і може регулюватися за допомогою спеціального термостата. З фреонової підігрівача фреон надходить у котел, де відбувається процес його пароутворення. У розглянутій схемі тепло охолоджуючої води двигуна витрачається на підігрів рідкого фреону, а тепло випускних газів - на пароутворення і перегрів пари .

У другій схемі (рис. 3.1, б) встановлено два фреонових котла, один з яких працює на випускних газах , а інший – на охолоджуючій воді двигуна. Внаслідок різних температур гріючого середовища в котлах тиск пари в них неоднаковий. Фреонової котел 6, обігрівается водяною парою утилізаційного котла, виробляє пар високого тиску, який після пароперегрівача 3 надходить до турбіни високого тиску 8. У фреоновому котлі 12, який обігрівается охолоджуючою водою двигуна, виробляється пар середнього тиску , який направляється до турбіни середнього тиску 15. Після конденсації пари в конденсаторі 9 рідкий фреон насосом 10 подається в обидва фреонових котла.

Застосування схеми утилізації з одним котлом доцільно при високих температурах охолоджуючої води (80 – 90 °C) , коли вся ця втрата може бути використана на підігрів фреону в підігрівачі . При низьких температурах охолоджуючої води (60 – 70 °C) , коли на підігрів рідкого фреону може бути використана тільки частина втрати тепла з охолоджувальним середовищем , виправдане застосування схеми утилізації з двома котлами. У цьому випадку потужність, що розвивається турбіною, буде більше.

Якщо турбокотельна установка працює на термостійкому фреоні, наприклад F- C318 , можливе застосування схем без проміжних теплоносіїв.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Це значно спрощує теплову схему і зменшує втрати від незворотності при передачі тепла від випускних газів до киплячого фреону.

У утилізаційних установках, що працюють па низькокиплячих речовинах, істотне значення має температура перегріву робочого тіла. Чим вище температура перегрітої пари, тим вище термічний і відносний індикаторний ККД. Отже, за інших рівних умов менша витрата пари на отримання роботи і менше витрати потужності на привід живильного насоса, яка в установках з низькокиплячими речовинами велика.

У розглянутих установках температуру перегрітої пари слід приймати вище температури насичення приблизно на 40-60 °С. Залежно від прийнятих параметрів пари пароперегрівачі можна розміщувати до утилізаційного фреонового котла і після нього.

3.4 Характеристики низькокиплячих речовин

У нижній частині утилізаційного циклу, здійснюваного в утилізаційних установках, бажано використовувати низькокиплячі речовини, що мають досить велику молекулярну вагу, і як умога більш низький критичний тиск. Завдяки великій молекулярній вазі збільшується дія відцентрової сили, а внаслідок низького критичного тиску процес розширення пари майже повністю протікає в області перегріву, що сприяє отриманню високих внутрішніх ККД турбіни. У циклі бажано використання також речовин з малим значенням показника адіабати, оскільки це дає можливість отримати велику роботу розширення пари в турбіні.

Використовувані в циклі речовини повинні бути нешкідливими для людини і вибухобезпечні (категорія вогнебезпечності їх повинна бути не нижче третього розряду). Низькокиплячі речовини повинні бути достатньо термостійкими.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Речовинам, які мають середній тиск в утилізаційному котлі (генераторі) і тиск, близький до атмосферного в конденсаторі, слід віддати перевагу. Відсутність глибокого вакууму в конденсаторі спрощує установку, забезпечуючи її герметичність. При попаданні повітря в установку погіршуються показники роботи турбіни, стає можливим поява корозії.

Щільність речовин, що використовуються в паросиловій установці, повинна бути невелика, що дозволить знизити витрати роботи на привід живильного насоса і зменшити втрати тиску в трубопроводах. Прихована теплота пароутворення речовини повинна бути якомога більше. Це зменшить кількість речовини, що циркулює в циклі, а отже, знизить витрати роботи на живильний насос.

Таблиця 3.1 – Властивості фреонів

Марка фреона	Формула	μ	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_{кр}, ^\circ\text{C}$	$P_{кр}, \text{МПа}$	$r, \text{кДж/кг}$	k
F11	CFCl_3	137,4	23,7	197,8	4,43	184	1,13
F12	CF_2Cl_2	120,9	-29,8	122,0	4,15	167	1,14
F21	CHFCl_2	102,9	8,9	178,5	5,25	202	1,16
F113	$\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$	187,4	47,5	214,1	3,45	150	1,09
F114	$\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$	170,9	3,6	145,8	3,32	142	1,07
F124	CHF_4Cl	136,5	-10,2	127,0	2,92	160	1,07
F133	$\text{CH}_2\text{F}_3\text{Cl}$	118,5	6,0	151,0	3,10	191	1,07
F134	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	102,0	-23,0	103,3	2,83	198	1,07
F142	$\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_2\text{Cl}$	100,4	-9,8	136,5	4,2	226	1,135
F152	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	66,1	-25	113,6	4,55	324	1,07
F216	$\text{C}_3\text{F}_6\text{Cl}_2$	220,0	34,5	176,0	2,87	119	1,07
F217	$\text{C}_3\text{F}_7\text{Cl}$	204,5	-2	122,0	2,72	118	1,07

Вимоги, викладені вище, істотно обмежують вибір речовин, які можуть бути використані в утилізаційній частині газопарової установки. Відсутність робочого тіла, що найбільш повно відповідає поставленим вимогам, ускладнює і затримує розвиток утилізаційних установок, що працюють на низькокиплячих робочих тілах.

З існуючих речовин з низькими температурами кипіння найбільш придатними є галогенозаміщенні вуглеводні метанового, етанового та інших рядів (фреони). Особливо перспективні фреони, що не містять атоми водню, оскільки вони не є вибухонебезпечні і не спалахують в суміші з повітрям.

Із зменшенням числа атомів водню займистість фреонів різко знижується. За біологічної дії більшість фреонів відносять до наркотиків.

У табл. 3.1 наведені фізичні характеристики фреонів, що мають при нормальних фізичних умовах температури кипіння $-30-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто якраз такі температури кипіння, при яких тиск в конденсаторі дорівнює атмосферному або більше нього

При відсутності в системі масла, фреони за своєю стабільності при зіткненні з металами розташовуються в такій послідовності: $\text{F-11} < \text{F-113} < \text{F-114} < \text{F-12} < \text{F-318}$.

