

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

УВАРОВ В.А.
АВДЮНІН Р. Ю.
ХОМЕНКО В.С.
МИСЬКО В.О.

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до самостійної роботи з дисципліни
«Проектування систем суднових
енергетичних установок»**

для студентів, що навчаються за другим (магістерським) рівнем
вищої освіти за спеціальністю 135 «Суднобудування»
(спеціалізація «Суднові енергетичні установки та устаткування»)

*Рекомендовано Методичною радою НУК
(протокол № 2 від 22.02.2018)*

Миколаїв
Видавець Торубара В. В.
2018

УДК 629.5.01:621.313(072)
ББК 39.455-02я73
М54

Автори: *В. А. Уваров*, к. т. н., доцент;
Р. Ю. Авдюнін, викладач;
В. С. Хоменко, викладач;
В. О. Мисько, старший викладач

Рецензент: *Б. Г. Тимошевський*, д. т. н., професор, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова

Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни «Проектування систем суднових енергетичних установок» для студентів, що навчаються за другим (магістерським) рівнем вищої освіти за спеціальністю 135 «Суднобудування» (спеціалізація «Двигуни внутрішнього згоряння») / В. А. Уваров, Р. Ю. Авдюнін, В. С. Хоменко, В. О. Мисько. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2018. — 100 с.

У методичних вказівках наведено загальні відомості про дисципліну, зміст лекційних занять з посиланнями на рекомендовану літературу, теми практичних занять, самостійну та науково-дослідну роботу з орієнтовним переліком тематики цих робіт, контрольних питань, перелік завдань для самостійної роботи студентів, поточний і підсумковий модульний контроль успішності, приклади виконання практичних робіт, а також список рекомендованої літератури.

Призначені для студентів, що здобувають (другий) магістерський освітньо-професійний рівень та навчаються за спеціальністю 135 «Суднобудування» (спеціалізація «Суднові енергетичні установки та устаткування»).

УДК 629.5.01:621.313(072)
ББК 39.455-02я73

ВСТУП

Запропоновані методичні вказівки містять увесь необхідний навчальний матеріал для самостійної роботи студентів зі спеціальності 135 «Суднобудування» (спеціалізація «Суднові енергетичні установки та устаткування») при опануванні ними дисципліни «Проектування систем суднових енергетичних установок».

Усі механізми та обладнання на судні пов'язані за допомогою систем, які поділяються на три групи: загальносуднові (пожежна, вантажна тощо); системи суднових енергетичних установок (СЕУ); спеціальні системи. У даних вказівках розглянуті системи СЕУ (паливна, змащення, охолодження, стиснутого повітря та пускова, повітропостачання, газовідведення). Для вищевказаних систем наведені вимоги морських класифікаційних товариств, їхнє основне комплектуюче обладнання та методики розрахунку параметрів. При вивченні даної дисципліни край необхідним є повне опанування студентом навичок математичного моделювання процесів у системах СЕУ. Це дозволить провести фахову комплектацію елементів систем при складанні специфікаційних відомостей.

Узагалі, стосовно систем СЕУ, в наявності є багато навчальної літератури. Проте вона застаріла, оскільки сучасні морські судна мають суттєві відмінності від суден більш ранніх років побудови. Це визначило необхідність ретельного перегляду питань складання схем систем СЕУ та методики їх розрахунків. Так, наприклад, значні зміни у схемах систем та у методиках їх розрахунків були викликані появою циркуляційних контурів у паливних системах і встановленням у них додаткового обладнання; використанням триконтурних систем охолодження у зв'язку із підвищенням параметрів (температура, тиск) робочих тіл СЕУ; використанням пневмостартерів у системах стиснутого повітря.

Усі наведені у додатку 3 методики розрахунків відповідають вимогам морських класифікаційних товариств.

Матеріал даних методичних вказівок може бути використаний студентами при проектуванні систем СЕУ у наукових розділах випускних магістерських робіт.

УМОВНІ СКОРОЧЕННЯ

АДГ	— аварійний дизель-генератор
ВВП	— високов'язке паливо
ВОД	— високообертовий двигун
ВП	— верхня палуба
ГД	— головний двигун
ГРК	— гвинт регульованого кроку
ГТГ	— газотурбогенератор
ГТД	— газотурбінний двигун
ГТН	— газотурбонагнітач
ГТУ	— газотурбінна установка
ГФК	— гвинт фіксованого кроку
ДВЗ	— двигун внутрішнього згоряння
ДГ	— дизель-генератор
ДДГ	— допоміжний дизель-генератор
ДК	— допоміжний котел
ДРА	— дизель-редукторний агрегат
ЕОМ	— електронна обчислювальна машина
ККД	— коефіцієнт корисної дії
МВП	— малов'язке паливо
МОД	— малообертовий двигун
МПН	— маслоперекачувальний насос
НДР	— науково-дослідна робота
ПНВТ	— паливний насос високого тиску
ППН	— паливopідкачувальний насос
СВП	— середньов'язке паливо
СЕУ	— суднова енергетична установка
СОД	— середньообертовий двигун
СЦЦ	— стічно-циркуляційна цистерна
УДК	— універсальна десятикова класифікація
ФГО	— фільтр грубого очищення
ЦН	— циркуляційний насос
ЦПГ	— циліндро-поршнева група

1 ОПИС НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

Найменування показників	Галузь знань, спеціальність, спеціалізація, рівень вищої освіти	Характеристика навчальної дисципліни	
		денна форма навчання	
Кількість кредитів — 5	Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»	Цикл професійної підготовки	
Модулів — 3	Спеціальність: 135 «Суднобудування»	Рік підготовки	
Змістових модулів — 4		5-й	
Індивідуальне науково-дослідне завдання: «Розробка програми оцінювання функціональної надійності елементів систем при проектуванні судових енергетичних установок різних типів суден»	Семестр 10-й		
Загальна кількість годин — 150			
Тижневих годин для денної форми навчання: аудиторних — 3; самостійної роботи студента — 7			Рівень вищої освіти: (другий) магістерський
	Практичні заняття 15 годин		
	Самостійна робота 105 годин		
	Види контролю Залік		

Примітка.

Співвідношення кількості годин аудиторних занять до самостійної роботи студента становить для денної форми навчання: (45/105) 0,33:1.

2 МЕТА ТА ЗАВДАННЯ НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

2.1 Мета дисципліни полягає в поглибленому вивченні питань проектування різноманітних систем суднових енергетичних установок (СЕУ) різних типів суден.

2.2 Завдання вивчення дисципліни полягає в оволодінні здатністю проектувати та здійснювати комплексні дослідження систем СЕУ та їх елементів для різних типів суден.

2.3 Після оволодіння дисципліною студент повинен

знати:

- класифікацію сучасних систем СЕУ, їх склад, принцип дії, основні показники та можливості;
- порядок, особливості розробки та проектування систем СЕУ;
- методи наукового дослідження, структуру і зміст етапів дослідницького процесу в рамках дисципліни;

вміти:

- робити критичний аналіз та оцінку сучасних наукових досягнень у сфері проектування СЕУ, генерувати нові ідеї під час вирішення дослідницьких і практичних завдань із вказаної тематики;
- проектувати і здійснювати комплексні дослідження систем СЕУ різних типів суден;
- визначати технічний стан систем СЕУ та їх елементів за параметрами їхньої роботи;
- оцінювати ефективність взаємодії елементів систем СЕУ для підтримання заданих режимів роботи;
- визначати причини, що викликають відхилення від робочих параметрів систем;
- здійснювати математичне та імітаційне моделювання систем СЕУ з позиції теорії систем;

мати уяву про варіативність у проектуванні та застосуванні елементів і систем СЕУ для різних типів суден.

3 ПРОГРАМА НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

Модуль 1

Змістовий модуль 1. Проектування паливних систем СЕУ

Тема 1. Основні сорти палив, що використовуються на суднах, та їх властивості. Трубопроводи приймання, перекачування, зберігання та видачі на берег палива. Призначення, основні функції, принципові схеми для різних типів головних двигунів. Принципова схема приймання та перекачування палива. Розрахунок основних параметрів обладнання, що включає система. Визначення подачі паливоперекачувального насоса. Особливості обладнання вкладних і корпусних цистерн. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні паливних систем.

Джерела інформації: [1–5, 7].

Тема 2. Трубопровід підготовки палива перед подачею його у двигун. Найбільш розповсюджені схеми трубопроводів підготовки палива. Розрахунок основних параметрів і підбір обладнання. Особливості відстою, сепарації, фільтрації та гомогенізації палива.

Джерела інформації: [3–5, 7, 9].

Тема 3. Трубопровід подачі палива для роботи двигунів. Існуючі схеми подачі палива при роботі на мало-, середньо- і високов'язких сортах палива. Включення контуру циркуляції палива у систему паливоподачі. Технології використання природного газу. Розрахунок основних параметрів обладнання системи паливоподачі.

Джерела інформації: [3, 4, 7, 8, 11].

Тема 4. Визначення подачі паливопідкачувального насоса. Визначення подачі циркуляційного насоса. Підбір паливних сепараторів і режими їх роботи. Визначення площі теплопередаючої поверхні паливопідігрівача у системі паливоподачі.

Джерела інформації: [3–5, 7, 9].

Змістовий модуль 2. Проектування систем змащення СЕУ

Тема 5. Марки масел, що використовуються у сучасних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ). Призначення систем змащення. Класифікація систем за основними ознаками: циркуляційні, проточні; за розташуванням циркуляційного масла: сухий, мокрий та полусухий картер; за коефіцієнтом кратності циркуляції; за способом створення тиску в системі змащення: за допомогою масляного насоса, гравітаційним способом, комбінованим способом. Рекомендації для різного типу систем. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні.

Джерела інформації: [1, 3, 4, 7, 9, 10].

Тема 6. Визначення кількості циркуляційного масла, необхідного для змащення та одночасного відведення теплоти від поверхонь тертя. Визначення кількості циркуляційного масла, необхідного для охолодження поршнів двигунів. Визначення подачі головного циркуляційного насоса. Конструктивна схема лубрикаторів.

Джерела інформації: [4, 7, 8, 9, 11].

Змістовий модуль 3. Проектування систем охолодження СЕУ

Тема 7. Основні типи теплоносіїв, що використовуються у системах охолодження (паливо, масло, вода) та їх теплофізичні властивості. Призначення, класифікація за основними ознаками. Схема прямооточної системи охолодження. Три- та більше контурне охолодження. Зіставлення переваг і недоліків указаних систем. Розрахунок параметрів і вибір основних елементів системи. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні систем охолодження.

Джерела інформації: [1, 3, 6, 7, 10, 11].

Тема 8. Визначення кількості теплоти, яка відводиться від циліндрів при різних схемах охолодження. Особливості розрахунку головного циркуляційного насоса. Визначення подачі центрального циркуляційного насоса. Кількість теплоти, яка відводиться від циліндрів, масла, поршнів (при охолодженні).

Джерела інформації: [3, 4, 6–9].

Модуль 2

Змістовий модуль 4. Проектування систем пуску двигунів за допомогою стиснутого повітря

Тема 9. Система пуску двигунів. Класифікація пускових систем ДВЗ. Розрахунок запасу пускового повітря, яке повинно зберігатись у пускових балонах. Розробка принципових схем при пуску від стиснутого повітря

у відповідності до вимог морських класифікаційних товариств. Особливості пуску двигуна за допомогою стиснутого повітря при двох варіантах: при проходженні всього пускового повітря через повітророзподільувач; через повітророзподільувач проходить тільки керуюча частина повітря.

Джерела інформації: [1–4, 7, 9].

Тема 10. Розрахунок ємності пускових балонів для головних двигунів. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні системи пускового повітря.

Джерела інформації: [3, 4, 7, 8, 11].

Змістовий модуль 5. Проектування систем газовідведення СЕУ

Тема 11. Система газовідведення. Призначення системи. Складання принципової схеми системи випуску газів із двигуна. Розрахунок діаметра газоходу головних і допоміжних двигунів, котлів та інсинераторів. Визначення товщини ізоляції на ділянці між турбокомпресором та утилізаційним парогенератором головного двигуна. Розрахунок теплового розширення труби газоходу для установки компенсаторів теплового розширення.

Джерела інформації: [3, 4, 7–10].

Тема 12. Визначення місця встановлення підвісок та компенсаторів газоходу. Проектування глушника на газоході ДВЗ.

Джерела інформації: [3, 4, 7, 10].

Тема 13. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні, виготовленні та монтажі системи газовідведення.

Джерела інформації: [3, 4, 7].

Змістовий модуль 6. Проектування систем повітропостачання СЕУ

Тема 14. Розрахунок тиску повітря та його температури, за яких відсутнє вологовиділення. Точка роси.

Джерела інформації: [1, 3, 4, 9, 11].

Тема 15. Система повітропостачання. Призначення, склад елементів системи. Розрахунки діаметру воздухопроводів при заборі повітря за межами машинного відділення. Розрахунок фільтра на вході повітря в компресор і розрахунок балансу енергії між компресором та турбіною. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні системи повітропостачання.

Джерела інформації: [1, 3, 4, 9, 11].

Модуль 3

Науково-дослідна робота

4 СТРУКТУРА НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

Назви змістових модулів і тем	Кількість годин			
	усього	у тому числі		
		л	п.р.	с.р.
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
МОДУЛЬ 1				
Змістовий модуль 1. Проектування паливних систем СЕУ				
Тема 1. Основні сорти палив, що використовуються на суднах, та їх властивості. Трубопроводи приймання, перекачування, зберігання та видачі на берег палива. Призначення, основні функції, принципові схеми для різних типів головних двигунів. Принципова схема приймання та перекачування палива. Розрахунок основних параметрів обладнання, що включає система. Визначення подачі паливоперекачувального насоса. Особливості обладнання вкладних і корпусних цистерн. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні паливних систем	10	2	2	6
Тема 2. Трубопровід підготовки палива перед подачею його у двигун. Найбільш розповсюджені схеми трубопроводів підготовки палива. Розрахунок основних параметрів і підбір обладнання. Особливості відстоювання, сепарації, фільтрації та гомогенізації палива	8	2	–	6
Тема 3. Трубопровід подачі палива для роботи двигунів. Існуючі схеми подачі палива при роботі на мало-, середньо- і високов'язких сортах палива. Включення контуру циркуляції палива у систему паливоподачі. Розрахунок основних параметрів обладнання системи паливоподачі	13	2	5	6
Тема 4. Визначення подачі паливопідкачувального насоса. Визначення подачі циркуляційного насоса. Підбір паливних сепараторів і режими їх роботи. Визначення площі теплопередаючої поверхні паливопідігрівача у системі паливоподачі	8	2	–	6
Разом за змістовим модулем 1	39	8	7	24

Продовження таблиці

1	2	3	4	5
Змістовий модуль 2. Проектування систем змащення СЕУ				
Тема 5. Марки масел, що використовуються у сучасних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ). Призначення систем змащення. Класифікація систем за основними ознаками: циркуляційні, проточні; за розташуванням циркуляційного масла: сухий, мокрий та полусухий картер; за коефіцієнтом кратності циркуляції; за способом створення тиску в системі змащення: за допомогою масляного насоса, гравітаційним способом, комбінованим способом. Рекомендації для різного типу систем. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні	8	2	–	6
Тема 6. Визначення кількості циркуляційного масла, необхідного для змащення та одночасного відведення теплоти від поверхонь тертя. Визначення кількості циркуляційного масла, необхідного для охолодження поршнів двигунів. Конструктивна схема лубрикаторів	10	2	2	6
Разом за змістовим модулем 2	18	4	2	12
Змістовий модуль 3. Проектування систем охолодження СЕУ				
Тема 7. Основні типи теплоносіїв, що використовуються у системах охолодження (паливо, масло, вода) та їх теплофізичні властивості. Призначення, класифікація за основними ознаками. Схема прямої системи охолодження. Схема двоконтурної системи охолодження. Три та більше контурне охолодження. Зіставлення переваг і недоліків указаних систем. Розрахунок параметрів і вибір основних елементів системи. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні систем охолодження.	8	2	–	6
Тема 8. Визначення кількості теплоти, яка відводиться від циліндрів при різних схемах охолодження. Особливості розрахунку головного циркуляційного насоса. Визначення подачі центрального циркуляційного насоса. Кількість теплоти, яка відводиться від циліндрів, масла, поршнів (при охолодженні)	10	2	2	6
Разом за змістовим модулем 3	18	4	2	12
РАЗОМ ЗА МОДУЛЕМ 1	75	16	11	48