При температурах порядку $300-370\text{ }^{\circ}\text{C}$ повітря, що потрапило в систему, значно погіршує термостійкість молекул фреонів. Каталізуючу дію на реакції розкладу F-12 призводять цинк, алюміній і його сплави. На розпад молекул фреонів при температурах вище $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ дуже сильно впливають окис заліза і міді. Таким чином, виходячи з теплостійкості молекул бажано, щоб температура перегрітої фреонової пари не перевищувала $200-250\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Фреон F-11 ($t_s = 23,7\text{ }^{\circ}\text{C}$) малотоксичний, відноситься до п'ятої групи шкідливості, не спалахує і не є вибухонебезпечний, має невисокий тиск, не розчинний у воді. Помітне розкладання F-11 спостерігається при температурі вище $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, особливо при наявності в системі повітря. При температурі $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ в результаті розкладання 1 г фреону утворюється 0,26 мг фосгену. Фреон F-11 руйнує алюміній і його сплави.

Зміна тиску парів фреону в інтервалі температур від 30 до $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ наведено на рис. 3.4. F-11 має найбільшу теплоту пароутворення в порівнянні з іншими рекомендованими фреонами для утилізаційних паротурбінних

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

установок. Він застосовується як холодоагент у турбокомпресорах з великою холодопродуктивністю при помірних температурах кипіння.

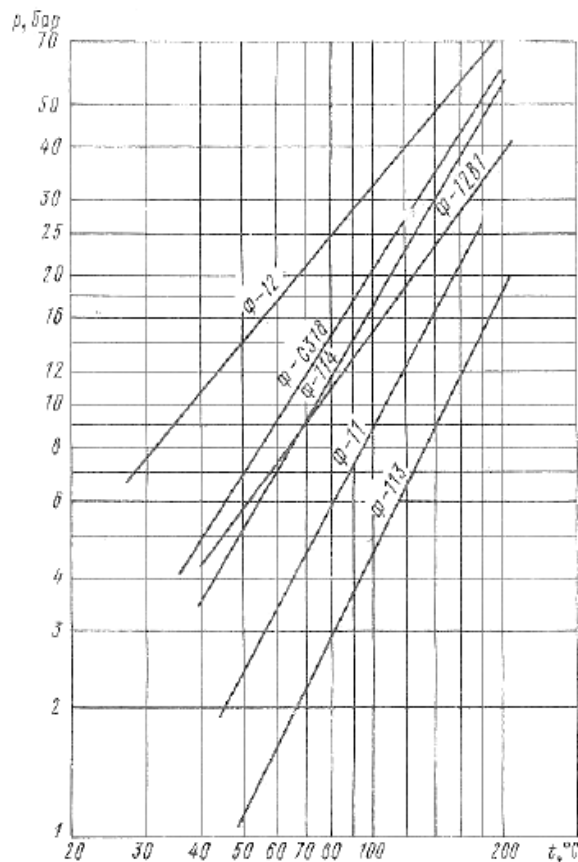


Рисунок 3.4 – Тиск пари фреону в залежності від температури

Фреон $F-12$ ($t_s = -29,8$ °C) не є вибухонебезпечним, на повітрі не горить, має помірний тиск, термічно стійкий до 400 °C. Інертний по відношенню до сталі, міді та її сплавів. Нетоксичний, відноситься до шостої групи шкідливості. $F-12$ застосовується в якості холодоагенту в системах охолодження до -60 °C з поршневими, ротаційними і відцентровими компресорами. Він використовується як гідратуутворюючий агент при опрісненні морської води кристаллогідрним методом.

Фреон $F-113$ ($t_s = 47,5$ °C), як і $F-11$, використовується в турбокомпресорних холодильних машинах і теплонасосних установках. Токсичність $F-113$ трохи менше, ніж у п'ятої групи шкідливості, але більше, ніж у четвертої групи. $F-113$ характеризується значно більш вираженою

наркотичною дією, ніж інші фреони ряду метану і етану . Однак внаслідок малої летючості (висока температура кипіння) великі концентрації фреону у виробничих приміщеннях отримати за наявності вентиляції важко .

F-113 не є вибухонебезпечним або пожежонебезпечним; як і *Ф*-11 , руйнує алюміній і його сплави . Зміна тиску парів фреону при температурах 30-200 °С наведено на рис 3.2.

Фреон *F*-114 ($t_s = 3,5$ °С) по токсичності відноситься до шостої групи шкідливості, не є вибухонебезпечним та негорючий. Застосовується для гасіння полум'я при концентраціях у повітрі 10,8 %.

Кількість токсичних продуктів, що утворюються при розкладанні *F*-114 при температурі вище 300 °С значно менше , ніж у *F*-11 і *F* 12. *F* -114 інертний по відношенню до сталі, міді, алюмінію та їх сплавів. Він відноситься до фреонів низького тиску і застосовується в турбокомпресорних холодильних машинах.

Фреон *F*-318 ($t_s = 6,4$ °С) завдяки наявності циклічної зв'язку має виняткову термічну і хімічну стабільність. *Ф*-318 не взаємодіє з металами , не є пожежонебезпечним, не розкладається при нагріванні до 700 °С. По токсичності відноситься до шостої групи шкідливості . Фізіологічна нешкідливість, хімічна стабільність забезпечують широкі можливості для використання його в паротурбінних установках. Тиск пари в інтервалі температур від 30 до 200 °С наведено на рис. 3.2. *F* -С318 має низький критичний тиск, що є позитивним фактором. Істотним недоліком *Ф*-С138 є невелика теплота пароутворення, яка майже на 40% менше, ніж у *F* -11.

В даний час *F* - С318 використовується в якості холодоагенту в турбокомпресорних установках для кондиціонування повітря і в теплових насосах .

Фреон R245fa є сучасним безпечним фреоном, його характеристики наведено в таблицях 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2 – Характеристики R 245fa при тиску 6 МПа

Температура, °С	Густина, кг/м3	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, Дж/кгК	Фаза
30	1343,3	241,33	1,1285	рідина
40	1317,4	254,73	1,172	рідина
50	1290,6	268,33	1,2147	рідина
60	1262,9	282,14	1,2568	рідина
70	1234,1	296,19	1,2984	рідина
80	1203,9	310,5	1,3395	рідина
90	1172,1	325,08	1,3802	рідина
100	1138,3	339,97	1,4206	рідина
110	1102,1	355,22	1,461	рідина
120	1062,8	370,89	1,5013	рідина
130	1019,4	387,07	1,542	рідина
140	970,55	403,91	1,5832	рідина
150	913,68	421,65	1,6256	рідина
160	844,07	440,76	1,6703	пара
170	752,2	462,22	1,7192	пара
180	626,07	487,59	1,7758	пара
190	493,93	515,15	1,836	пара
200	404,38	539,56	1,8881	пара
210	350,32	560,12	1,9312	пара
220	314,86	578,32	1,9684	пара

Загальним недоліком усіх фреонів є невелика теплота пароутворення і невеликий адіабатний теплоперепад, який спрацьовує в турбіні . За цих умов внаслідок великих витрат робочого тіла витрати енергії на привід фреонового живильного насоса досить істотні.

Як показують розрахунки, деяких фреонів залежно від його марки і параметрів пари, що генерується, витрати на живильний насос складають 5-25 % роботи , отриманої в турбіні. З цієї точки зору , фреони як робочі тіла утилізаційних установок, не можуть конкурувати з водою при високих температурах нагрівання в парогенераторах. Застосування фреонів цілком виправдано і турбінних установках з глибокої утилізацією тепла, де неможливо або недоцільно використання водяної пари.

Проте слід мати на увазі, що не всі фреони задовольняють вимогам максимального використання відходів тепла на судах.

Таблиця 3.3 – Характеристики R 245fa при тиску 0,3 МПа

Температура, °C	Густина, кг/м3	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, Дж/кгК	Фаза
30	1325,5	239,64	1,137	рідина
40	1297,2	253,25	1,1812	рідина
45,45	1281,2	260,77	1,205	рідина
45,45	16,67	439,02	1,7645	пара
50	16,343	443,46	1,7783	пара
60	15,684	453,26	1,8082	пара
70	15,092	463,14	1,8374	пара
80	14,556	473,12	1,8661	пара
90	14,066	483,2	1,8942	пара
100	13,615	493,41	1,9219	пара
110	13,198	503,74	1,9493	пара
120	12,811	514,2	1,9762	пара
130	12,449	524,8	2,0028	пара
140	12,11	535,53	2,0291	пара
150	11,792	546,4	2,0551	пара
160	11,491	557,41	2,0808	пара
170	11,208	568,56	2,1063	пара
180	10,939	579,86	2,1315	пара
190	10,684	591,29	2,1564	пара
200	10,442	602,86	2,1812	пара

Критична температура робочого тіла повинна бути нижче верхньої температури циклу і значно вище температури конденсації.

Таким чином, в утилізаційних паротурбінних установках можливе застосування фреонів *F* -11, *F*-12, *F*- 113 і *F*- C318, *R245fa*. Вибір же марки фреону залежить в основному від температурного режиму роботи установки , так як термостійкість їх різна.

3.5 Розробка фреонової турбокотельної установки

Фреонова турбокотельна установка складається з котла, пароперегрівача, підігрівача рідкого фреону, фреонового насоса та турбіни.

Котел. Конструкція фреонового котла залежить від прийнятої схеми установки. При одноконтурній схемі без проміжного теплоносія можливе

застосування газотрубних і фреонотрубних котлів з природною і примусовою циркуляцією. Принципово конструкції фреонових котлів не відрізняються від конструкцій утилізаційних котлів, генеруючих водяну пару.

Для фреонових установок з докритичним і особливо з надкритичними параметрами пари виправдане використання прямоточних котлів. Основний недолік водяних прямоточних котлів – високі вимоги до якості живильної води – у фреонових котлах не відіграє суттєвої ролі, оскільки у фреонах відсутні солі, що випадають на поверхні нагрівання .

На рисунку 3.5 наведені принципова схема прямоточного котла і графік зміни температури випускних газів, рідкого фреону та пари по поверхні нагріву котла. До основних переваг цих котлів відносяться малі маси і габарити, зручність компонування у випускному газоході двигуна, швидкий пуск котла в роботу.

Економайзер (з поверхнею нагріву $H_{ек}$), в який поступає фреон з температурою $t_{н.ф}$, і пароперегрівач ($H_{пп}$) включені за схемою протитечії, що дозволяє збільшити температурний напір у цих поверхнях нагріву котла. Випарні ділянка ($H_{вип}$) включена за схемою прямотоку , що забезпечує безперервний вихідний струм фреону . Останнє особливо важливо при малих навантаженнях котла.

У зв'язку з відсутністю в котлі ємності для фреону продуктивність фреонового живильного насоса повинна змінюватися прямо пропорційно тепловому навантаженню котла.

У двоконтурних схемах з проміжним теплоносієм в якості фреонових котлів доцільно використовувати вертикальні і горизонтальні кожухотрубні кип'ятильники абсорбційних холодильних машин. Причому з аміачних кип'ятильників попередньо повинні бути зняті ректифікаційні колони. Гаряча вода або пара проходить по трубках кип'ятильника.

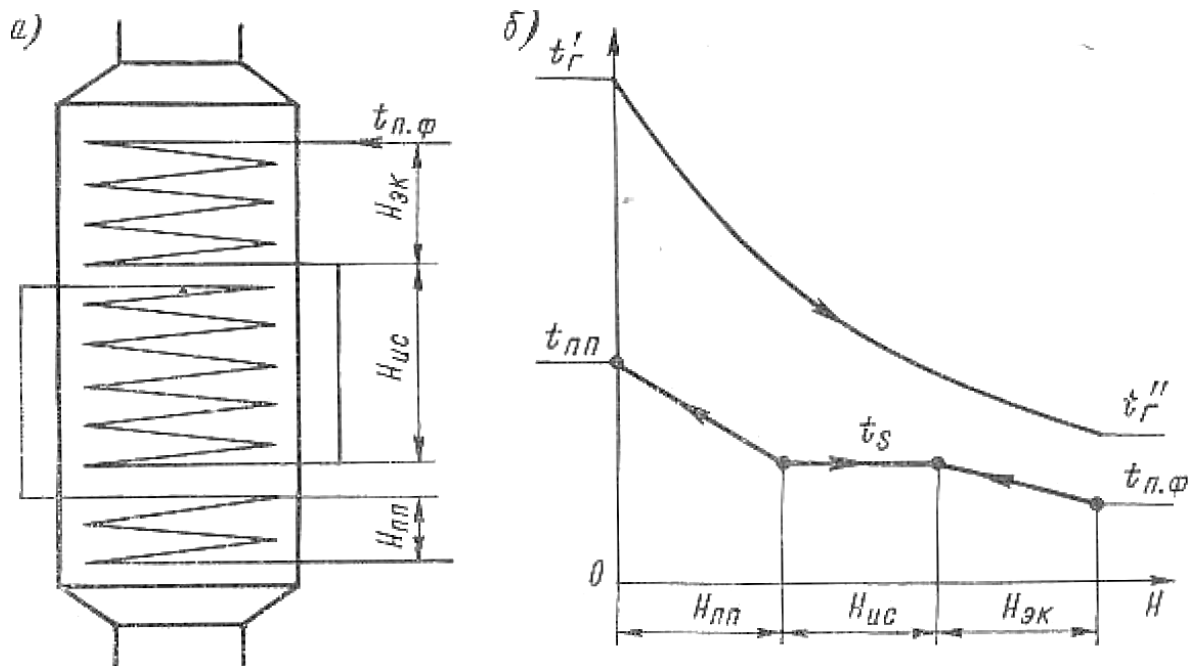


Рисунок 3.5 – Принципова схема прямооточного котла (а) і графік температур по довжині H його труб (б)

Фреонова турбіна. В установках рекомендується застосовувати радіальні турбіни з консольним розташуванням робочого колеса. Принципова схема одноступінчастої радіальної турбіни наведена па рис. 3.6. Проточна її частина складається з вхідної кільцевої камери 3, направляючого соплового апарату 2 і робочого колеса. Робоче колесо виготовляють з алюмінієвих сплавів. Лопатки цього колеса вифрезерують в основному диску. Сопловий апарат виконують у вигляді сталевий діафрагми, в якій фрезують соплові лопатки. Вал ротора 4 встановлюють на радіальні і радіально-упорні підшипники кочення.