Продовження таблиці

1	2	3	4	5
МОДУЛЬ 2				
Змістовий модуль 4. Проектування систем пуску двигунів за допомогою стиснутого повітря				
Тема 9. Система пуску двигунів. Класифікація пускових систем ДВЗ. Розрахунок запасу пускового повітря, яке повинно зберігатись у пускових балонах. Розробка принципових схем при пуску від стиснутого повітря у відповідності до вимог морських класифікаційних товариств. Особливості пуску двигуна за допомогою стиснутого повітря при двох варіантах: при проходженні всього пускового повітря через повітророзподільвач; через повітророзподільвач проходить тільки керуюча частина повітря	8	2	–	6
Тема 10. Розрахунок ємності пускових балонів для головних двигунів. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні системи пускового повітря	12	2	2	6
Разом за змістовим модулем 4	20	4	2	12
Змістовий модуль 5. Проектування систем газовідведення СЕУ				
Тема 11. Система газовідведення. Призначення системи. Складання принципової схеми системи випуску газів із двигуна. Розрахунок діаметра газоходу головних і допоміжних двигунів, котлів та інсинераторів. Визначення товщини ізоляції на ділянці між турбокомпресором та утилізаційним парогенератором головного двигуна. Розрахунок теплового розширення труби газоходу для установки компенсаторів теплового розширення	8	2	–	6
Тема 12. Визначення місця встановлення підвісок та компенсаторів газоходу. Проектування глушника на газоході ДВЗ	8	2	–	6
Тема 13. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні, виготовленні та монтажі системи газовідведення	10	2	2	6
Разом за змістовим модулем 5	26	6	2	18
Змістовий модуль 6. Проектування систем повітропостачання СЕУ				
Тема 14. Розрахунок тиску повітря та його температури, при яких відсутнє вологовиділення. Точка роси	8	2	–	6

Закінчення таблиці

<i>I</i>	2	3	4	5
Тема 15. Система повітропостачання. Призначення, склад елементів системи. Розрахунки діаметру воздуховодів при заборі повітря за межами машинного відділення. Розрахунок фільтра на вході повітря в компресор і розрахунок балансу енергії між компресором та турбіною. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні системи повітропостачання	8	2	–	6
Разом за змістовим модулем 6	16	4	–	12
РАЗОМ ЗА МОДУЛЕМ 2	60	14	4	42
МОДУЛЬ 3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА				
Науково-дослідна робота (НДР)	15	–	–	15
РАЗОМ	150	30	15	105

Примітка: л — лекції; п.р. — практичні заняття; с.р. — самостійна робота студента

5 ТЕМИ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

№ з/п	Назва теми	Кількість годин
Модуль 1		
Змістовий модуль 1. Проектування паливних систем СЕУ		
1	Сорти і характеристики палив і масел, які використовуються в СЕУ. Засоби поліпшення їх властивостей. Джерела інформації: [2, 5, 8, 9]	2
2	Схема приймально-перекачувального трубопроводу, системи паливopідготовки (фільтрація, сепарація, гомогенізація) та подачі палива до споживачів. Розрахунок і вибір комплектуючого обладнання (на прикладі дизельної енергетичної установки з одномашинним ДРА судна-контейнеровоза $D = 35097$ т, $V_s = 23,0$ вуз). Вимоги морських класифікаційних товариств. Джерела інформації: [1, 3–5, 7, 10, 11]	5
Змістовий модуль 2. Проектування систем змащення СЕУ		
3	Масляна система суднової дизельної установки. Схема, розрахунок і вибір обладнання. Вимоги морських класифікаційних товариств. Джерела інформації: [3, 4, 7, 8, 11]	2
Змістовий модуль 3. Проектування систем охолодження СЕУ		
4	Система охолодження. Види систем. Розрахунок і вибір обладнання згідно вимог морських класифікаційних товариств. Джерела інформації: [1, 3, 4, 6, 10]	2
Разом за модулем 1		11
Модуль 2		
Змістовий модуль 4. Проектування систем пуску двигунів за допомогою стиснутого повітря		
5	Система стиснутого повітря. Розрахунок і вибір обладнання відповідно вимог морських класифікаційних товариств. Джерела інформації: [1, 3, 4, 7, 9, 10]	2
Змістовий модуль 5. Проектування систем газовідведення СЕУ		
6	Схема і склад газовідвідного трубопроводу. Розрахунок діаметра газоходу. Джерела інформації: [1, 3, 4, 7, 9, 10]	2
Разом за модулем 2		4
Разом		15

6 САМОСТІЙНА РОБОТА

Самостійна робота студента — це навчальна самостійна діяльність та навчання студента, яку науково-педагогічний працівник планує разом зі студентом, але виконує її студент за завданнями та під керівництвом і контролем науково-педагогічного працівника без його прямої участі. Самостійна робота студентів забезпечується навчально-методичними засобами, необхідними для вивчення дисципліни: підручниками, навчальними та методичними посібниками (для самостійної роботи), конспектами лекцій, навчально-лабораторним обладнанням, ЕОМ, тощо.

До основних форм роботи студента під час вивчення даної дисципліни також відносяться:

- самостійне опрацювання окремих розділів з рекомендованої літератури;
- самостійне опрацювання лекційного матеріалу;
- підготовка до підсумкового модульного контролю;
- підготовка до виконання, оформлення та захист практичних робіт;
- науково-дослідна робота.

У таблиці наведена тематика самостійних робіт.

№ з/п	Назва теми	Кількість годин
Модуль I		
Змістовий модуль 1. Проектування паливних систем СЕУ		
1	Принципова схема приймання та перекачування палива. Розрахунок основних параметрів обладнання, що включає система. Визначення подачі паливоперекачувального насоса. Особливості обладнання вкладних та корпусних цистерн. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні	6
2	Особливості відстоювання, сепарації, фільтрації та гомогенізації палива на судні	6
3	Розрахунок основних параметрів обладнання системи паливоподачі	6
4	Підбір паливних сепараторів і режими їх роботи. Визначення площі теплопередаючої поверхні паливопідігрівача у системі паливоподачі	6

Продовження таблиці

№ з/п	Назва теми	Кількість годин
Змістовий модуль 2. Проектування систем змащення СЕУ		
5	Класифікація систем змащення СЕУ за основними ознаками: циркуляційні, проточні; за розташуванням циркуляційного масла: сухий, мокрий та полусухий картер; за коефіцієнтом кратності циркуляції; за способом створення тиску в системі змащення: за допомогою масляного насоса, гравітаційним способом, комбінованим способом	6
6	Визначення кількості циркуляційного масла, необхідного для охолодження поршнів двигунів. Визначення подачі головного циркуляційного насоса. Конструктивна схема лубрикаторів	6
Змістовий модуль 3. Проектування систем охолодження СЕУ		
7	Три- та більше контурне охолодження. Зіставлення переваг і недоліків указаних систем. Розрахунок параметрів і вибір основних елементів системи. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні	6
8	Визначення подачі центрального циркуляційного насоса. Кількість теплоти, яка відводиться від циліндрів, масла, поршнів (при охолодженні)	6
Разом за модулем 1		48
Модуль 2		
Змістовий модуль 4.		
Проектування систем пуску двигунів за допомогою стиснутого повітря		
9	Особливості пуску двигуна за допомогою стиснутого повітря при двох варіантах: при проходженні всього пускового повітря через повітророзподільвач; через повітророзподільвач проходить тільки керуюча частина повітря	6
10	Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні системи пускового повітря	6
Змістовий модуль 5. Проектування систем газовідведення СЕУ		
11	Визначення товщини ізоляції на ділянці між турбокомпресором та утилізаційним парогенератором головного двигуна. Розрахунок теплового розширення труби газоходу для установки компенсаторів теплового розширення	6
12	Проектування глушника для ДВЗ	6
13	Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні, виготовленні та під час монтажу системи газовідведення	6
Змістовий модуль 6. Проектування систем повітропостачання СЕУ		
14	Розрахунок тиску повітря та його температури, при яких відсутнє вологовиділення	6

Закінчення таблиці

№ з/п	Назва теми	Кількість годин
15	Розрахунок фільтра на вході повітря в компресор і розрахунок балансу енергії між компресором та турбіною. Вимоги морських класифікаційних товариств при проектуванні системи повітропостачання	6
	Разом за модулем 2	42
<i>Модуль 3. Науково-дослідна робота</i>		
	Науково-дослідна робота	15
	Разом	105

7 НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА

Науково-дослідна робота студентів інтегрована у освітню діяльність і є одним із найважливіших засобів формування висококваліфікованого магістра. Вона передбачає: участь у роботі наукових гуртків; проблемних груп, секцій, лабораторій; проведення досліджень у межах творчої співпраці кафедр Херсонської філії НУК, факультетів; написання статей, тез, доповідей, інших публікацій; отримання наукових результатів, упровадження результатів дослідження.

Однією з форм науково-дослідних робіт є участь у студентських конференціях, що проходять у НУК і Херсонській філії НУК. Метою наукової доповіді є формування у студентів вміння пов'язувати теорію з практикою, користуватися літературою, статистичними даними, популярно викладати складні науково-технічні питання. Присутні студенти отримують також завдання виступити із запитаннями, коментарями до доповіді, а згодом оцінити її. Найбільш досконалі доповіді подаються на конкурси студентських наукових робіт.

Структура науково-дослідної роботи:

- титульний аркуш (Додаток 2);
- анотація (актуальність дослідження; науково-прикладна задача дослідження; об'єкт дослідження, предмет дослідження; мета роботи; основні задачі дослідження; методи дослідження; основні наукові результати та їхня новизна; достовірність результатів дослідження, ключові слова);
- зміст (зміст повинен містити назви структурних елементів, заголовки із зазначенням нумерації та номери їх початкових сторінок);
- перелік умовних позначень;
- основна частина (вступ, загальна методика та методи досліджень, результати власних досліджень, узагальнення досліджень);
- висновки (у висновках викладаються здобуті найбільш важливі наукові та практичні результати, які сприяли розв'язанню наукової проблеми (завдання). У висновках необхідно наголосити на кількісних показниках отриманих результатів та обґрунтувати достовірність результатів);
- аналіз отриманих результатів та їх творче обґрунтування на предмет оформлення патентоспроможних рішень;

– список використаних джерел (згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис, бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання»);
– додатки.

Тези доповіді — це опубліковані на науковій конференції матеріали попереднього характеру, що містять виклад основних аспектів наукової роботи (є найпростішою складовою наукової роботи студента). Алгоритм тези можна подати так: теза – обґрунтування – доказ – аргумент – результат – висновки (перспектива). Обсяг тез може бути в межах 2-3 сторінки машинописного тексту згідно вимог до публікації [Інформаційні ресурси: 16].

Структура тез доповідей до наукової конференції:

– на початку вказується УДК (код Універсальної Десятькової Класифікації);
– назва тез доповіді коротко відображає головну ідею, думку, положення;
– послідовність викладу змісту може бути наступна: актуальність, проблеми; стан розробки проблеми в науці та практиці; основна ідея, положення, висновки дослідження; основні результати та їх практичне значення. У тезах зазвичай не використовують цитати, цифровий матеріал;
– формулювання кожної тези починається з нового рядка, кожна теза має самостійну думку, висловлену в одному або кількох реченнях.

Перелік тем для науково-дослідних робіт представлений в наступній таблиці:

№ з/п	Назва теми
1	Аналіз і складання розрахункових схем контурів циркуляції палива та впорскування палива в циліндр. Розробка рекомендацій
2	Розробка математичної моделі впорскування палива в циліндр для мало-обертових двигунів (МОД) при різній кількості форсунок. Розробка рекомендацій
3	Розробка алгоритму відключення числа форсунок при змінних навантаженнях двигуна; аналіз його впливу на економічність роботи двигуна. Розробка рекомендацій
4	Зміна економічності роботи ГД при переході на високотемпературну схему охолодження циліндрів. Розробка рекомендацій
5	Розробка математичної моделі розрахунку сил тертя в підшипниках колінчастого вала судових МОД. Розробка рекомендацій
6	Розрахункове дослідження впливу форм відстоювання паливної цистерни на ефективність відстоювання палива на судні. Розробка рекомендацій
7	Розробка залежності сил тертя у підшипниках колінчастого вала від в'язкості масла. Розробка рекомендацій

Продовження таблиці

№ з/п	Назва теми
8	Аналіз якості очищення палива при фільтрації та сепарації палива. Розробка рекомендацій для визначення типу фільтрації та сепарації для різних типів двигунів. Розробка рекомендацій
9	Дослідження впливу кратності циркуляції масла на зміну його якісних показників. Розробка рекомендацій
10	Дослідження впливу найбільш важливих показників масла на роботу двигунів різних типів. Розробка рекомендацій
11	Розробка пристрою для зменшення втрат масла через систему вентиляції картера двигунів. Розробка рекомендацій
12	Дослідження способів боротьби із утворення нагару на деталях циліндро-поршневої групи (ЦПГ). Розробка рекомендацій
13	Аналіз переваг і недоліків форсованих, гравітаційних та комбінованих способів змащення. Розробка рекомендацій
14	Визначення оптимального розташування елементів систем охолодження двигуна для одно-, дво- та триконтурної систем охолодження. Розробка рекомендацій
15	Дослідження схем утилізації теплоти, які використовують один із контурів системи охолодження двигуна. Розробка рекомендацій
16	Дослідження доцільності роботи циркуляційного контуру охолодження циліндра за замкнутою системою під тиском. Розробка рекомендацій
17	Визначення відношення між параметрами повітря першої та другої ступені компресора з метою зменшення потужності на його привод. Розробка рекомендацій
18	Розробка конструктивної схеми пневмостартера з метою зменшення його габаритів і необхідної потужності. Розробка рекомендацій
19	Особливості визначення діаметра газоходу на ділянці від газової турбіни до утилізаційного парогенератора. Розробка рекомендацій
20	Розрахункове дослідження температурного розширення труб для підбору сильфонних компенсаторів та особливості їх монтажу з метою збільшення ресурсу їх роботи. Розробка рекомендацій
21	Розрахунок товщини ізоляції при одно- і двошарових сучасних покриттях. Розробка рекомендацій
22	Розробка схем розрахунку активного та реактивного типів глушників. Розробка рекомендацій
23	Дослідження впливу в'язкості масла на механічний ККД двигуна. Розробка рекомендацій
24	Визначення мінімально допустимої температури після охолоджувача повітря з метою зміни вологовідведення із повітря при різних режимах навантаження двигуна. Розробка рекомендацій

8 МЕТОДИ НАВЧАННЯ

Як методичне забезпечення використовуються підручники та методичні вказівки до виконання практичних робіт, а також матеріали лекційних занять, плакати. Крім традиційних паперових носіїв, підручники та навчальні посібники використовуються в електронному вигляді.

При вивченні дисципліни студентам рекомендується використовувати основну та додаткову літературу, конспект лекцій, а також джерела з мережі Internet.

Метою науково-дослідної роботи є підготовка магістранта як до самостійної науково-дослідної роботи, основним результатом якої є написання і успішний захист випускної магістерської роботи, так і до проведення наукових досліджень у складі творчого колективу.