При конструюванні турбін особливу увагу слід звертати на герметичність конструкції. Вал турбіни слід ущільнювати торцевим двостороннім сальником з парою тертя графіт-сталь, з плаваючими графітовими кільцями. Корпус турбіни повинен мати мінімальне число роз'ємів.

У схемах утилізації з двома фреоновими котлами з різним тиском пари встановлюють двоступеневі радіальні турбіни.

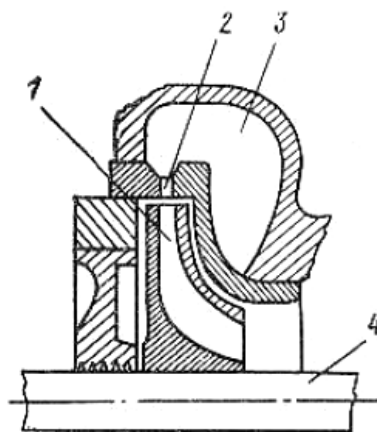


Рисунок 3.6 – Принципова схема радіальної фреонової турбіни

Конденсатор. У турбокотельних установках можуть бути використані кожухотрубні конденсатори, застосовувані в турбокомпресорних холодильних машинах великої холодопродуктивності, що серійно випускаються.

Живильний насос. Оскільки витрати потужності на привід фреонового насоса досить істотні, необхідно встановлювати насоси з досить високим ККД. В якості живильного фреонового насоса для теплової схеми можуть бути рекомендовані гвинтові і відцентрові насоси. При цьому ущільнення валу цих насосів повинно виконуватися у вигляді лабіринтового імпеллера зі спеціальним стоянковим ущільненням.

Розрахунок утилізаційного циклу

Кількість тепла, яке можливо використати в утилізаційному Q_d циклі беремо з теплового балансу двигуна (розділ 2.4). З таблиці 3.2 знаходимо ентропію фреонового пару в точці 1 циклу $S_1=1,888$ кДж/(кгК). Тоді з таблиці 3.2, ентальпія газу буде $H_1=539,56$ кДж/кг (таблиця 3.1).

Оскільки максимальна температура вторинних енергоресурсів двигуна $245\text{ }^{\circ}\text{C}$ та враховуючи термічну стабільність фреону R 245fa, приймаємо максимальну температуру $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, при цьому тепловий напір буде складати $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ентропія робочого тіла при тиску $P_1 = 6$ МПа

Для визначення ентальпії та температури фреону R245fa після фреонової турбіни, знайдемо значення цих параметрів при тиску P_2

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

= 0,3 МПа, (табл. 3.3) при умові, що розширення в турбіні протікає ізоентропійно, $S_2=S_1=1,8881$ Дж/кг. Тоді ентальпія знаходиться у діапазоні між $H_b=483,20$ Дж/кг та $H_m=473,12$ Дж/кг, а температура – $T_b=90$ °C $T_m=80$ °C. Для точного визначення ентальпії H_2 та температури T_2 у заданому в таблиці інтервалі, використаємо метод лінійної інтерполяції.

$$H_2 = \frac{S_1 - S_m}{S_b - S_m}(H_b - H_m) + H_m = \frac{1,8881 - 1,8661}{1,8942 - 1,8661}(483,2 - 473,12) + 473,12 = 481,012$$

кДж/кг

$$T_2 = \frac{S_1 - S_m}{S_b - S_m}(T_b - T_m) + T_m = \frac{1,8881 - 1,8661}{1,8942 - 1,8661}(90 - 80) + 80 = 87,829$$
 °C

де індекс b визначає більший значення діапазону, а індекс m – менше.

Оскільки процес охолодження у конденсаторі розглядається як ізобарний, параметри в кінці процесу конденсації беруться з таблиці 3.2, при умові що температура конденсації приймається 40 °C, що дозволить забезпечити температурний напір у 20 °C. Тоді витрата фреонового пару G_f розраховується за формулою

$$G_f = \frac{Q_d}{(H_1 - H_4)} = \frac{5,590 \times 10^6}{(539,56 - 253,25) \times 10^3} = 19,626 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність фреонової турбіни N_T становить

$$N_T = G_f(H_1 - H_2) = 19,626 \times (539,56 - 481,012) / 10^6 = 1,149 \text{ МВт},$$

Індикаторна потужність фреонової турбіни N_I

$$N_I = N_T \eta_o = 1,149 \times 0,89 = 1,023 \text{ МВт}$$

де η_o – внутрішній ККД турбіни, приймаємо $\eta_o = 0,89$.

Потужність живильного насоса розраховується за формулою N_n

$$N_n = \frac{G_f(p_2 - p_1)}{\rho_f \eta_n} = \frac{16,626 \times (60,0 - 0,3)}{1317,4 \times 0,91} = 0,093 \text{ МВт},$$

де η_f – механічний ККД турбіни, приймаємо $\eta_f = 0,91$;

$$\rho_f = 1317,4 \text{ кг/м}^3 \text{ (табл.3.1).}$$

Теплова потужність конденсатору Q_k

$$Q_k = G_f(H_2 - H_3) = 16,626 \times (481,012 - 253,25) = 4,470 \text{ МВт}$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де H_3 – ентальпія при температурі після конденсатору, $H_3 = 253,25$ кДж/кг

Витрата води на охолодження, при різниці температур $\Delta T = 5$ С

$$G_v = \frac{Q_k}{C_p \Delta T} = \frac{4,470 \times 10^6}{4200 \times 5} = 212,857 \text{ кг/с}$$

де C_p – теплоємність води, $C_p = 4200$ кДж/(кг×К);

ΔT – нагрів охолоджуючої води, приймається $\Delta T = 5$ С.