Із метою роз'яснення найбільш складних питань дисципліни та підвищення якості виконання самостійного завдання слід проводити групові та індивідуальні консультації за розкладом кафедри.

9 МЕТОДИ КОНТРОЛЮ

Навчальний процес вивчення дисципліни складається з трьох модулів. При вивченні дисципліни проводяться поточні, проміжний та підсумковий модульні контролі, в процесі яких повинна забезпечуватись їх відкритість шляхом ознайомлення студентів на початку вивчення дисципліни з контрольними завданнями, з формами контрольних заходів і критеріями оцінювання. Оцінювання знань студентів здійснюється за 100-бальною та національною шкалою («зараховано» та «не зараховано») та шкалою європейської кредитно-трансферної системи (European Credit Transfer System — ECTS).

9.1 Поточний контроль

Завданням поточного контролю є диференційований підхід до перевірки розуміння та засвоєння певного матеріалу, вироблення навичок проведення розрахункових робіт, умінь самостійно опрацювати фахові тексти, здатність осмислити зміст теми чи розділу.

Поточний контроль знань здійснюється за допомогою тестів або в усній формі:

- тестування як система завдань специфічної форми і відповідного змісту є інструментом оцінювання знань, умінь і навичок студентів, допомагає здійснювати індивідуальний контроль результатів навчання кожного з них, інтенсифікувати та мобільно керувати навчально-виховним процесом;

- усне опитування надає можливості для корекції знань студентів, адже при цьому момент виявлення помилки та її виправлення є короткотривалими у часі. Серед основних інструментів можна виділити декілька: наведення контрприкладів, що базуються на основі практичного досвіду, та прогнозування можливих помилок. Такий підхід, у свою чергу, підвищує ефективність та якість засвоєння матеріалу з дисципліни.

Поточний контроль включає:

- якість опрацювання лекційного матеріалу та самостійних занять;
- якість виконання практичних робіт;
- урахування пропусків лекційних і практичних занять без поважних причин.

9.2 Проміжний контроль

Проміжний контроль знань — обов'язкова перевірка знань навчального матеріалу, вивченого протягом змістового модуля дисципліни.

Частотність проведення проміжного контролю знань зумовлюється кількістю змістових модулів, протягом яких викладається дисципліна.

Проміжний контроль знань здебільшого проводиться в усній формі.

9.3 Підсумковий модульний контроль

Підсумковий модульний контроль проводиться після завершення вивчення усіх модулів даної дисципліни. До підсумкового модульного контролю студент допускається за умови виконання усіх складових відповідних модулів та отримання не менше ніж 50 балів поточного контролю.

Якщо за результатами поточного контролю студент набрав не менше 60 балів, він може бути звільненим від складання підсумкового семестрового контролю.

Якщо студент бажає підвищити підсумкову оцінку, він має можливість виконати додаткові завдання.

Підсумковий модульний контроль складається з теоретичних і практичних питань. За відповідь на питання без помилок або відповідь з однією незначною помилкою студент отримає максимальну оцінку. За неповні відповіді або відповіді з помилками знижується кількість отриманих балів. При неправильній відповіді або при відсутності відповіді бали не нараховуються.

За всі контрольні заходи протягом семестру студент може отримати від 0 до 100 балів.

10 РОЗПОДІЛ БАЛІВ, ЯКІ ОТРИМУЮТЬ СТУДЕНТИ

Бали за практичні роботи

Кількість залікових балів за виконання практичних робіт встановлюється відповідно складності й складає від 6 до 7 балів. Максимальна кількість балів відповідає виконанню практичної роботи та її захисту без помилок у встановлений термін, мінімальна — з допустимими помилками із захистом пізніше встановленого терміну.

Бали за науково-дослідну роботу

Максимальна кількість балів за науково-дослідну роботу складає 21 бал.

Критерії оцінювання студентських науково-дослідних робіт:

- 1) актуальність тематики (при виборі тематики НДР студентом самостійно);
- 2) чіткість визначення задач роботи;
- 3) ступінь новизни та оригінальність ідей, закладених в основу роботи, методів дослідження;
- 4) основні наукові результати;
- 5) практична значимість результатів та обґрунтованість їх формулювання;
- 6) повнота, коректність та структурованість подання матеріалу;
- 7) повнота та сучасність використовуваної літератури;
- 8) ступінь самостійності виконання роботи;
- 9) відповідність до діючих стандартів та встановлених вимог до оформлення наукових робіт (див. розділ 7).

Розподіл балів, що отримують студенти денної форми навчання при вивченні даної дисципліни

Семестр 10-й	Поточне тестування, оцінювання практичної та науково-дослідної роботи																		Сума	НДР	Разом
	Модуль 1									Модуль 2											
	ЗМ 1			ЗМ 2			ЗМ 3			ЗМ 4			ЗМ 5			ЗМ 6					
Тема	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15						
Бали за поточний контроль	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	1...2	3...21	60...100			
Бали за захист ПР	ПР № 1	–	ПР № 2	–	–	ПР № 3	–	ПР № 4	–	ПР № 5	–	–	ПР № 6	–	–	57...79					
	6...7	–	12...14	–	–	6...7	–	6...7	–	6...7	–	–	–	–	–						
Разом	7...9	1...2	13...16	1...2	1...2	7...9	1...2	7...9	1...2	7...9	1...2	1...2	1...2	7...9	1...2	1...2					

Примітки: ЗМ 1, ..., ЗМ 6 — змістові модулі; Т1, Т2, ..., Т15 — теми змістових модулів;

ПР — практичні роботи;

НДР — науково-дослідна робота

Як додаткові нараховуються бали при виконанні науково-дослідних робіт студентами:

- підготовка тез доповіді для науково-практичної конференції з міжнародною участю +4 бали;
- виступ із доповіддю на студентській науковій конференції +3 бали;
- виступ із доповіддю на науково-практичній конференції з міжнародною участю +7 балів;
- публікація статті у збірнику студентських наукових праць НУК +8 балів;
- публікація статті у фаховому виданні, що входить до наукометричних баз +18 балів*.

* **Примітка:** на момент нарахування 18 балів студент повинен уже мати не менше 60 балів за поточним контролем.

Оцінка знань студентів у залежності від набраної суми балів формується у відповідності до наступної шкали, в якій представлено відповідність між набраними балами, оцінкою ECTS і традиційною системою.

Шкала оцінювання: національна та ECTS

Оцінка ECTS	Визначення	Сума балів	Залік
A	ВІДМІННО — відмінне виконання лише з незначною кількістю помилок	90–100	зараховано
B	ДУЖЕ ДОБРЕ — вище середнього рівня з кількома помилками	82–89	
C	ДОБРЕ — загалом правильна робота з певною кількістю помилок	74–81	
D	ЗАДОВІЛЬНО — непогано, але зі значною кількістю недоліків	64–73	
E	ДОСТАТНЬО — виконання задовольняє мінімальним критеріям	60–63	
FX	НЕЗАДОВІЛЬНО — потрібно попрацювати перед тим, як досягти мінімального критерію	35–59	не зараховано
F	НЕЗАДОВІЛЬНО — необхідна серйозна подальша робота	1–34	

11 РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова, за пріоритетом використання під час вивчення курсу

1. **Наливайко В. С.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. для студентів ВНЗ / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. — Миколаїв : Торубара В. В. [вид.], 2015. — 331 с.
2. **Горбов В. М.** Энциклопедия судовой энергетики : учеб. / В. М. Горбов, В. П. Кот. — Николаев : НУК, 2013. — 607 с.
3. **Эпельман Т. Е.** Системы судовых дизельных установок. Методика разработки и расчётов элементов : методические указания / Т. Е. Эпельман, А. И. Лукин, С. Г. Ткаченко. — Николаев : НКИ, 1984. — 61 с.
4. **Лукин А. И.** Системы судовых дизельных установок : учебное пособие / А. И. Лукин, С. Г. Ткаченко. — Николаев : НКИ, 1990. — 76 с.
5. **Пахомов Ю. А.** Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю. А. Пахомов, Ю. П. Коробков, Е. В. Дмитриевский, Г. Л. Васильев ; под редакцией канд. техн. наук Пахомова Ю. А. — М. : РКонсульт, 2004. — 496 с.
6. **Чиняев И. А.** Судовые вспомогательные механизмы : учебник / И. А. Чиняев. — М. : Транспорт, 1989. — 295 с.
7. **Двойченко Ю. А.** Основы проектирования общесудовых систем : учеб. пособие : Ч. 1 / Ю. А. Двойченко ; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р. Е. Алексеева. — Нижний Новгород, 2015. — 150 с.
8. **Костылев И. И.** Судовые системы : учебник / И. И. Костылев, В. А. Петухов. — СПб. : Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова, 2010. — 420 с.
9. **Фомин Ю. Я.** Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский [и др.]. — Л. : Судостроение, 1989. — 344 с.
10. **Артемьев Г. А.** Системы судовых энергетических установок : учебное пособие / Г. А. Артемьев, В. П. Волошин, А. Я. Шквар, В. П. Шостак. — Л. : Судостроение, 1990. — 376 с.
11. **Куренский А. В.** Системы и трубопроводы судовых энергетических установок : учебное пособие / А. В. Куренский, В. Е. Куренский, М. В. Грибниченко, Н. В. Куценко. — Владивосток : Дальневосточный федеральный университет, 2016. — 223 с.

Допоміжна, за пріоритетом використання під час вивчення курсу

12. **Горбов В. М.** Енергетичні палива : навчальний посібник / В. М. Горбов. — Миколаїв : УДМТУ, 2004. — 325 с.

13. **Горбов В. М.** Енциклопедія суднової енергетики : підруч. / В. М. Горбов. — Миколаїв : НУК, 2010. — 624 с.
14. **Корнилов Э. В.** Международные стандарты обозначения элементов технических схем : учебное пособие / Э. В. Корнилов, Ю. И. Теплов. — Одесса : студия «Негоциант», 2005. — 208 с.
15. Регістр судноплавства України: Серія у 4 томах. Т. 3. Правила класифікації та побудови суден внутрішнього плавання / відповідальні розробники: А. О. Білокурець, В. Д. Губенко. — Київ, 2016. — 535 с.
16. **Лукин А. И.** Конструктивные схемы систем судовых ДВС : методические указания к курсовому и дипломному проектированию / А. И. Лукин, В. В. Добровольский. — Николаев : НКИ, 1983. — 54 с.
17. **Корнилов Э. В.** Технология топливоподготовки на судне / Э. В. Корнилов, П. В. Бойко, В. П. Смирнов. — Одесса : студия «Негоциант», 2006. — 246 с.
18. **Шиняев Е. Н.** Судовые вспомогательные механизмы : учебник / Е. Н. Шиняев, Е. Г. Михеев, Г. Г. Лалаев, В. М. Зарецкий и др. — М. : Транспорт, 1984. — 309 с.
19. **Носенко С. Е.** Судовые системы и их эксплуатация: учебное пособие : в 2 ч. Ч. 1 / С. Е. Носенко, Е. С. Носенко. — Новороссийск : МГА имени адмирала Ф. Ф. Ушакова, 2006. — 100 с.
20. **Захаров Г. В.** Техническая эксплуатация судовых дизельных установок : учебник / Г. В. Захаров. — М. : ТрансЛит, 2009. — 256 с.
21. **Лебедев О. Н., Калашников С. А.** Судовые энергетические установки и их эксплуатация : учебник / О. Н. Лебедев, С. А. Калашников. — М. : Транспорт, 1987. — 336 с.
22. **Кане А. Б.** Судовые двигатели внутреннего сгорания : учебник / А. Б. Кане. — Л. : Судостроение, 1982. — 288 с.
23. **Гулин Е. И.** Справочник по горюче-смазочным материалам в судовой технике / Е. И. Гулин, В. А. Сомов, И. М. Чечот. — Л. : Судостроение, 1981. — 320 с.
24. **Овчинников И. Н.** Судовые системы и трубопроводы (устройство, изготовление и монтаж) / И. Н. Овчинников. — Л. : Судостроение, 1971. — 296 с.
25. Судовой механик : справочник : в 3 т. Т. 1 / под ред. А. А. Фока, д-ра техн. наук, судового старшего механика. — О. : Фенікс, 2008. — 1036 с.
26. Судовой механик : справочник : в 3 т. Т. 2 / под ред. А. А. Фока, д-ра техн. наук, судового старшего механика. — О. : Фенікс, 2010. — 1032 с.
27. **Возницкий И. В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания : учебник : в 2 т. Т. 2 / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. — СПб. : Моркнига, 2010. — 380 с.
28. **Камкин С. В.** Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок: учеб. для вузов / С. В. Камкин, И. В. Возницкий, В. Ф. Большаков и др. — М. : Транспорт, 1996. — 432 с.
29. **Пахомов Ю. А.** Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания : учебник / Ю. А. Пахомов. — М. : ТрансЛит, 2007. — 528 с.

30. **Камкин С.В.** Эксплуатация судовых дизелей / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.П. Шмелёв. — М. : Транспорт, 1990. — 344 с.
31. **Возницкий И.В.** Предотвращение аварий судовых двигателей внутреннего сгорания / И.В. Возницкий, Л.А. Иванов. — М. : Транспорт, 1971. — 192 с.
32. **Ваншейдт В.А.** Судовые двигатели внутреннего сгорания : учебник / В.А. Ваншейдт. — Л. : Судостроение, 1977. — 392 с.
33. **Возницкий И.В.** Практика использования морских топлив на судах / И.В. Возницкий. — Санкт-Петербург : Библиотека судового механика, 2005. — 124 с.
34. **Конкс Г.А.** Мировое судовое дизелестроение. Концепция конструирования, анализ международного опыта / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. — М. : Машиностроение, 2005. — 512 с.
35. **Черниш І.І.** Експлуатація сучасних суднових малооборотних дизелів : навчальний посібник / І.І. Черниш, М.О. Колагаєв. — Одеса : НУ «ОМА», 2016. — 198 с.
36. **Румб В.К.** Судовые энергетические установки. Судовые дизельные установки : учебник / В.К. Румб, Г.В. Яковлев, Г.И. Шаров, В.В. Медведев [и др.]. — СПбГМТУ. — СПб., 2007. — 622 с.
37. **Бурдов В.М.** Судовые насосы : справочник / В.М. Бурдов. — Л. : Судостроение, 1988. — 432 с.
38. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых дизелей : учебное пособие / В.Е. Белоусов. — 2-е изд., испр. и доп. — СПб. : Издательство «Лань», 2016. — 256 с.
39. ОСТ5.95057-90 Системы судовые и системы судовых энергетических установок. Типовой технологический процесс изготовления и монтажа трубопроводов.
40. ОСТ5.5462-82. Системы судовые и системы судовых энергетических установок. Материалы и испытательные давления.
41. РД5.4257-88 Система газоотвода судовых дизельных энергетических установок. Правила проектирования.
42. ЕШВИ.360043.110 РАТК Теплоизоляция горячих трубопроводов и арматуры. Конструктивно-монтажные узлы.
43. РД5Р.4243-78 Запасы топлива и масла. Методика расчета (посл. изм. №1 от 13.01.1984).
44. ОСТ5.4254-86 Охладители масла и воды судовые кожухотрубчатые с прямыми трубами. Технические условия (посл. изм. №2 от 21.11.1991).
45. ОСТ5Р.4257-2010 Система газоотвода судовых дизельных энергетических установок. Правила и нормы проектирования.
46. ОСТ5Р.4275-79 Сепараторы центробежные судовые. Типы, основные параметры и технические требования (посл. изм. №3 от 04.01.1991).
47. ОСТ5.4318-80 Вода второго контура и основного запаса судовых ядерных энергетических установок. Технические требования к качеству (посл. изм. №1 от 27.08.1991).

48. РД5Р.4322-86 Трубопроводы судовые. Методика расчётов на статическую и малоцикловую прочность.
49. ОСТ5Р.4354-81 Агрегаты насосные с шестерёнными насосами. Основные параметры, размеры и технические требования (посл. изм. №2 от 11.05.1990).
50. ОСТ5.4400-84 Фильтры ионитные судовые. Технические условия (посл. изм. №3 от 16.10.1991).
51. ОСТ5Р.4476-98 Охлаждители воды и масла судовые. Общие технические требования (посл. изм. №1 от 13.06.2000).
52. ОСТ5Р.5349-78 Системы судовые и системы судовых энергетических установок. Основные термины и определения (посл. изм. №1 от 22.05.1984)
53. **Pounder C. C.** Marine diesel engines and gas turbines. — London : DousWoodyard, 2009. — 887 p.
54. **Babic J.** Wärtsilä encyclopedia of ship technology Second Edition Consulting Naval Architect & Ship Surveyor. — Helsinki, 2015. — 659 p.
56. **Taylor D. A.** Introduction to marine engineering / D. A. Taylor. — Wiltshire Elsevier, 2003. — 372 p.

12 ІНФОРМАЦІЙНІ РЕСУРСИ

1. Підручники
2. Навчальні посібники
3. Наукометричні бази (Web of Science, Scopus, elibrary, Index Copernicus)
4. Сайт Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова: www.nuos.edu.ua
5. Класифікаційне товариство Регістр судноплавства України (каталог видань): shipregister.ua/books/index.html
6. Lloyds Register of Shipping: www.lr.org/en/
7. Російський Морський Регістр Судноплавства: www.rs-class.org/ru/
8. Російський Річковий Регістр: www.rivreg.ru
9. China Classification Society: www.ccs.org.cn/ccswz/
10. Germanischer Lloyd: www.dnvgi.de
11. Polski Rejestr Stratkow — Polish Register of Shipping: www.prs.pl
12. Міжнародна морська організація (International Maritime Organization): www.imo.org/en/Pages/Default.aspx
13. WorldScientificOpen: www.worldscientific.com
14. National Marine Manufacturers Association (NMMA): www.nmma.org
15. Society of Automotive Engineers (SAE): www.sae.org
16. Конференції НУК: conference.nuos.edu.ua/catalog/
17. Сайт ХФ НУК: kb.nuos.edu.ua
18. Сайт НТУ ХПІ: www.kpi.kharkov.ua
19. DIESEL-RK is an engine simulation tool: www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/
20. General Technical Data is an engine simulation tool: www.wingd.com/en/media/general-technical-data/
21. Сайт MAN Diesel: dieselturbo.man.eu
22. Сайт Wärtsilä: www.wartsila.com
23. Wärtsilä Encyclopedia of Marine Technology: www.wartsila.com/encyclopedia
24. Сайт Caterpillar: www.caterpillar.com/ru.html
25. Сайт Mitsubishi: www.mhi.co.jp
26. Сайт Akasaka Diesels Ltd: www.akasaka-diesel.jp/en/
27. Сайт Daihatsu Diesel: www.dhtd.co.jp/ja/index.html
28. Сайт Niigata: www.niigata-power.com/english/index.html
29. Сайт Hyundai: www.hyundai-engine.com

ПИТАННЯ ДЛЯ МОДУЛЬНОГО КОНТРОЛЮ

Контрольні питання до 1-го модуля

1. Класифікація систем СЕУ, які забезпечують роботу головних і допоміжних двигунів.
2. Порівняти принципи розміщення обладнання в межах машинного відділення (функціональний та за місцем встановлення).
3. Які основні показники (фізичні, експлуатаційні) палива?
4. Як визначається температура спалаху палива? Допустима температура при бункеруванні палива на судно.
5. Для яких типів двигунів використовуються мало-, середньо-, високов'язке палива?
6. Навести найпростішу схему роботи двигуна на малов'язкому паливі.
7. Для якого типу ДВЗ використовуються середньов'язкі палива?
8. Які типи ДВЗ адаптовані для роботи на високов'язкому паливі?
9. Навести принципову схему роботи двигуна на середньов'язкому паливі.
10. Навести принципову схеми паливної системи при роботі двигуна на високов'язкому паливі?
11. Навести принципові схеми живлення паливного трубопроводу, у складі якого є змішувальна цистерна.
12. Навести схеми живлення трубопроводу при наявності циркуляційного контуру.
13. З якою метою в паливній системі включаються в'язкозметри?
14. Поясніть принцип роботи в'язкозметра.
15. Що є контролюючим параметром в'язкозметра: температура чи в'язкість?
16. Яка в'язкість палива, що подається до паливної апаратури двигуна?
17. Як вплине в'язкість палива на роботу двигуна, якщо її величина вийде за межі 8–12 сСт?
18. Що таке температура спалаху палива? Яка її відмінність від температури самоспалаху?
19. Період індукції палива. Чим характеризується ця величина?
20. Цетанове та октанове число палива. Їх відмінність.
21. Яке паливо більше підходить для нормальної роботи МОД: з більшим чи меншим цетановим числом?
22. Як зміниться температура відхідних газів при зменшенні кута випередження подачі палива, та чому?
23. Розшифруйте марку масла за SAE, ДСТУ, за маркуванням фірми-виробника.

24. Як здійснюється зміна фаз подачі палива під час реверсування малообертових двигунів з насосами золотникового і клапанного типів?
25. Як перерахувати питому витрату палива двигуна по відношенню до умовної витрати?
26. Чим відрізняється форсована система змащення від гравітаційної? Навести приклади.
27. Які основні показники масла служать для його браковочного оцінювання?
28. Які види паливних систем відносяться до систем безпосередньої дії? Які типи цих систем розрізняють?
29. Яким чином об'єм підголкової камери розпилювача впливає на екологічні показники двигуна? Які конструктивні заходи використовуються на сучасних дизелях, щоб зменшити шкідливий вплив цього об'єму?
30. Як влаштована і працює система виявлення протікання в системах Common Rail середньообертових двигунів фірм MAN і Wäertsilä?
31. Що розуміють під кратністю циркуляції масла?
32. Які механізми в СЕУ змашуються гравітаційною системою змащення, а які форсованою?
33. Коли буде кратність циркуляції менша, для МОД чи ВОД?
34. Які режими роботи сепараторів Ви знаєте? Як забезпечується перехід з одного режиму на інший?
35. Назвіть присадки, які підвищують якість масла.
36. Яке масло рекомендується для МОД: підвищеної чи зменшеної в'язкості?
37. Значення середньої питомої витрати масла для чотиритактних тронкових ДВЗ. Від чого вона залежить?
38. Принципова відмінність змащення втулки та поршня для крейскопфних і тронкових двигунів.
39. За якою залежністю змінюється в'язкість масла від температури?
40. Куди потрапляють залишки масла при лубрикаторному змащенні циліндра?
41. Чим обладнується масляна циркуляційна цистерна?
42. Яке основне завдання охолоджуючої системи двигуна?
43. Наведіть теплоємності: повітря, масла та води.
44. Які двигуни в якості охолоджуючої рідини використовують повітря?
45. Переваги та недоліки дво-, три- та багатоконтурної систем охолодження.
46. При виході з ладу головного циркуляційного насоса охолодження переходять на проточне охолодження забортною водою. Що при цьому необхідно змінити у роботі двигуна?
47. Яка рідина проходить всередині трубок при використанні водо-водяних трубчастих холодильників: охолоджуюча чи охолоджувальна?
48. Яку роль виконують перегородки у трубчастому холодильнику, які організують поперечне обтікання трубок?

49. У холодильнику наддувочного повітря на поверхні трубок виконують ребра. Яке середовище знаходиться зі сторони ребер: газове чи рідинне?
50. Як кріпляться трубки до трубної дошки холодильника?

Контрольні питання до 2-го модуля

1. З якою метою розширювальна цистерна під'єднується до всмоктувальної порожнини насосу?
2. Як пов'язаний контур під'єднання розширювальної цистерни з циркуляційним контуром прісної води?
3. Основні переваги центральної системи охолодження двигунів.
4. Причини переміщення циркуляційної води при охолодженні циліндрів з нижньої частини циліндра до верхньої.
5. Які елементи, що входять до складу системи охолодження, є ознакою першого класу автоматизації судна?
6. Якого типу виконується система охолодження прісною водою: відкритого чи закритого?
7. На якій висоті відносно двигуна розташовується розширювальна цистерна?
8. З якої причини перед навантаженням двигуна необхідний підігрів циркуляційної води?
9. Як виглядає об'єднана система охолодження головних і допоміжних двигунів?
10. Основні вимоги правил морських класифікаційних товариств до системи охолодження СЕУ.
11. Яка основна перевага властива центральним системам охолодження двигуна?
12. З якої причини охолоджувач наддувочного повітря виконується двосекційного типу? До якої секції подається прісна, а до якої забортна вода?
13. Який із двох балонів системи пуску ГД є основним, а який допоміжним?
14. Як з'єднуються два балона системи пуску ГД між собою?
15. З якої причини після наповнення балонів стисненим повітрям через деякий час потрібно здійснювати їх продування?
16. Принципова відмінність бутилеподібних балонів від колекторних.
17. Функції, які виконують на балонах стиснутого повітря плавкі вставки.
18. Чому, як правило, всі компресори виготовляються двоступеневими?
19. З яких причин запас повітря в балонах стиснутого повітря для двигунів з ГРК та ГФК різний?
20. За який час повинен заповнюватись повітрям балон системи пуску ГД до робочого тиску?
21. Чи можна використовувати повітря з балонів системи пуску ГД для господарчих та інших потреб?
22. Якщо на судні встановлено два головних двигуна, як розрахувати кількість повітря, необхідного для виконання рейсу?
23. Призначення системи відхідних газів від двигуна.

24. Який склад газовипускної системи?
25. Назвіть основні пристрої та елементи системи газовідведення.
26. Як визначається діаметр газовідвідних труб?
27. Які причини того, що при однакових потужностях двигунів діаметр газовідвідних труб двотактних ДВЗ більший за чотиритактних?
28. Для чого потрібні компенсатори для системи газовідведення? Вибір місця для їх встановлення.
29. З якою метою виконується теплова ізоляція газовідвідних труб?
30. Метод розрахунку товщини ізоляції газоходу.
31. Особливості монтажу компенсаторів системи газовідведення.
32. Типи та види компенсаторів.
33. Як розраховується температурне збільшення довжини труби для встановлення компенсаторів?
34. Типи підвісок для кріплення газоходу.
35. В яких випадках встановлюються компенсатори, та в чому відмінність встановлення їх для горизонтальних і вертикальних труб?
36. Призначення та функції системи повітропостачання.
37. Перелік пристроїв, які розташовуються вздовж системи повітропостачання.
38. В яких випадках повітря для роботи двигуна відбирається за межами машинного відділення?
39. Розрахунок діаметру повітропроводу. З яких причин діаметр повітропроводу менший за діаметр газоходу?
40. Як гарантувати температуру води на вході в двигун у межах 45–55 °С при переході на аварійне охолодження двигуна забортною водою?
41. За яких причин температура відхідних газів чотиритактних двигунів вища, ніж у двотактних?
42. Принципові особливості системи охолодження циліндра у сучасних двотактних ДВЗ.
43. Які функції виконує розширювальна цистерна в системі охолодження двигуна?
44. З яких причин швидкість переміщення газу у відвідних трубах у чотиритактних двигунах вища, ніж у двотактних?
45. У зв'язку з чим для сучасних двигунів приймається підвищена величина ступеня стиснення?
46. Які основні переваги мають системи з центральним охолоджувачем прісної води?
47. До якої температури можна охолоджувати наддувочне повітря перед входом його в циліндр?
48. У зв'язку з чим охолоджувачі наддувочного повітря виконують двосекційними?
49. У зв'язку з чим діаметр газовідвідних труб чотиритактного двигуна менше, ніж у двотактного, при однаковій їх потужності та форсуванні?
50. Переваги, які мають охолоджувачі пластинчастого типу перед трубчастими.

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Херсонська філія

Кафедра суднового машинобудування
та енергетики

НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА

з дисципліни «Проектування систем суднових енергетичних установок»
(назва дисципліни)

на тему: _____

Студента (ки) _____ курсу _____ групи
спеціальності 135 «Суднобудування»
спеціалізації (освітньої програми) «Суднові
енергетичні установки та устаткування»

(прізвище та ініціали)

Керівник _____

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала _____

Кількість балів: _____ Оцінка ECTS: _____

м. Херсон — 20____ рік

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1

Сорти і характеристики палив і масел, які використовуються в СЕУ. Засоби поліпшення їх властивостей

Палива

Для енергетичних установок морських суден паливо поділяють на три групи: рідиноподібне, газоподібне, бінарне.

- дизельне, яке належить до категорії дистилятних та складається з гасо-газойлевих та солярових фракцій нафти;
- моторне, яке виробляють змішуванням гасо-газойлевих фракцій з мазутами;
- флотські мазути, які отримують під час прямої перегонки нафти або змішуванням залишкових нафтопродуктів з дистилятним паливом;
- котельні мазути, що являють собою залишок процесів перегонки або крекінгу нафти.

В майбутньому неминуче розширення використання водню — одного з найбільш розповсюджених хімічних елементів у природі як сировини для виробництва синтетичного моторного палива або безпосередньо як моторного палива. Його масова частка складає близько 1 % маси земної кори. Собівартість водню при масовому його виробництві, за різними оцінками, не буде перевищувати собівартості бензину, приведеної до енергоємності водню. З погляду організації робочих процесів двигуна внутрішнього згоряння при використанні водню як моторного палива також не виникає проблем. Основна проблема використання водню як палива для транспортних двигунів обумовлена труднощами його збереження і транспортування безпосередньо на транспортних засобах.

Технологічний процес одержання рідкого синтетичного палива з кам'яного вугілля й іншої сировини (бурого вугілля, торфу, тощо) налагоджений.

Більш перспективними за технологією виробництва, моторними властивостями і ресурсами є спирти (метиловий і етиловий). Сировиною для метилового спирту можуть бути вугілля, газ, рослинні відходи, відходи промислового виробництва; для етилового — продукти сільськогосподарського виробництва, відходи харчової промисловості. В умовах України перспектив-

ним альтернативним паливом є метиловий спирт. Розширення виробництва метилового спирту в перспективі дозволить створити на базі двигуна з іскровим запалюванням транспортні силові установки з вторинним використанням теплоти відпрацьованих газів в каталітичних реакторах (для одержання синтезгазу), якісним регулюванням потужності, ККД яких буде на 30–50% вище досягнутого рівня в сучасних двигунах з іскровим запалюванням.

Основні характеристики моторних палив

До основних характеристик палива, що визначають його якість, відносять елементарний склад, теоретично необхідну для згоряння 1 кг палива кількість повітря, теплоту згоряння, густину, стисливість, в'язкість, випаровуваність, самозаймистість, детонаційну стійкість.

Елементарний склад палив. *Елементарний склад рідких палив характеризується вмістом у паливі окремих хімічних елементів в масових частках або у відсотках за масою.* Масові частки окремих елементів позначаються їх символами: вуглець — С, водень — Н, кисень — О, сірка — S, азот — N. Сума масових часток окремих елементів:

$$C + H + S + O + N = 1 \text{ (100 \%)}.$$

Елементарний склад газових палив характеризується вмістом окремих компонентів (газів) в об'ємних частках або у відсотках за об'ємом.

Об'ємні частки окремих газів у паливі позначаються їх хімічними формулами: водень — H_2 , метан — C_2H_4 , етан — C_2H_6 , пропан — C_3H_8 , бутан — C_4H_{10} і т.д. Сума об'ємних часток окремих компонентів:

$$CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_4H_{10} + CO + H_2 + N_2 + O_2 = 1 \text{ (100 \%)}.$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива. Кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг рідкого або 1 $нм^3$ газового палива, визначається за елементарним складом палива, співвідношенням хімічних елементів палива і кисню в реакціях окиснювання.