Потужність охолоджуючого насоса N_v , при перепаді тиску $\Delta P = 1000$ Па

$$N_v = G_v \Delta P = 212,857 \times 1000 = 0,213 \text{ МВт}$$

Ефективна потужність фреонової турбіни становить N_e

$$N_e = N_i \times \eta_m - N_n - N_v = 1,023 \times 0,9 - 0,093 - 0,213 = 6,142 \text{ МВт}$$

ККД утилізаційного циклу визначається як відношення ефективної потужності до спожитого тепла

$$\eta = \frac{N_e}{Q_d} = \frac{6,142 \times 10^6}{5,590 \times 10^6} = 0,11$$

За результатами розрахунку будуюмо T - Q діаграму двигуна та системи утилізації, рис. 3.7. З діаграми видно, що при нагріванні фреону $R245fa$, теплової потужності ВЕР двигуна недостатньо для нагріву та забезпечення теплового напору. Тому проведемо розрахунок системи при нагріванні $R245fa$ до 180 °С.

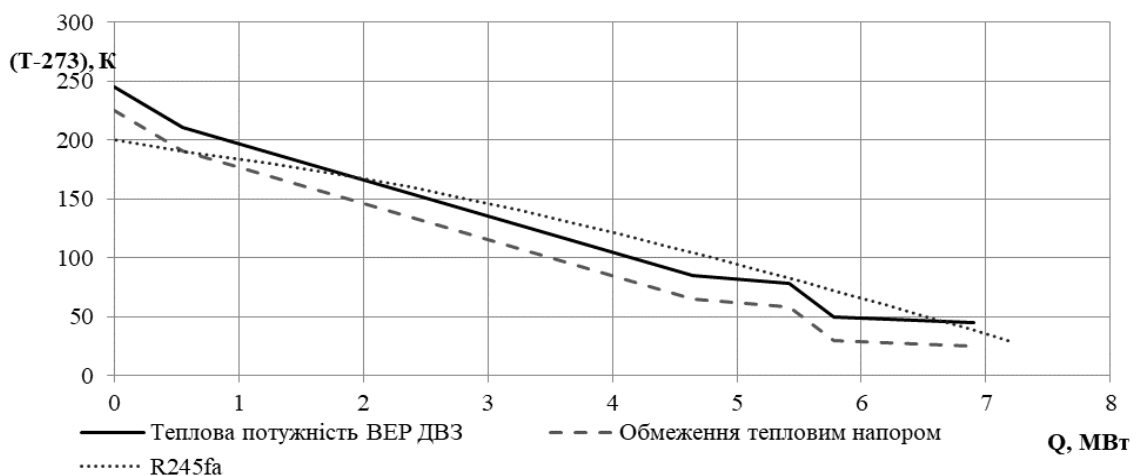


Рисунок 3.7 – T - Q діаграма двигуна та утилізаційної системи

Приймаємо максимальний температурний напір 180 °С, при цьому ентропія робочого тіла, при тиску $P_I = 6$ МПа, $S_I = 1,7758$ Дж/кг К.

Тоді ентальпія знаходиться у діапазоні між $H_b = 443,46$ Дж/кг та $H_m = 439,02$ Дж/кг, а температура – $T_b = 50$ °С $T_m = 45,45$ °С. Для точного визначення ентальпії H_2 та температури T_2 у заданому в таблиці інтервалі, використаємо метод лінійної інтерполяції.

$$H_2 = \frac{S_I - S_m}{S_b - S_m}(H_b - H_m) + H_m = \frac{1,7758 - 1,7645}{1,7783 - 1,7645}(443,46 - 439,02) + 439,02 = 442,756 \text{ кДж/}$$

кг

$$T_2 = \frac{S_I - S_b}{S_b - S_m}(T_b - T_m) + T_m = \frac{1,7758 - 1,7645}{1,8661 - 1,7645}(50 - 45,45) + 45,45 = 46,274 \text{ °С}$$

де індекс b визначає більший значення діапазону, а індекс m – менше.

Витрата фреонового пару G_f розраховується за формулою

$$G_f = \frac{Q_d}{(H_1 - H_4)} = \frac{5,590 \times 10^6}{(487,59 - 253,25) \times 10^3} = 24,06 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність фреонової турбіни N_T становить

$$N_T = G_f(H_1 - H_2) = 24,06 \times (487,59 - 442,756) / 10^3 = 1,079 \text{ МВт},$$

Індикаторна потужність фреонової турбіни N_I

$$N_I = N_T \eta_o = 1,079 \times 0,89 = 0,960 \text{ МВт}$$

де η_o – внутрішній ККД турбіни, приймаємо $\eta_o = 0,89$.

Потужність живильного насоса розраховується за формулою N_n

$$N_n = \frac{G_f(P_2 - P_1)}{\rho_f \eta_n} = \frac{24,06 \times (60,0 - 0,3)}{1317,4 \times 0,91} = 0,114 \text{ МВт},$$

де η_f – механічний ККД турбіни, приймаємо $\eta_f = 0,91$;

$\rho_f = 1317,4$ кг/м³ (табл.3.1).

Теплова потужність конденсатору Q_k

$$Q_k = G_f(H_2 - H_3) = 24,06 \times (442,756 - 253,25) = 4,547 \text{ МВт}$$

де H_3 – ентальпія при температурі після конденсатору, $H_3 = 253,25$ кДж/кг

Витрата води на охолодження, при різниці температур $\Delta T = 5$ С

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_v = \frac{Q_k}{C_p \Delta T} = \frac{4,547 \times 10^6}{4200 \times 5} = 216,516 \text{ кг/с}$$

де C_p – теплоємність води, $C_p = 4200 \text{ кДж/(кгК)}$;

ΔT – нагрів охолоджуючої води, приймається $\Delta T = 5 \text{ С}$.

Потужність охолоджуючого насоса N_v , при перепаді тиску $\Delta P = 1000 \text{ Па}$

$$N_v = G_v \Delta P = 216,516 \times 1000 = 0,216 \text{ МВт}$$

Ефективна потужність фреонової турбіни становить N_e

$$N_e = N_i \times \eta_m - N_n - N_v = 0,960 \times 0,9 - 0,114 - 0,216 = 0,533 \text{ МВт}$$

ККД утилізаційного циклу визначається як відношення ефективної потужності до спожитого тепла

$$\eta = \frac{N_e}{Q_d} = \frac{0,533 \times 10^6}{5,590 \times 10^6} = 0,095$$

За результатами розрахунку будуюмо T - Q діаграму двигуна та системи утилізації, рис. 3.6. З діаграми видно, що при нагріванні фреону $R245fa$, теплової потужності ВЕР двигуна недостатньо для нагріву та забезпечення теплового напору. Тому проведемо розрахунок системи при нагріванні $R245fa$ до $180 \text{ }^\circ\text{C}$.

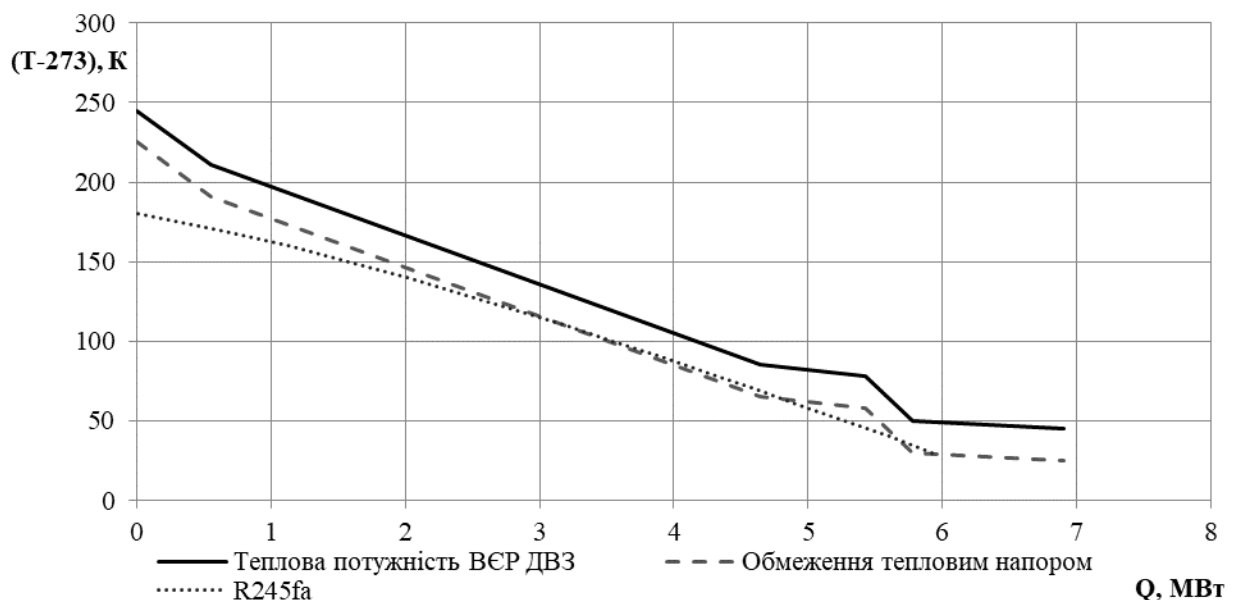


Рисунок 3.6 – T - Q діаграма двигуна та утилізаційної системи

Таким чином, утилізація тепла вторинних енергоресурсів двигуна дозволить додатково виробляти 533 кВт механічної енергії, що складає 7,5% потужності головного двигуна. ККД утилізаційного циклу становить 9,5 %. Виробництво додаткової потужності відбуватиметься без використання додаткової витрати палива, що приводить до зниження питомої витрати палива з 0,171 до 0,158 кг/кВт год.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА МОДЕРНІЗАЦІЇ ДВИГУНА

Мета: обґрунтування економічного ефекту від впровадження модернізації двигуна.

При визначенні економічної оцінки порівнюються параметри двигуна до та після модернізації.

У таблиці 4.1 приведені техніко-економічні показники двигуна MAN 5S60MC-C до та після модернізації.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники двигуна MAN 5S60MC-C

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий	Модернізований
Потужність	N_e	кВт	7200	7200
Частота обертання	n	хв^{-1}	127	127
Діаметр циліндра, м	D	м	0,5	0,5
Хід поршня, м	S	м	1,91	1,91
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,171	0,158
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0022	0,0018
Вартість двигуна	Π	грн	400000	400000
Вартість палива	Π_p	грн/кг	12,76	12,76
Вартість мастила	Π_m	грн/ кг	4,4	4,4
Термін роботи на рік	t	год	4000	4000
Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05

Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\kappa.p.}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\kappa.p.}$	год	100000	100000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Розрахунок економічної ефективності

1) Річна продуктивність

$$N = K_{\Pi} \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт} \cdot \text{г за рік}$$

2) Термін служби

$$T = \frac{t_{\kappa.p.}}{t}, \text{ рік}$$

3) Річні поточні витрати на паливо

$$Z_n = N \cdot C_n \cdot g_e, \text{ грн}$$

4) Річні поточні витрати на масло

$$Z_m = g_m \cdot N \cdot C_m \cdot 10^{-3}, \text{ грн}$$

5) Річні витрати на поточний ремонт

$$Z_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot C}{t_{\text{пер}}}, \text{ грн}$$

6) Річні поточні витрати на капітальний ремонт

$$Z_{\kappa.p} = \frac{K_{\kappa.p} \cdot t \cdot C}{t_{\kappa.p} \cdot E_{\min}}, \text{ грн}$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

7) Річний економічний ефект у споживача

$$U_l = Z_n + Z_m + Z_{к.р} + Z_{н.р}, \text{ грн}$$

8) Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна.

$$E_k = \left[C_{\delta} \cdot \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_{\delta}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1\delta} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - C_c, \text{ грн}$$

$$\text{де } U_1^{1\delta} = \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$$

9) Час окупності модернізованого двигуна

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, \text{ років}$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

$$\Delta S = Z_n^{\delta} - Z_n^c + Z_m^{\delta} - Z_m^c + Z_{н.р}^{\delta} - Z_{н.р}^c + Z_{к.р}^{\delta} - Z_{к.р}^c, \text{ грн}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку економічної ефективності спроектованого двигуна

Найменування	Позначення	Розмірність	Двигун до модерн.	Двигун після модерн.
Річна продуктивність	N	кВт·год/рік	27360000,0	27360000,0
Термін служби	T	рік	25,0	25,0
Річні поточні витрати на паливо	Z_n	грн	187142400,0	172915200,0
Річні поточні витрати на масло	Z_m	грн	752400,0	615600,0

Річні витрати на поточний ремонт	$Z_{п.р}$	грн	2000000,0	2100000,0
Річні витрати на капітальний ремонт	$Z_{к.р}$	грн	3272727,3	3436363,6
Річний економічний ефект у споживача	U_1	грн	193167527,3	179067163,6
	U_1^{16}	грн	193167527,3	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E_k	грн	59212440,2	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK	грн	15000000,0	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS	грн	14100363,6	
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{окуп}$	рік	1,06	
		місяць	12,77	

Річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок зниження річних витрат в порівнянні з двигуном до модернізації зниженням витрат на паливо-мастильні матеріали оцінено у розмірі 14 100 363,6 *грн*. Модернізація двигуна окупиться приблизно за 1 рік.