Теплота згоряння палива. Однією з найважливіших характеристик палива є *теплота згоряння* — *кількість теплоти, що виділяється при згорянні 1 кг або 1 $нм^3$ палива.* Теплота згоряння залежить від умов згоряння палива й охолодження продуктів згоряння. Залежно від цих умов розрізняють вищу і нижчу теплоту згоряння, теплоту згоряння за постійним тиском і постійним об'ємом.

У продуктах згоряння палива міститься вода у вигляді пари. При охолодженні продуктів згоряння до температури конденсації, а конденсату — до $0^\circ C$ кожен кілограм пари виділяє близько 2500 кДж/кг теплоти.

Кількість теплоти, що виділяється при згорянні 1 кг або 1 $нм^3$ палива, з урахуванням теплоти, яка виділяється при конденсації пари води в про-

дуктах згоряння й охолодженні конденсату до 0°C , називається вищою теплотою згоряння.

Температура відпрацьованих газів у різних теплосилових установках значно вища, ніж температура конденсації пари води. Тому в теплотехнічних розрахунках використовують нижчу теплоту згоряння. *Нижча теплота згоряння* — це кількість теплоти, що виділяється при згорянні 1 кг рідкого або 1 м^3 газоподібного палива без урахування теплоти конденсації водяної пари, що міститься у продуктах згоряння. Співвідношення між вищою і нижчою теплотою згоряння для рідких палив, кДж/кг :

$$Q_v = Q_n + 2500(9H + W).$$

Густина, стисливість, в'язкість і поверхневий натяг рідких палив.

Густина і поверхневий натяг впливають на якість розпилю палива, протікання процесів сумішоутворення і згоряння.

Густина палива (маса палива в одиниці об'єму — кг/м^3) залежить від виду і складу палива. Вона пов'язана визначеними співвідношеннями з іншими його властивостями — нижчою теплотою згоряння, займистістю, випаровуваністю і т. ін. Наприклад, при значенні густини рідкого палива 922–855 кг/м^3 зміні густини на 5 кг/м^3 відповідає зміна нижчої теплоти згоряння приблизно на 60,4 кДж/кг ; при густині рідкого палива 855–784 кг/м^3 зміні густини на 5 кг/м^3 відповідає зміна нижчої теплоти згоряння приблизно на 55,8 кДж/кг . Зниження густини з 922 кг/м^3 до 784 кг/м^3 супроводжується збільшенням нижчої теплоти згоряння з 41900 до 43500 кДж/кг . Густина палива залежить від температури і тиску.

Стисливість палива оцінюється коефіцієнтом стисливості — відношенням відносної зміни об'єму при зміні тиску на 1 МПа.

Як і густина, коефіцієнт стисливості залежить від тиску. При збільшенні тиску, наприклад, від 0 до 50 МПа коефіцієнт стисливості дизельного палива ($\rho_{\text{п}0} = 0,85 \text{ кг/дм}^3$) зменшується від $93 \cdot 10^{-5}$ до $66 \cdot 10^{-5} \text{ МПа}^{-1}$.

В'язкість палива обумовлена силами молекулярної взаємодії. При переміщенні одного шару рідини відносно іншого виникає опір, значення якого пропорційне градієнтові швидкості і площі поверхні контакту (закон Ньютона).

В суднових енергетичних установках використовують малов'язке паливо (МВП) з в'язкістю за нормальної температури (20°C) не більше 2°ВУ , середньов'язке паливо (СВП) з в'язкістю за температури 50°C не більше 5°ВУ та високов'язке паливо (ВВП) — малов'язке та високов'язке (в'язкість за температури 50°C не більше 20 та 40°ВУ відповідно).

При збільшенні в'язкості палива зростає неоднорідність розміру крапель у паливному факелі, погіршуються процеси сумішоутворення і згоряння. Особливо велике значення в'язкості палива має для двигунів з вну-

трішнім сумішоутворенням і запалюванням палива від стиску внаслідок обмеженого часу на процеси сумішоутворення, що протікають переважно протягом періоду затримки запалювання. Зниження в'язкості палива може бути досягнуто підвищенням температури палива, використанням спеціальних присадок.

Поверхневий натяг характеризується роботою, яку необхідно затратити при утворенні одиниці поверхні рідини для подолання сил притягання між частинками. Зі збільшенням поверхневого натягу, як і в'язкості, погіршується розпилювання палива.

Випаровуваність палива. Випаровуваність палива залежить від його фракційного складу і визначається шляхом нагрівання і послідовного видалення фракцій, які википають при постійних значеннях температури.

Температура кипіння вуглеводів, що входять до складу рідкого палива, при постійному тиску постійна і залежить від кількості атомів вуглецю в молекулі вуглеводу. Зі збільшенням числа атомів вуглецю в молекулах вуглеводів температура кипіння зростає. Випаровуваність палива характеризується:

- температурою початку перегонки палива $t_{п,п}$;
- температурою, при якій переганяється відповідно 10, 50 і 90 % палива: $t_{10\%}, t_{50\%}, t_{90\%}$;
- температурою кінця перегонки $t_{к,п}$ (для бензину) і температурою, при якій переганяється 98 % палива (для легроїну і гасу).

Характеристики випаровуваності палива мають велике значення для роботи двигуна. Зі зменшенням температури, при якій випаровується 10 і 50 % палива, поліпшуються пускові якості двигуна із зовнішнім сумішоутворенням. З підвищенням температури, при якій випаровується 90 % палива, зростають спрацювання поверхонь гільзи, поршня (через розрідження масляної плівки), знижується економічність (через погіршення процесів сумішоутворення і згоряння).

Самозаймистість палива. Самозаймистість палива значно впливає на процеси сумішоутворення і згоряння в двигунах із внутрішнім сумішоутворенням і запалюванням палива від стиску, а також на максимальні значення тиску циклу і швидкості наростання тиску. Самозаймистість (запалювання палива без стороннього джерела запалювання) оцінюється за температурою самозапалювання, періодом затримки самозаймання, цетановим числом.

Температура самозаймання — температура, за якої пари палива займаються без зовнішнього джерела запалювання. Температура самозаймання зимового дизельного палива — 240°C, літнього — 310°C.

Самозаймистість палива може бути оцінена і за періодом затримки самозаймання. Чим нижче температура самозаймання палива, тим менший період затримки самозаймання. Період затримки самозаймання змінюється

в межах 0,0005–0,002 с і залежить від конструкції двигуна, ступеня стиску, різних якостей палива й інших факторів. Виключити ці фактори при оцінці самозаймистості можна при використанні еталонного палива.

Більш загальний показник самозаймистості — цетанове число палива (ЦЧ), що визначається за періодом затримки самозаймання або за критичним ступенем стиску (найменшого ступеня стиску, за якого можливо ще самозаймання). Цетанове число дизельних палив знаходиться в межах 40...55.

Якість палива у значній мірі визначається кількістю та розмірами механічних домішок, які значно впливають на працездатність деталей тертя двигунів, у першу чергу — на паливну апаратуру. Малов'язкі сорта палива, які поставляються на судна, здебільшого не містять механічних домішок, а у високов'язких їх кількість (за масою) коливається від 0,1 до 1,5 %.

У паливі є також домішки різних солей та окислів, кислот, після спалювання яких утворюється мінеральний залишок — зола. Кількість речовин у паливі, що утворюють золу, для малов'язких сортів складає 0,01...0,025 %, для високов'язких — 0,04...0,03 %.

Наявність сірчистих сполук у паливі несприятлива для установок усіх типів внаслідок руйнівної дії сконденсованої пари сірчаної кислоти. Сірчасті сполуки у паливі інтенсифікують утворення нагару та лакових відкладень на деталях двигунів, що викликає корозію паливної апаратури, а також спрацьовування поверхонь тертя.

Залежно від вмісту сірки розрізняють високосірчасте (до 4,5 %), сірчас-те (до 3 %), малосірчасте (до 0,5 %) палива.

Дизельне паливо належить до категорії малов'язких та відрізняється високою якістю: містить мало сірки, має невисоку кислотність та низьку зольність. Дизельне паливо для середньообертових та малообертових двигунів в Україні випускається за ДСТУ 3868-99. Воно може бути літнього або зимового типів. Літнє (Л) використовується за температури навколишнього повітря не нижче -5°C , а зимове (З) — не нижче -15°C .

За вмістом сірки дизельні палива поділяються на чотири види:

- I — масова доля сірки не більше 0,05%;
- II — масова доля сірки не більше 0,1%;
- III — масова доля сірки не більше 0,2%;
- IV — масова доля сірки не більше 0,5%.

В умовне позначення дизельного палива марки Л повинна входити масова доля сірки та температура спалаху, а для палива марки З — масова доля сірки та температура застигання.

Моторне паливо ДТ та дизельний мазут ДМ використовуються для СОД і ВОД, добре пристосованих для цього палива. Вони виробляються

з мазутів прямої перегонки або крекінгу нафти шляхом розбавлення її гасогазойлевими фракціями з метою досягнення необхідної в'язкості.

Флотський мазут марок Ф5, Ф12 належить до високов'язкого палива підвищеної в'язкості та є основним для МОД і СОД. Вміст сірки в ньому невисокий.

Топковий мазут М40 та М100, який належить до залишкових палив, призначений для спалювання у топках парових котлів, але за останні часи широко використовується для малообертових ДВЗ.

Газотурбінне паливо дистильатне уповільненого коксування розроблено для ГТУ та містить невелику кількість шкідливих домішок, таких, як ванадій, натрій, калій. Газотурбінне паливо використовується не тільки у ГТД, але також у СОД та МОД.

В залежності від фізико-хімічних показників встановлено дві марки газотурбінного палива:

А — для легких енергетичних газотурбінних установок;

Б — для суднових та інших енергетичних газотурбінних установок.

Покращення експлуатаційних властивостей палива здійснюють застосуванням присадок — речовин, які додають у малих кількостях до палива. У високов'язкому паливі присадки запобігають утворенню нерозчинних осадів, диспергують вже утворені осади, підвищують стабільність палива. Додають присадки протинагарні, протикорозійні. Спеціальні присадки зменшують токсичність випускних газів. Антиванадієві та антинатрієві присадки містять речовини, що запобігають ванадієвій та натрієвій корозії.

Масла

Масла, що використовують у СЕУ, поділяють на моторні (циліндрові крейцкопфних двигунів), масла для допоміжних механізмів та пристроїв (турбінні, компресорні, гідравличні та ін.).

До основних функцій масел відносяться: забезпечення надійної роботи вузлів тертя, зменшення тертя; запобігання зношуванню деталей; видалення з зони тертя елементів зношування; охолодження поверхонь тертя; запобігання корозії.

В'язкість. Цей один з найважливіших показників визначає властивість масла опиратися відносному руху його часток, що обумовлює появу сили внутрішнього тертя між шарами рідини, якщо останні мають різні швидкості руху.

Для оцінки в'язкості використовують коефіцієнт кінематичної в'язкості ν , який пов'язаний з динамічною в'язкістю μ відношенням $\nu = \mu/\rho$ та умовна в'язкість. Одиниця вимірювання кінематичної — мм²/с (сСт), а умовної — °УВ.

В'язкість масла у значній мірі залежить від його температури. Інтенсивність зміни в'язкості від температури характеризується індексом в'язкості: чим нижче інтенсивність, тим вищий індекс в'язкості і тим більші навантаження витримує шар масла. У СЕУ використовують в основному масло з індексом в'язкості 85...95. Для покращення індексу в'язкості в масло вводять невелику кількість спеціальних домішок, що надають маслу пологоу в'язкісно-температурну залежність.

У процесі експлуатації змінюються фізичні властивості масла, отже, і в'язкість. При тривалому використанні з нього випаровуються легкі фракції, внаслідок чого в'язкість підвищується та збільшується опір у масляному шарі. Потрапляння палива у масло різко знижує його в'язкість та погіршує змащувальні властивості, допустимі навантаження у вузлах тертя знижуються, підсилюються окислювальні процеси. Зниження в'язкості на 20...25% порівняно з початковою вважається граничним, і у такому випадку масло необхідно замінити.

Температура застигання. Температура, за якої масло втрачає рухливість, називається температурою застигання $t_{\text{заст}}$. Температура застигання моторних масел знаходиться у межах $-10...-15^{\circ}\text{C}$.

Випаровуваність. Основу мастильних матеріалів складають фракції нафти, які випаровуються за температури $200...500^{\circ}\text{C}$. Їх нагрівання в двигунах та механізмах призводить до втрати легких фракцій, що викликає зміну вуглеводного складу, погіршення в'язкісно-температурних властивостей, підвищення температури та підвищену витрату масла. Випаровування масляної основи призводить до росту концентрації загусника та втраті пластичності. Про випаровуваність масла судять за фракційним складом та температурою спалаху: чим нижче температура спалаху, тим при більш низькій температурі википають перші фракції.

Нагароутворююча здатність. На стінках камери згоряння, головках поршнів, клапанах та інших деталях масло утворює тверді відкладення продуктів глибокого окислення. За структурою нагар може бути монолітним, пластичним та рихлим та складається з карбенов і карбоїдов (50...70%), асфальтенов та окисиклот (3...6%), смол і масла (15...40%), золи (1...10%).

При високих температурах нагар не утворюється, тому що паливо і масло, які попадають на гарячі поверхні, згоряють та утворюють тверді вуглецеві частинки, які не здатні утримуватись на поверхні та відлітають з високими газами.

Масло, як і паливо, містить механічні домішки — нерозчинні речовини органічного походження, які впливають на його коксованість. Для видалення механічних домішок масло сепарують та фільтрують, а кількість домішок органічного походження знижують введенням диспергуючих присадок.

У маслі містяться також різні солі, оксиди, кислоти та інші речовини, які після спалювання утворюють золу. Зольність свіжого масла коливається від 0,005 до 0,12 %.

Для покращення функціональних властивостей базових масел до них вводять спеціальні присадки: миючі, антиокиснювальні, протизношувальні та протизадирні, антипінні, в'язкісні та ін.

Рішення про необхідність поліпшення якості масла або його заміни приймають в результаті зіставлення експлуатаційних показників, які характеризують основні напрями його старіння, з їх гранично допустимими бракувальними значеннями. Крім того, якість масла визначають за вмістом водорозчинних кислот та луг, вмістом палива і води та шляхом аналізу краплинної проби.

При досить повному видаленні з масла продуктів старіння можна вважати, що хімічний склад базової частини картерного масла протягом досить довгого часу роботи його в двигуні порівняно мало відрізняється від складу свіжого масла, тобто зберігає свої експлуатаційні властивості. Ця обставина дозволяє продовжувати строки служби масла завдяки його ефективному очищенні в процесі експлуатації від продуктів термічного розкладання, окислення, зношування та інших забруднень, а також завдяки компенсації відпрацьованої частини присадок шляхом додавання свіжого масла.

Загальний вміст механічних домішок в маслі ще не визначає його впливу на знос деталей. Важливий якісний склад домішок та їх розподіл за розмірами часток. Сучасні масла вміщують диспергуючі присадки, які обволікають частинки механічних домішок та перешкоджають їх злипанню.

Марку масла, що використовується у СЕУ, добирають у кожному випадку залежно від марки та якості основного палива, на якому працює двигун, а також від ступеня його форсування.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2

Схема приймально-перекачувального трубопроводу, системи паливopідготовки (фільтрація, сепарація, гомогенізація) та подачі палива до споживачів. Розрахунок і вибір комплектуючого обладнання (на прикладі дизельної енергетичної установки з одномашинним ДРА судна-контейнера) $D = 35097$ т, $V_s = 23,0$ вуз).

Вимоги морських класифікаційних товариств

Опис системи

Паливна система призначена для виконання наступних операцій:

- прийом високов'язкого і дизельного палива у диптанки і запасні цистерни;
- перекачування високов'язкого і дизельного палива;
- сепарація високов'язкого і дизельного палива;
- подача високов'язкого і дизельного палива до ГД, ДДГ та котлів;
- подача дизельного палива до АДГ і інсинератора;
- видача шламу на інсинератор;
- видача брудного палива на берег і інсинератор.

Згідно з призначенням, паливну систему розподіляють на наступні трубопроводи:

- трубопровід прийому високов'язкого та дизельного палива;
- трубопровід перекачування високов'язкого та дизельного палива;
- трубопровід сепарації високов'язкого та дизельного палива;
- витратний трубопровід високов'язкого та дизельного палива;
- підкачувальний трубопровід;
- циркуляційний (бустерний) трубопровід;
- трубопровід видачі брудного палива та шламу.

Функціональні зв'язки між наведеними вище трубопроводами розглянуті у табл. Д.1.

Таблиця Д.1. Функціональні зв'язки в паливній системі

Трубопровід	Обладнання	Подача від	Подача до
Прийом палива	1. Трубопровід високов'язкого палива. 2. Трубопровід малов'язкого палива	1. Маніфолд на ВП (тільки на танкерах) 2. Маніфолд на ВП	1. Запасних цистерн і диптанка 2. Запасних цистерн
Перекачка	Насос перекачки малов'язкого палива	1. Від одних запасних цистерн 2. Диптанка 3. Запасних цистерн 4. Переливної	1. До інших запасних цистерн 2. Запасних цистерн 3. Відстійних 4. Запасних
	Насос перекачки малов'язкого палива	Одних запасних цистерн	Інших запасних цистерн
Сепарація палива	Сепаратор високов'язкого палива	Відстійних цистерн	Витратних цистерн
	Сепаратор малов'язкого палива	Запасних цистерн	Витратних цистерн. Цистерни А/ДГ, котлів, інсинератора
Подача палива до ГД, ДГ, котлів	1. Паливопідкачувальні насоси ГД. 2. Насоси циркуляційні ГД	1. Витратних цистерн високов'язкого палива 2. Витратної цистерни малов'язкого палива	1. ПНВТ 2. ПНВТ
	1. Насос малов'язкого палива ДГ 2. Насоси паливно-підкачувальні високов'язкого палива ДГ	1. Витратної цистерни 2. Витратної цистерни	1. ПНВТ 2. ПНВТ
	1. Насос малов'язкого палива котлів 2. Насос високов'язкого палива котлів	1. Витратної цистерни малов'язкого палива 2. Витратної цистерни високов'язкого палива	1. Форсунки котла 2. Форсунки котла
Видача шламу	Насос шламу	Цистерни шламу	Інсинератора
Видача брудного палива	Насос брудного палива	Цистерни брудного палива	Інсинератора

Розрахунок паливної системи

Запаси палива і місткість цистерн

Розрахунок основних елементів системи проводиться відповідно до рекомендацій [7].

Необхідний запас високов'язкого палива на рейс, т:

$$G_{\text{ВВП}} = K_{\text{М}} \cdot 0,98 \cdot \left(g_{\text{еВВП}}^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \tau_{\text{хр}} + \frac{D^{\text{ДК}} (i_{\text{п}} - i_{\text{жв}})}{\eta_{\text{ДК}} \cdot Q_{\text{н}}^p} \tau_{\text{ДК}} + \right. \\ \left. + g_{\text{еВВП}}^{\text{ДДГ}} \cdot N_{\text{еСТ1}}^{\text{ДДГ}} \cdot \tau_{\text{СТ1}} + g_{\text{еВВП}}^{\text{ДДГ}} \cdot N_{\text{еСТ2}}^{\text{ДДГ}} \cdot \tau_{\text{СТ2}} \right) \cdot 10^{-3},$$

де $K_M = 1,1$ — коефіцієнт морського запасу, що враховує можливе збільшення витрати палива через погіршення умов плавання;

$N_e^{ГД} = 31040$ кВт — потужність ГД;

$g_{евп}^{ГД} = 184$ г/(кВт·год) — питома витрата високов'язкого палива головним двигуном;

$\tau_{хр} = 16700/23 = 726$ год — час ходового режиму;

$D^{ДК} = 3000$ кг/год — паропроодуктивність допоміжного котла (ДК);

$i_p = 2763$ кДж/кг — ентальпія пари;

$i_{жв} = 251$ кДж/кг — ентальпія живильної води;

$Q_n^p = 39000$ кДж/кг — нижча теплота згоряння високов'язкого палива;

$\tau_{ДК} = 96$ год — час роботи котла;

$g_{евп}^{ДДГ} = 0,205$ г/(кВт·год) — питома витрата високов'язкого палива ДДГ;

$N_{ест1}^{ДДГ} = 1775$ кВт — потужність ДДГ на стоянці з вантажними операціями;

$\tau_{ст1} = 48$ год — тривалість стоянки з вантажними операціями;

$N_{ест2}^{ДДГ} = 1350$ кВт — потужність ДДГ на стоянці без вантажних операцій;

$\tau_{ст2} = 48$ год — тривалість стоянки без вантажних операцій.

Тоді:

$$G_{ВВП} = 1,1 \cdot 0,98 \cdot \left(0,184 \cdot 31040 \cdot 726 + \frac{3000(2763 - 251)}{0,85 \cdot 39000} \cdot 96 + \right. \\ \left. + 0,205 \cdot 1775 \cdot 48 + 0,205 \cdot 1350 \cdot 48 \right) \cdot 10^{-3} = 4527 \text{ т.}$$

Необхідний запас малов'язкого палива (МВП), т:

$$G_{МВП} = 0,02 \cdot G_{ВВП};$$

$$G_{МВП} = 0,02 \cdot 4527 = 90,5 \text{ т.}$$

Місткість усіх цистерн запасу ВВП:

$$\sum V_{ВВП} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{G_{ВВП}}{\rho_{ВВП}},$$

де $K_1 = 1,02$ — коефіцієнт загромадження цистерн елементами набору;

$K_2 = 1,03$ — коефіцієнт, що враховує «мертвий» об'єм цистерн.

$\rho_{ВВП} = 950$ кг/м³ — густина ВВП при 20 °С.

$$\sum V_{ВВП} = 1,02 \cdot 1,03 \cdot \frac{4527}{0,95} = 5006 \text{ м}^3.$$

Місткість цистерн запасу МВП:

$$\sum V_{МВП} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{G_{МВП}}{\rho_{МВП}},$$

де $\rho_{МВП} = 850$ кг/м³ — щільність МВП.

$$\sum V_{\text{МВП}} = 1,02 \cdot 1,03 \cdot \frac{90,5}{0,850} = 112 \text{ м}^3.$$

Контур прийому і перекачки палива

Сумарний перетин приймальних трубопроводів високов'язкого палива:

$$F_{\text{пр}} = \frac{\sum V_{\text{ВВП}}}{3600 \cdot \tau \cdot \nu},$$

де $\tau = 10$ год — час прийому палива;

$\nu = 8$ м/с — швидкість палива в трубопроводі.

$$\sum F_{\text{пр}} = \frac{5006}{3600 \cdot 10 \cdot 8} = 0,0174 \text{ м}^2;$$

$$d_{\text{ТР}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum F_{\text{пр}}}{3,14}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0174}{3,14}} = 0,149 \text{ м}.$$

Приймаємо найближчий умовний діаметр трубопроводу $d_y = 150$.

Подача паливоперекачувального насосу ВВП:

$$W_{\text{П.ПК}} = \frac{V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}}{\tau_{\text{п}}},$$

де $V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}$ — добова витрата палива ГД;

$\tau_{\text{п}} = 2$ год — час перекачки палива.

$$V_{\text{доб}}^{\text{ГД}} = \frac{g_{\text{ВВП}}^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot 24}{\rho_{\text{ВВП}}},$$

де $g_{\text{ВВП}}^{\text{ГД}} = 184$ г/(кВт·год) — питома витрата високов'язкого палива головним двигуном на специфікаційній потужності;

$$V_{\text{доб}}^{\text{ГД}} = \frac{0,184 \cdot 31040 \cdot 24}{950} = 144,3 \text{ м}^3/\text{доб}.$$

Тоді:

$$W_{\text{П.ПК}} = \frac{144,3}{2} = 72,15 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо 2 паливоперекачувальні насоси фірми ІМО типу АСF 75 L4 IVBO подачею 75 м³/год кожний при напорі 0,4 МПа.

Потужність, споживана паливоперекачувальним насосом високов'язкого палива:

$$N_{\text{П.ПК}} = \frac{0,272 \cdot W_{\text{П.ПК}} \cdot H \cdot \rho_{\text{ВВП}}}{\eta_{\text{Н}}} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_H = 0,8$ — ККД насоса.

$$N_{\text{п.пк}} = \frac{0,272 \cdot 75 \cdot 40 \cdot 950}{0,8} \cdot 10^{-5} = 9,7 \text{ кВт.}$$

Подача паливоперекачувального насосу малов'язкого палива:

$$W'_{\text{п.пк}} = 0,2 \cdot W_{\text{п.пк}}.$$

$$W'_{\text{п.пк}} = 0,2 \cdot 72,15 = 14,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Як паливоперекачувальний насос малов'язкого палива приймаємо насос фірми ІМО типу АСГ 070 К6 ІVBO подачею 22 м³/год при напорі 0,3 МПа.

Потужність, споживана паливоперекачувальним насосом:

$$N'_{\text{п.пк}} = \frac{0,272 \cdot W'_{\text{п.пк}} \cdot H \cdot \rho_{\text{МВП}}}{\eta_H} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_H = 0,8$ — ККД насоса.

$$N'_{\text{п.пк}} = \frac{0,272 \cdot 22 \cdot 30 \cdot 850}{0,8} \cdot 10^{-5} = 1,9 \text{ кВт.}$$

Місткість переливної цистерни:

$$V_{\text{прл}} = W_{\text{п.пк}} \cdot \tau',$$

де $\tau' = 0,166$ год — час роботи насоса на переливання за Регістром.

$$V_{\text{прл}} = 75 \cdot 0,166 = 12,5 \text{ м}^3.$$

Контур сепарації палива

Пропускна здатність одного сепаратора визначається за формулою:

$$W_{\text{сеп}} = \frac{V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}}{\rho_{\text{ВВП}} \cdot \tau_c \cdot n_c},$$

де $\tau_c = 22$ год — час роботи самоочисного сепаратора;

$n_c = 3$ — кількість одночасно працюючих сепараторів.

$$W_{\text{сеп}} = \frac{144,3}{0,950 \cdot 22 \cdot 3} = 2,3 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймаємо до встановлення 3 сепаратори високов'язкого палива марки Westfalia з продуктивністю 7,5 м³/год, один з яких може використовуватися для сепарування малов'язкого палива. Дані сепаратори мають простішу автономну систему постачання робочою водою і сконструйовані для трифазного поділу: нафтопродукт – вода – мул.

Теплообмінна поверхня підігрівача палива в системі сепарації:

$$F_{\text{ПС}} = \frac{W_{\text{сеп}} \cdot C_{\text{П}} \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_{\text{ВВП}}}{K \cdot \Delta t \cdot \eta_3},$$

де $C_{\Pi} = 1,9 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — теплоємність палива;

$t_2 = 98 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура палива перед сепаратором, що відповідає $5,5 \text{ }^\circ\text{УВ}$;

$t_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура палива в цистернах запасу;

$K = 500 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — коефіцієнт тепловіддачі від пари до палива;

$\eta_3 = 0,7$ — коефіцієнт, що враховує забруднення поверхні теплообміну;

Δt — середня різниця температур між парою і паливом:

$$\Delta t = t_s - \frac{t_2 - t_1}{2},$$

де $t_s = 170 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура насиченої пари на вході у підігрівач;

$$\Delta t = 170 - \frac{98 + 60}{2} = 91 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$F_{\text{ПС}} = \frac{7,5 \cdot 1,9 \cdot (98 - 60) \cdot 950}{500 \cdot 91 \cdot 0,7} = 16,9 \text{ м}^2.$$

Встановлюємо підігрівач палива перед сепараторами кожухотрубного типу марки ПВ-20 з поверхнею нагріву 20 м^2 у кількості 3 шт.

Місткість шламової цистерни:

$$V_{\text{шл}} = (V_6 + V_B) \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ м}^3,$$

де V_6 — об'єм бруду, що видаляється при промиванні сепаратора, м^3 ;

$$V_6 = \frac{\sum V_{\text{ВП}} \cdot K_6}{100},$$

$K_6 = 0,25 \%$ — вміст забруднень у паливі;

$$V_6 = \frac{5006 \cdot 0,25}{100} = 12,5 \text{ м}^3;$$

V_B — об'єм води, що йде на промивання сепаратора:

$$V_B = \frac{V_6}{V_{\text{шл.к}}} \cdot m_B,$$

де $V_{\text{шл.к}} = 0,008 \text{ м}^3$ — місткість шламової камери сепаратора;

$m_B = 0,011 \text{ м}^3/\text{промив}$ — витрати води на промивання й управління сепаратором.

$$V_B = \frac{12,5}{0,008} \cdot 0,011 = 17,2 \text{ м}^3;$$

$K_1 = 1,03$ — коефіцієнт захащення шламової цистерни.

Тоді місткість шламової цистерни буде:

$$V_{\text{шл}} = (12,5 + 17,2) \cdot 1,03 = 30,6 \text{ м}^3.$$

Місткість шламової цистерни приймається рівною: $V_{\text{шл}} = 31 \text{ м}^3$.

Контур подачі палива до двигунів

Подача паливопідкачувального насосу:

$$W_{\text{ППН}} = K_3 \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \frac{g_e^{\text{ГД}}}{\rho_{\text{ВВП}}},$$

де $K_3 = 1,1$ — коефіцієнт запасу подачі за умови зносу в експлуатації й забезпечення перепуску палива для підтримання необхідного тиску перед насосами високого тиску.

$$W_{\text{ППН}} = 1,1 \cdot 31040 \cdot \frac{0,184}{950} = 6,6 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо два паливопідкачувальні насоси фірми ІМО типу АСГ 048 N6 NTBO подачею 8 м³/год при напорі 0,8 МПа.

Потужність паливопідкачувального насосу:

$$N_{\text{ЦН}} = \frac{0,272 \cdot W_{\text{ЦН}} \cdot H \cdot \rho_{\text{ВВП}}}{\eta_{\text{Н}}} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_{\text{Н}} = 0,8$ — ККД насосу.

$$N_{\text{ЦН}} = \frac{0,272 \cdot 8 \cdot 80 \cdot 950}{0,8} \cdot 10^{-5} = 2,1 \text{ кВт}.$$

Подача паливного циркулярного насосу:

$$W_{\text{ЦН}} = K \cdot W_{\text{ППН}},$$

де $K = 4$ — коефіцієнт циркуляції палива.

$$W_{\text{ЦН}} = 4 \cdot 6,6 = 26,4 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо два циркуляційних насоси фірми ІМО типу АСГ 075 N6 NTBP подачею 30 м³/год при напорі 0,4 МПа кожний.

Як фільтрувальну установку тонкого очищення ВВП та МВП приймаємо автоматичний фільтр тонкого очищення фірми Boll & Kirch типу 6.64 номінальною пропускною здатністю 40 м³/год з автоматичним режимом очищення стисненим повітрям.