РОЗДІЛ 5

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Заходи з протидії небезпечним та шкідливим факторам, що мають місце при технічному використанні, обслуговуванні та ремонті суднових технічних заходів

Машинне відділення судна в зв'язку з наявністю в ньому різного обладнання є об'єктом підвищеної небезпеки з великою кількістю небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на умови праці на судні. До числа цих факторів відносяться: машини, що рухаються, механізми, частини обладнання; підвищений рівень вібрації; підвищена запиленість і загазованість; підвищена чи знижена температури повітря; неповна освітленість; збільшений рівень шуму.

Підвищений рівень шуму. Висока енергоозброєність сучасних суден, їх насиченість різними приладами і механізмами створює умови для виникнення інтенсивного шуму, його джерелом може бути будь-яке тіло, що коливається, яке виведено із рівноваги зовнішньою силою. Головними джерелами шуму на судні є двигуни, допоміжні механізми, вентилятори, насоси, компресори, турбіни, пневматичні і електричні інструменти та т.п. Шум причиняє несприятливий вплив на людину послаблює увагу, уповільнює психічні і рухові реакції, викликає стомлення, порушує точність рухів, погіршує гостроту зору або зменшує його поле. Шум також може заважати комунікації і ускладнювати сприйняття попереджень.

Підвищений рівень вібрації. Вібрація на судах обумовлюється роботою головних енергетичних установок, гребних гвинтів і різних допоміжних механізмів, а також виникає внаслідок ударів хвиль об корпус. У разі збігу власних коливань корпусу судна з вимушеними від роботи механізмів може наступити резонанс, що супроводжується значним посиленням вібрації (що досягає в деяких випадках вібросміщення до 2 мкм).

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вібрація на економічному ході судів зазначається, як правило, в кормовій частині, а при максимальному - в середній і носовій частині корпусу. Деякі механізми, наприклад дизель-генератори, компресори, насоси, можуть бути джерелами місцевої вібрації з обмеженим радіусом поширення.

Інфрачервоне випромінювання в машинному відділенні. З метою захисту суднового екіпажу від несприятливого впливу довгохвильового інфрачервоного випромінювання поверхні обладнання, трубопроводів і огорож повинні бути ізольовані (герметизація, теплоізоляція, екранування, відведення тепла та ін.) Для запобігання або обмеження виділення конвекційного і променистого тепла в робочі приміщення. Фланцеві з'єднання і арматуру трубопроводів рекомендується ізолювати знімною теплоізоляцією.

Робота в замкнених приміщеннях. Замкнений простір означає простір, що має одну з наведених нижче характеристик:

- обмежений вхід і вихід;
- недостатня вентиляція;
- вентиляція не розрахована на постійну присутність працівників.

А так само включає, але не обмежується ними, вантажний простір, подвійні днища, паливні баки, баластні цистерни, вантажні насосні, вантажні компресорні, кофердами, ланцюгові шафи, пустотні простори, каналні кілі, котли, картер двигуна, приймальник повітря для продування двигуна, резервуари для стічних вод і суміжні простори. Цей список не є вичерпним, і список повинен формуватися на судні, щоб ідентифікувати замкнуті простори.

Протипожежна безпека. Основна мета боротьби з пожежею - швидке взяття його під контроль і гасіння, що можливо тільки в тому випадку, якщо вогнегасна речовина доставлено до пожежі швидко і в достатній кількості.

Це можна забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння. Деякі з стаціонарних систем можуть подавати вогнегасну речовину безпосередньо на пожежу без участі членів екіпажу.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Проведення вогневих робіт. Вогневі роботи - виробничі операції, пов'язані із застосуванням відкритого вогню.

Недостатня освітленість. Недостатня освітленість викликається застосуванням у більшості штучного освітлення на судні.

Вентиляція робочого приміщення. Вентиляція - це постачання приміщення свіжим необробленим повітрям. Природна вентиляція можлива в тому випадку, коли з-за зміни температури або щільності повітря може виникнути його циркуляція в приміщенні. При штучній вентиляції для примусового руху великих обсягів повітря використовують вентилятори. Природна вентиляція застосовується для невеликих майстерень або складів, але вона недостатньо ефективна для суднових приміщень, де є машини або працює значна кількість людей. Примусова вентиляція може бути застосована в трюмах, в яких завдяки циркуляції повітря виключається конденсація вологи, видаляються гази, запахи і т.п.

Машинне відділення судна має великий об'єм, тому обслуговування його системою кондиціонування було б пов'язано з надмірними витратами. Зважаючи на це машинне відділення обладнується системою вентиляції, що подає повітря в кількості, достатній для нормальної роботи машин, а також для охолодження приміщення. Подача повітря до різних робочих платформ забезпечується осьовими вентиляторами по спеціальних каналах. Нагріте повітря піднімається в центрі і залишає машинне відділення через жалюзі або отвори в димовій трубі. Пост управління машини, як окреме приміщення, може бути обладнаний системою кондиціонування повітря з окремим кондиціонером, що забезпечує повне оновлення повітря.

Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинному відділенні

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення, визначається рівнянням:

$$L_{\Pi} = \frac{\Sigma Q_{\text{над}}}{C_{\Pi} \rho_{\Pi} \Delta t}, \quad \text{м}^3/\text{Год.},$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $\Sigma Q_{над}$ - сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, кДж/год.;

$C_{п} = 1,01$ - питома теплоємність повітря, кДж / (кг °С);

Δt - різниця температур повітря в МВ і зовнішнього, згідно санітарним нормам, °С;

$\rho_{п}$ - щільність повітря при зовнішній температурі, кг/м³

$$\rho_{п} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_H}{273}}$$

де $\rho_0 = 1,293$ - щільність повітря при нормальних умовах, кг/м³;

t_H - температура зовнішнього повітря, приймається в залежності від району плавання судна по ГОСТ 24389-80, °С.

Надлишкове тепловиділення визначаються за виразами для ДВЗ

$$Q_{ДВЗ} = 0,02 ge Ne^{ДВЗ} Q_{нижс}, \text{ кДж/год.},$$

$$Q_{ДВЗ}^1 = 0,02 \times 0,171 \times 7150 \times 42700 = 1044143 \text{ кДж/год.},$$

$$Q_{ДВЗ}^2 = 0,02 \times 0,198 \times 910 \times 42700 = 153873 \text{ кДж/год.},$$

де $Ne^{ДВЗ}$ – потужність двигуна, кВт;

ge – питома витрата палива, кг кВт / год;

$Q_{нижс}$ – нижча теплота згоряння, кДж/кг;

Для генераторів

$$Q_{Г} = 3600 N \frac{(1-\eta)}{\eta}, \text{ кДж/год.},$$

$$Q_{Г}^1 = 3600 \times 910 \times \frac{(1-0,9)}{0,9} = 364000 \text{ кДж/год.},$$

де η - ККД генератора, кг/год.;

N - а потужність генератора, кВт;

Сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізм визначаються за формулою

$$\Sigma Q_{над} = \Sigma Q_{ДВЗ} + \Sigma Q_{Г}$$

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_{над} = 1044143 + 3 \times 153873 + 3 \times 364000 = 2597762 \text{ кДж/год.},$$

Щільність повітря при зовнішній температурі 20 °С

$$\rho_{п} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,204 \text{ кг/м}^3;$$

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення

$$L_{п} = \frac{2597762}{1,01 \times 1,204 \times 20} = 85734 \text{ м}^3/\text{год.},$$

Кратність циркуляції

$$n = \frac{L_{п}}{V_{м}} = \frac{85734}{2753} = 31$$

де $V_{м}$ – об'єм машинного відділення.

Організація дій екіпажу у надзвичайних ситуаціях

У випадку надзвичайної, небезпечної або аварійної ситуації важливо правильно оцінити пріоритети до прийняття будь-яких рішень і дій.

Пріоритети повинні розташовуватися в такий спосіб:

1. БЕЗПЕКА ЖИТТЯ;
2. БЕЗПЕКА СУДНА;
3. БЕЗПЕКА ВАНТАЖУ Й ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

Якщо судно опинилося в аварійній ситуації, у тому числі – пов'язаною із забрудненням навколишнього середовища, або в ситуації, що загрожує загибеллю судну, то капітан зобов'язаний в терміновому порядку вирішити питання про те, чи необхідна допомога рятувальників, буксирів чи інша допомога з берега або ситуація може бути вирішена власними силами екіпажу. Основою організації боротьби за живучість судна є розклад за тривою,

який визначає обов'язки всіх членів екіпажу, складаються на кожному судні й затверджуються капітаном. Обов'язки за тривою повинні розподілятися з урахуванням посад, фаху, рівня підготовки, індивідуальних

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

якостей і фізичних даних кожного члена екіпажу. У розкладі за тривогою повинна передбачатися взаємозамінність членів екіпажу.

Складання розкладу за тривогою і його своєчасна коректура покладається на старшого помічника капітана. Затверджений капітаном розклад за тривогою повинен вивішуватися на видному місці в загальнодоступних приміщеннях судна.

Сигнали всіх тривог дублюються голосом за допомогою суднової трансляційної мережі із зазначенням виду тривоги; у випадку пожежі або пробойни вказується місце виникнення. При відсутності трансляції вид тривоги, місце пожежі або пробойни оголошуються будь-якими іншими засобами. Відбій усіх тривог оголошується голосом і супроводжується командою по трансляції.

При оголошенні навчальних тривог за допомогою суднової системи гучного зв'язку вид тривоги повинен супроводжуватись словом «навчальна».

Загальносуднова тривога оголошується вахтовим помічником капітана:

- при вибуху, виникненні пожежі або виявленні її перших ознак, диму й запаху горілого;
- при виявленні потрапляння забортної води усередину судна або поширення її по судну;
- при інших аварійних випадках, що створюють загрозу судну й екіпажу.

Тривога «Людина за бортом» оголошується вахтовим помічником капітана при потрапленні людини за борт або виявленні людини (людей) за бортом.

Шлюпкова тривога (при залишенні судна) оголошується тільки капітаном або іншою особою за наказом капітана при загрозі загибелі судна, коли виникає необхідність залишення судна екіпажом і пасажирями.

Будь-який член екіпажу, будь-яка особа, що перебуває на судні, може підняти тривогу натисканням відповідної кнопки, включенням сигналізації або за допомогою засобів зв'язку.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Особа, що підняла тривогу, повинна повідомити на місток місце й характер аварійної ситуації.

Встановлюється наступний порядок оповіщення при надзвичайних і аварійних ситуаціях:

- оголошується загальносуднова тривога дзвінком голосного бою;
- екіпаж збирається в місці збору й діє відповідно до суднового «Розкладу за тривогами»;
- відповідальні особи, почувши сигнал, зобов'язані:
- включити доручені їм переносні ультракороткохвильові радіостанції на заданий канал;
- вийти на зв'язок з містком;
- одержати усні команди або розпорядження;
- передати їх закріпленим за певними ділянками членам суднового екіпажу.

Особи, у завідуванні яких перебувають особисті документи екіпажу, судновий, машинний, електромеханічний і радіотелеграфний журнали, шляхові карти із прокладкою шляху судна перед подією, суднова каса й документи строгої звітності, при залишенні судна зобов'язані вжити заходів до порятунку і збереження зазначених документів і цінностей.

На судні повинні бути визначені «Командні пункти й пости», розташування й склад яких повинні повністю узгоджуватися із судновим розкладом за тривогами. Розташування й склад командних пунктів і постів затверджуються капітаном судна.

При стоянці судна в порту на борту завжди повинне залишатися достатня кількість членів екіпажу для дій в аварійних ситуаціях. На судні повинен бути затверджений стоянковий розклад за тривогами. Після прибуття судна в порт повинна бути встановлена система взаємодії з берегом. Для цих цілей рекомендується використовуват «Ship/Shore Safety Check List»

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даної роботи було проаналізовано конструктивні особливості двотактного малообертового двигуна MAN B&W, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що завдяки створенню сучасної концепції фірмою виробником та використанню оригінальних технічних рішень дає можливість двигуну широко застосовуватися на судах.

Проте, завжди актуальною для двигунів внутрішнього згоряння лишатиметься проблема підвищення їх ефективності. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є використання фреонових утилізаційних установок. Перевагами такого способу утилізації є можливість використання прямоточного котла, відсутність корозії елементів системи, можливість використання турбін з низькою частотою обертання. Найбільшим недоліком прийнято вважати необхідність забезпечення високої надійності системи через текучість робочого тіла.

Розрахунки показують, що при використанні системи утилізації з робочим тілом *R 245fa* для двигуна можливо додатково отримати 11 % потужності головного двигуна.

					КРМ.142.6222м.23.04.00.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові двигуни: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. 217 с.
2. Roy B., Wankhede A. A Guide to 2-Stroke Marine Engine Components. Marine Insight, 2013. 104 p.
3. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. 914 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Kees Kuiken. Diesel Engines for ship propulsion and power plants. Target Global Energy Training. Onnen, The Netherlands. July 2008.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.