Площа поверхні нагріву підігрівача ВВП перед подачею його до дизеля визначається за формулою:

$$F_{\text{П.ВВП}} = \frac{W_{\text{ППН}} \cdot C_{\text{П}}(t_2 - t_1) \cdot \rho_{\text{ВВП}}}{K \cdot \Delta t \cdot \eta_3},$$

де $t_2 = 150^\circ\text{C}$ — температура палива, що надходить до двигуна;

$t_1 = 80^\circ\text{C}$ — температура палива у витратній цистерні;

$K = 500 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — коефіцієнт тепловіддачі від пари до палива;

$\eta_3 = 0,7$ — коефіцієнт, що враховує забруднення поверхні теплообміну;

Δt — середня різниця температур між парою і паливом;

$C_{\Pi} = 1,9 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — теплоємність палива.

$$\Delta t = t_s - \frac{t_2 - t_1}{2},$$

де $t_s = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$ — температура насиченої пари на вході у підігрівач.

$$\Delta t = 170 - \frac{150 + 80}{2} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$F_{\Pi.\text{ВВП}} = \frac{11 \cdot 1,9 \cdot (150 - 80) \cdot 950}{500 \cdot 55 \cdot 0,7} = 72,2 \text{ м}^2.$$

Приймаємо нагрівач палива кожухотрубного типу з поверхнею теплообміну 75 м^2 .

Місткість витратної цистерни ГД і ДДГ високов'язкого палива:

$$V_{\text{ВЦ}}^{\text{ВПП}} = z \cdot K_1 \cdot \left(\frac{4 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{\rho_{\text{ВВП}}} \right),$$

де $z = 3$ — кількість вахт, роботу яких повинна забезпечити цистерна.

$$V_{\text{ВЦ}}^{\text{ВПП}} = 3 \cdot 1,03 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,184 \cdot 31040}{950} \right) = 74,3 \text{ м}^3.$$

З урахуванням того, що для нормальної і надійної роботи двигуна та паливної апаратури рекомендується відбирати паливо з витратних цистерн до рівня, який відповідає $1/5$ об'єму витратних цистерн, приймаємо дві витратні цистерни ГД і ВДГ високов'язкого палива, об'єм кожної з яких становить 75 м^3 .

Місткість витратної цистерни ГД і ДДГ малов'язкого палива:

$$V_{\text{ВЦ}}^{\text{МПП}} = z \cdot K_1 \cdot \left(\frac{4 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{\rho_{\text{МВП}}} \right);$$

$$V_{\text{ВЦ}}^{\text{МПП}} = 1 \cdot 1,03 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,171 \cdot 31040}{850} \right) = 30,8 \text{ м}^3.$$

З урахуванням відбору палива з витратних цистерн малов'язкого палива до рівня не меншого, ніж $1/3$ об'єму цистерни, приймаємо дві витратні цистерни ГД і ДДГ малов'язкого палива об'ємом по 40 м^3 кожна.

Місткість відстійних цистерн приймаємо такою, що дорівнює місткості витратних цистерн, і розташовуємо поблизу останніх.

Місткість цистерн брудного палива і масла приймається у відповідності до ОСТ 5.5064-83 і складає $10,5 \text{ м}^3$.

Висновок

У результаті проведеного розрахунку були прийняті для комплектації основні механізми й апарати:

- 2 паливоперекачувальні насоси фірми ІМО типу ACF 75 L4 IVBO подачею $75 \text{ м}^3/\text{год}$ кожний при напорі 0,4 МПа і споживанням електроенергії 9,7 кВт;

- 1 паливоперекачувальний насос малов'язкого палива фірми ІМО типу ACG 070 K6 IVBO подачею $22 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі 0,3 МПа і споживанні електроенергії, що складає 1,9 кВт;

- самоочисний сепаратор фірми Westfalia з номінальною пропускною здатністю при в'язкому паливі 2°ВУ — $7,5 \text{ м}^3/\text{год}$ у кількості 3 штук;

- підігрівач високов'язкого палива перед сепараторами — кожухотрубного типу з поверхнею нагріву 20 м^2 у кількості 3 штук;

- 2 паливопідкачувальні насоси фірми ІМО типу ACG 048 N6 NTBO подачею $8 \text{ м}^3/\text{год}$ кожен при напорі 0,8 МПа. Споживання електроенергії привідним двигуном одного насосу становить 2,1 кВт;

- 2 циркуляційні насоси фірми ІМО типу ACG 075 N6 NTBP подачею $30 \text{ м}^3/\text{год}$ кожен при напорі 0,4 МПа;

- підігрівач ВВП перед подачею до дизеля кожухотрубного типу, з поверхнею теплообміну 70 м^2 ;

- автоматичний фільтр тонкого очищення ВВП та МВП фірми Boll & Kirch типу 6.64 номінальною пропускною здатністю $40 \text{ м}^3/\text{год}$ з умовним проходом 100 мм та автоматичним режимом очищення стисненим повітрям.

Місткість основних цистерн складає:

- цистерни основного запасу ВВП — 5006 м^3 ;

- цистерни запасу МВП — 112 м^3 ;

- переливної цистерни — $12,5 \text{ м}^3$;

- шламової цистерни — 31 м^3 ;

- витратної цистерни ВВП (2 цистерни) — 75 м^3 кожна;

- витратної цистерни МВП (2 цистерни) — 40 м^3 кожна;

- відстійної цистерни ВВП (5 цистерн) — 150 м^3 (загальний об'єм);

- відстійної цистерни МВП (3 цистерн) — 80 м^3 (загальний об'єм);

- цистерни брудного палива і масла — $10,5 \text{ м}^3$.

Вимоги Морського Регістра судноплавства до паливної системи

Для перекачування палива повинно бути не менш двох насосів з електричним приводом, один із яких є резервним.

Як резервний насос може бути використаний будь-який придатний для цієї мети насос, у тому числі насос сепаратора палива.

Паливноперекачувальні насоси, а також насоси сепараторів, крім місцевого керування, повинні мати засіб для їхньої зупинки із завжди доступних місць поза приміщеннями, у яких вони встановлені.

Трубопроводи, що призначені для перекачування палива, нагрітого до температури, що перевищує 60 °С, повинні розташовуватися в добре видимих і доступних місцях. При цьому у добре видимих і доступних місцях кількість різних з'єднань повинна бути зведена до мінімуму.

Паливні трубопроводи не повинні прокладатися над двигунами внутрішнього згоряння, турбінами, газовипускними трубопроводами, паропроводами (за винятком паропроводів для підігріву палива), паровими котлами і їхніми димоходами. У виняткових випадках допускається прокладка паливних трубопроводів над зазначеним вище устаткуванням за умови, що в цих районах трубопроводи не будуть мати різних з'єднань, вони повинні бути екрановані, і у відповідних місцях установлені піддони для запобігання влучення палива на зазначене устаткування чи інші джерела заpalення.

Устаткування паливної системи повинне забезпечувати підведення палива, належним чином підготовленого та очищеного в ступені, необхідній для даного двигуна.

Підведення палива до головних і допоміжних двигунів повинне проводитися від двох витратних цистерн для кожного роду палива.

Місткість кожної цистерни повинна бути достатньою для 8-годинної роботи головних і допоміжних двигунів і котлів на максимальному експлуатаційному навантаженні.

При роботі головних двигунів на різних сортах палива повинні бути прийняті заходи, що виключають надходження до допоміжних двигунів та інших споживачів непридатного для їхньої роботи палива.

Максимальна температура підігрітого палива у цистернах повинна бути на 15 °С нижче температури спалаху палива. Допускається підігрів палива у витратних, відстійних і інших цистернах систем подачі палива до двигунів і котлів до температури, яка перевищує вищевказаний рівень, при наступних умовах:

– довжина повітряних труб цих цистерн або застосування охолоджуючих пристроїв дозволить знизити температуру газів, що виходять, принаймні на 15 °С нижче температури спалаху;

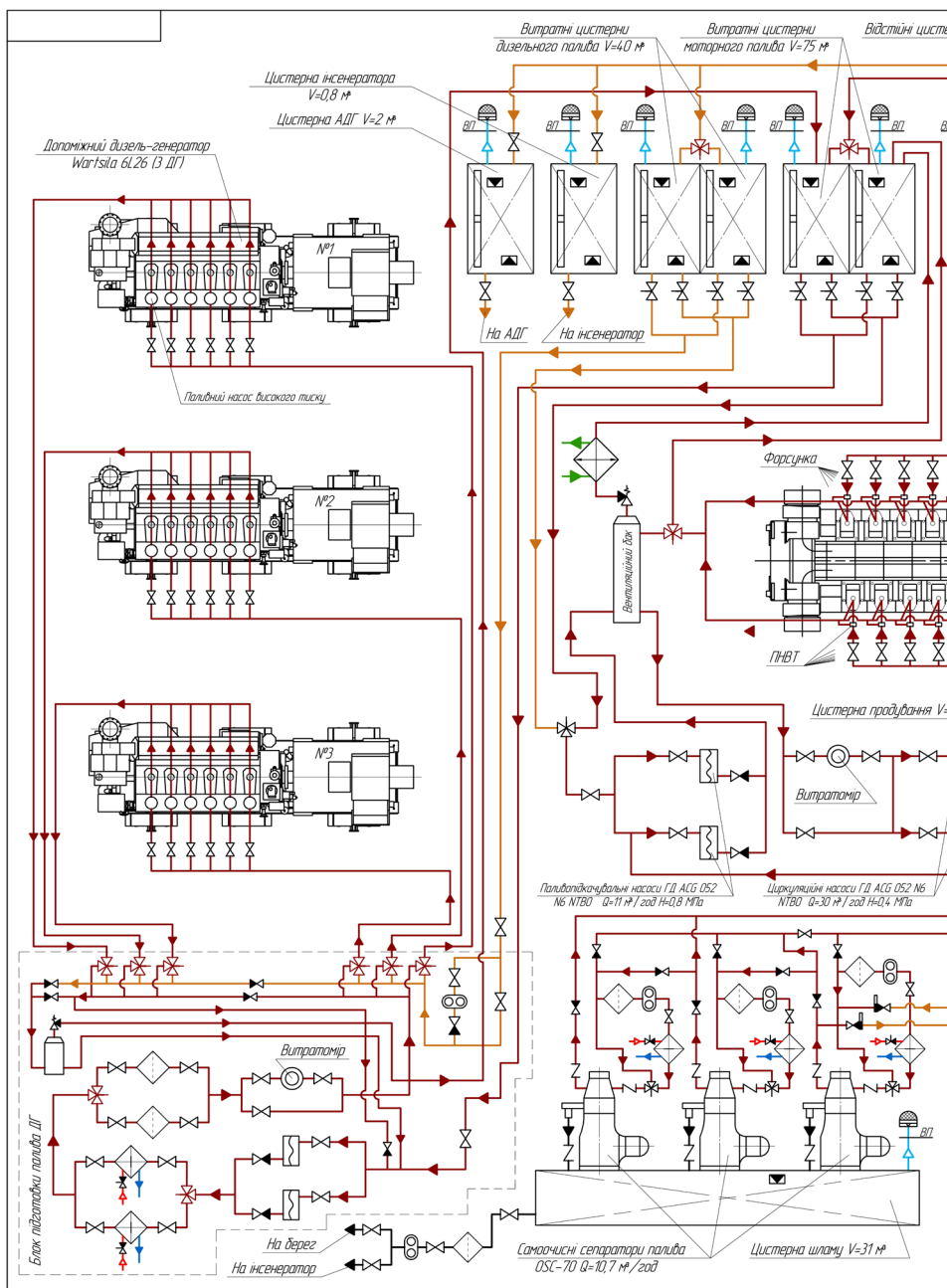
– на повітряних трубах будуть пристосовані чутливі елементи, які подають попереджувальний сигнал при перевищенні граничної температури, встановленій на 15 °С нижче температури спалаху.

Цистерни, насоси, фільтри та інше устаткування у місцях можливого витоку палива повинні постачатись з піддоном.

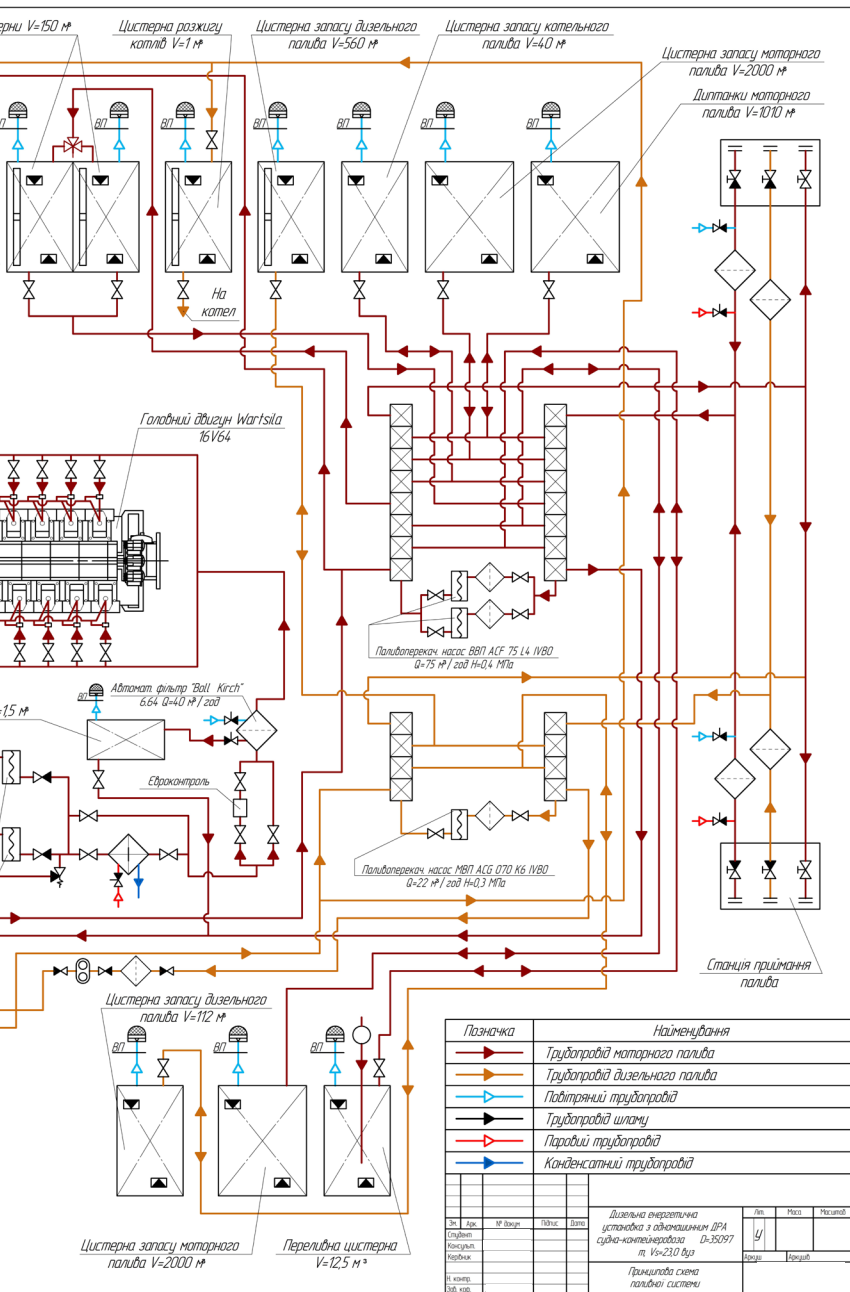
Трубопровід наповнення палива повинен доводитися до днища цистерни із зазором, розмір якого повинен бути не менше 1/4 внутрішнього діаметру труби.

Не допускається використання відстійної цистерни у якості витратної.

Підвід палива до дизель-генераторів, призначених для використання у якості аварійних, повинен здійснюватись від автономної витратної цистерни, яка розташовується у приміщенні аварійного дизель-генератора. Не допускається витрата палива з цієї цистерни іншим споживачам.



Принципова схема паливної



ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3

Масляна система суднової дизельної установки (на прикладі дизельної енергетичної установки з одномашинним ДРА судна-контейнеровоза $D = 35097$ т, $V_s = 23,0$ вуз). Схема, розрахунок і вибір обладнання. Вимоги морських класифікаційних товариств

Призначення та склад системи

Масляна система призначена для прийому, перекачування, збереження, очищення і подачі масла до місць охолодження і змащення тертьових деталей головних і допоміжних машин, механізмів, а також для видачі його іншим судам.

Масляна система поділяється на трубопроводи: приймально-перекачувальний, циркуляційну систему змащення, проточну систему змащення, сепарування масла, дренажну, підігрів масла.

Системи змащення суднових дизелів за тиском поділяють на три основні групи: форсована циркуляційна система (тиск масла створюється за допомогою масляного насоса); система гравітаційного типу, в якій тиск масла створюється стовпом масла (рідини); комбіновані системи, що є комбінацією двох перерахованих вище систем.

Системи змащення суднових дизелів за місцем розташування циркуляційного масла поділяють на три основні групи: системи змащення за типом сухого картера (коли масло розташовується в сточно-циркуляційній цистерні поза двигуном, яка найчастіше знаходиться у другому дні); за схемою мокрого картера, коли циркуляційне масло знаходиться в двигуні або рамі; системи з напіvsухим картером (масло частково знаходиться в рамі і частково в спеціальній цистерні поза двигуном).

За способом проходження масла системою змащення двигуна системи діляться на два типи: циркуляційні (коли одно й те саме масло рухається замкнутим контуром); проточні (масло використовується один раз для змащення (лубрикаторна система змащення)).

Системи змащення діляться на підсистеми:

1. Очищення масла (відстій, фільтрація, сепарація).
2. Система підготовки масла перед подачею його в циліндр (фільтрація, охолодження).

3. Система прийому-перекачування масла і видачі за борт.

4. Зберігання масла для виконання рейсу.

Функціональні зв'язки між елементами масляної системи розглянуті у табл. Д.2.

Дизель-генератори обладнуються системою змащення типу «мокрый картер». Устаткування і трубопроводи навішані на двигун.

Вимоги Морського Регістра судноплавства до масляної системи

Масляна система головних двигунів повинна обслуговуватися двома масляними циркуляційними насосами, один із яких є резервним з незалежним приводом. При розташуванні двох головних двигунів в одному машинному відділенні допускається мати один резервний насос на два двигуна.

Таблиця Д.2. Функціональні зв'язки у системі змащення

Призначення	Подача від	Подача до
Прийом масла	Станції приймання масла	1. Цистерни запасу ГД і ДДГ 2. Стічно-циркуляційної цистерни ГД 3. Цистерни запасу циліндрового масла
Перекачування	1. Стічно-циркуляційної 2. Цистерни відпрацьованого масла ГД 3. Стічно-циркуляційної ГД 4. Відпрацьованого масла ГД 5. Цистерни запасу ГД	1. Стічно-циркуляційної ГД 2. Стічно-циркуляційної ГД 3. Цистерни відпрацьованого масла ГД 4. На берег 5. Стічно-циркуляційної ГД
Сепарація	1. Стічно-циркуляційної ГД 2. Відпрацьованого масла ГД 3. Цистерни збору масла від сальників штоків 4. Відпрацьованого масла ДГ 5. Картерів ДГ 6. Картерів ДГ	1. Стічно-циркуляційної ГД 2. Стічно-циркуляційної ГД 3. Стічно-циркуляційної ГД 4. Сепарованого ДГ 5. Картерів ДГ 6. Відпрацьованого масла ДГ
Подачі до ГД, ДГ	1. Стічно-циркуляційна ГД 2. Витратна циліндрового масла ГД 3. Витратна циліндрового масла ГД 4. Витратна циліндрового масла ГД 5. Сепарованого масла ГД	1. ГД 2. ГД 3. На відкриття клапанів 4. На приводи паливних насосів 5. Картерів ДГ
Видачі масла	Цистерни брудного масла	1. На берег 2. На інсинератор 3. На котел

Необхідна кількість масла в системі залежить від кратності його циркуляції і може бути визначена за питомою витратою (у середньому). Циркуляційна система дизелів характеризується наступними показниками:

- кратністю циркуляції масла;
- питомим маслопотокком;
- питомою місткістю.

На судні зберігається запас масла, що йде на заповнення втрат і на заміну масла в циркуляційній системі головних двигунів у випадку аварійного обводнювання його морською водою і забруднення його після закінчення терміну служби масла.

До масляної системи Регістр висуває наступні вимоги:

- кінці зливальних труб з картера двигуна в стічно-циркуляційну цистерну повинні бути розташовані в ній таким чином, щоб під час роботи двигуна вони були постійно занурені в масло;
- зливальні труби двох чи більше двигунів не повинні з'єднуватися між собою.

У системі циркуляційного змащення повинне бути передбачене ефективне очищення масла, при цьому повинні бути встановлені:

- на усмоктувальному трубопроводі насоса — один фільтр грубого очищення (сітка);
- на нагнітальному насосі трубопроводу головного двигуна — два рівнобіжних фільтри чи один здвоєний фільтр, що переключається, або один самоочисний фільтр.

Пропускна здатність кожного фільтра повинна перевищувати на 10% найбільшу подачу масла насосом.

Система змащення повинна забезпечуватися необхідними контрольно-вимірювальними приладами.

Манометр, що показує тиск масла за маслоохолоджувачем, повинний бути винесений на пост управління.

Кожний допоміжний двигун, а також первинний двигун аварійного дизель-генератора повинен мати незалежну систему змащувального масла.

Масляні цистерни повинні бути відділені від цистерн котельної води і рослинного масла кофердами, конструктивні елементи яких повинні відповідати вимогам Морського Регістра судноплавства.

Розрахунок системи змащування

Запаси масла та об'єми ємностей для його зберігання

Запас циркуляційного масла для ГД визначаємо за формулою:

$$G_{\text{цм}}^{\text{ГД}} = K_{\text{М}} \cdot (g_{\text{М}}^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \tau_{\text{Х}} + G_{\text{сц}}^{\text{ГД}} \cdot (K_{\text{ГД}} + 1)) \cdot 10^{-3}, \text{ т},$$

де $g_M^{ГД} = 0,00015$ кг/(кВт·год) — питома втрата циркуляційного масла;
 $\tau_X = 16700/23 = 726$ год — час ходового режиму;
 $K_M = 1,1$ — коефіцієнт морського запасу, що враховує можливе збільшення витрати палива через погіршення умов плавання;
 $G_{сц}^{ГД}$ — кількість масла у циркуляційній системі та стічно-циркуляційній цистерні (СЦЦ):

$$G_{сц}^{ГД} = a \cdot N_e^{ГД} \cdot \rho_M \cdot 10^{-3}, \text{ кг,}$$

де $a = 2$ л/кВт — питома кількість масла в СЦЦ та системі ГД;
 $\rho_M = 890$ кг/м³ — густина масла.
 Кількість масла у стічно-циркуляційній цистерні визначається:

$$G_{ц}^{ГД} = G_{сц}^{ГД} - G_c^{ГД},$$

де $G_c^{ГД}$ — кількість масла у циркуляційній системі:

$$G_c^{ГД} = 0,01 \cdot G_{ГД};$$

$G_{ГД} = 532$ т — суха маса ГД;

$$G_c^{ГД} = 0,01 \cdot 532 = 5,32 \text{ т.}$$

$$G_{сц}^{ГД} = 2 \cdot 31040 \cdot 890 \cdot 10^{-3} = 55251 \text{ кг.}$$

$$G_{ц}^{ГД} = 55251 - 5320 = 49931 \text{ кг.}$$

$K_{ГД} = 0$ — кількість змін масла в системі за рейс.

$$G_{цм}^{ГД} = 1,1 \cdot (0,00015 \cdot 31040 \cdot 726 + 55251 \cdot (0+1)) \cdot 10^{-3} = 64,5 \text{ т.}$$

З міркувань забезпечення подвійного запасу циркуляційного масла для можливості його аварійної заміни у стічно циркуляційній цистерні у випадку обводнення приймаємо запас циркуляційного масла рівний 135 т.

Необхідний запас циркуляційного масла ДДГ визначаємо:

$$G_{сц}^{ДДГ} = K_M \cdot ((\sum N_{e_{СТ1}}^{ДДГ} \cdot \tau_{СТ1} + \sum N_{e_{СТ2}}^{ДДГ} \cdot \tau_{СТ2}) \cdot g_M^{ДДГ} + \sum G_{сц}^{ДДГ} (K_{ДДГ} + 1) \cdot 10^{-3}, \text{ т,}$$

де $g_M^{ДДГ} = 0,0015$ кг/(кВт·год) - питома втрата масла;

$K_M = 1,1$ — коефіцієнт морського запасу, що враховує можливе збільшення витрати палива через погіршення умов плавання;

$N_{e_{СТ1}}^{ДДГ} = 1775$ кВт — потужність ДДГ на стоянці з вантажними операціями;

$\tau_{СТ1} = 48$ год — тривалість стоянки з вантажними операціями;

$N_{e_{СТ2}}^{ДДГ} = 1350$ кВт — потужність ДДГ на стоянці без вантажних операцій;

$\tau_{СТ2} = 48$ год — тривалість стоянки без вантажних операцій;

$K_{ДДГ} = 0$ — кількість змін масла в системі змащування ДДГ за рейс;

$G_{сц(3)}^{ДДГ}$ — кількість масла в системі змащування ДДГ та стічно-циркуляційних цистернах.

$$G_{\text{сц}(3)}^{\text{ДДГ}} = i \cdot a \cdot N_e^{\text{ДДГ}} \cdot \rho_M \cdot 10^{-3}, \text{ кг,}$$

де $i = 3$ — кількість ДДГ;

$a = 2,0$ л/кВт — питома кількість масла в СЦЦ та системі ДДГ;

$\rho_M = 890$ кг/м³ — густина масла.

$$G_{\text{сц}(3)}^{\text{ДДГ}} = 3 \cdot 2,0 \cdot 2040 \cdot 890 \cdot 10^{-3} = 10894 \text{ кг.}$$

Кількість масла у стічно-циркуляційних цистернах ДДГ визначається:

$$G_{\text{ц}(3)}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{сц}(3)}^{\text{ДДГ}} - G_{\text{с}(3)}^{\text{ДДГ}},$$

де $G_{\text{с}(3)}^{\text{ДДГ}}$ — кількість масла у циркуляційних системах ДДГ:

$$G_{\text{с}(3)}^{\text{ДДГ}} = 0,02 \cdot G_{\text{ДДГ}},$$

де $G_{\text{ДДГ}} = 40$ т — суха маса ДДГ.

$$G_{\text{с}(3)}^{\text{ДДГ}} = 0,02 \cdot 40 \cdot 3 = 2,4 \text{ т.}$$

$$G_{\text{ц}(3)}^{\text{ДДГ}} = 10894 - 2400 = 8494 \text{ кг.}$$

Визначимо кількість масла в одній стічно-циркуляційній цистерні ДДГ:

$$G_{\text{ц}}^{\text{ДДГ}} = \frac{G_{\text{ц}(3)}^{\text{ДДГ}}}{i} = \frac{8494}{3} = 2831 \text{ кг.}$$

де $i = 3$ — кількість ДДГ.

Тоді необхідний запас масла в циркуляційній системі ДДГ буде:

$$G_{\text{цм}}^{\text{ДДГ}} = 1,1 \cdot ((1775 \cdot 48 + 1350 \cdot 48) \cdot 0,0015 + 10894 \cdot (0 + 1)) \cdot 10^{-3} = 12,2 \text{ т.}$$

З міркувань забезпечення подвійного запасу циркуляційного масла для можливості аварійної його заміни у стічно циркуляційних цистернах у випадку обводнення приймаємо запас циркуляційного масла рівний 20 т.

Необхідний запас компресорного масла:

$$G_{\text{ком}} = i \cdot \left[\sum_1^n G_u \cdot \tau_X + \sum_1^n G_K \cdot \left(\frac{\tau_{\text{ХК}}}{\tau_M} + 1 \right) \right] \cdot K_M \cdot K \cdot 10^{-3},$$

де $i = 4$ — кількість рейсів без поповнення запасу масла;

$G_u = 0,04$ кг/год — втрата масла у компресорі;

$\tau_{\text{ХК}} = 24$ год — час роботи компресора;

$G_K = 50$ кг — ємність картерів компресорів;

$\tau_M = 100$ год — строк служби масла;

$K = 0,4$ — коефіцієнт режиму роботи.

Тоді необхідний запас компресорного масла:

$$G_{\text{ком}} = 4 \cdot \left[0,08 \cdot 726 + 100 \cdot \left(\frac{24}{100} + 1 \right) \right] \cdot 1,1 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 0,32 \text{ т.}$$

Місткість стічно-циркуляційної цистерни ГД:

$$V_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{G_{\text{ц}}^{\text{ГД}}}{\rho_{\text{М}}},$$

де $K_1 = 1,04$ — коефіцієнт захащення стічно-циркуляційної цистерни ГД елементами набору;

$K_2 = 1,01$ — коефіцієнт «мертвого» запасу стічно-циркуляційної цистерни ГД.

$$V_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = 1,04 \cdot 1,01 \cdot \frac{49931}{890} = 58,9 \text{ м}^3.$$

Приймаємо стічно-циркуляційну цистерну ГД об'ємом 60 м³.

Місткість однієї стічно-циркуляційної цистерни ДДГ визначається:

$$V_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{G_{\text{ц}}^{\text{ДДГ}}}{\rho_{\text{М}}},$$

де $K_1 = 1,04$ — коефіцієнт захащення стічно-циркуляційної цистерни ДДГ елементами набору;

$K_2 = 1,01$ — коефіцієнт «мертвого» запасу стічно-циркуляційної цистерни ДДГ.

$$V_{\text{ц}}^{\text{ДДГ}} = 1,04 \cdot 1,01 \cdot \frac{2831}{890} = 3,3 \text{ м}^3.$$

Приймаємо стічно-циркуляційну цистерну ДДГ об'ємом 3,5 м³.

Місткість цистерни компресорного масла:

$$V_{\text{ком}} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{G_{\text{ком}}}{\rho_{\text{М}}},$$

де $K_1 = 1,02$ — коефіцієнт захащення цистерни компресорного масла елементами набору;

$K_2 = 1,01$ — коефіцієнт «мертвого» запасу цистерни компресорного масла.

$$V_{\text{ком}} = 1,02 \cdot 1,01 \cdot \frac{320}{890} = 0,37 \text{ м}^3.$$

Приймаємо місткість цистерни компресорного масла, що складає 0,5 м³.

Місткість цистерни основного запасу циркуляційного масла ГД:

$$V_{\text{ос.3}}^{\text{ГД}} = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{G_{\text{цм}}^{\text{ГД}}}{\rho_{\text{М}}},$$

де $K_1 = 1,02$ — коефіцієнт захащення основної цистерни запасу циркуляційного масла ГД елементами набору;

$K_2 = 1,01$ — коефіцієнт «мертвого» запасу цистерни запасу масла ГД.

$$V_{\text{ос.з}}^{\text{ГД}} = 1,02 \cdot 1,01 \cdot \frac{135000}{890} = 156 \text{ м}^3.$$

Приймаємо місткість цистерн основного запасу циркуляційного масла рівною 160 м³.

Місткість цистерни основного запасу циркуляційного масла ДДГ:

$$V_{\text{ос.з}}^{\text{ДДГ}} = K_1 \cdot K_2 \frac{G_{\text{цм}}^{\text{ДДГ}}}{\rho_{\text{м}}},$$

де $K_1 = 1,02$ — коефіцієнт захаращення основної цистерни запасу масла ДДГ елементами набору;

$K_2 = 1,01$ — коефіцієнт «мертвого» запасу цистерни основного запасу масла ДДГ.

$$V_{\text{ос.з}}^{\text{ДДГ}} = 1,02 \cdot 1,01 \cdot \frac{20000}{890} = 23,2 \text{ м}^3.$$

Приймаємо місткість цистерни основного запасу, що складає 24 м³.

Місткість цистерни відпрацьованого масла ГД:

$$V_{\text{ВМ}}^{\text{ГД}} = 1,1 \cdot V_{\text{ос.з}}^{\text{ГД}},$$

$$V_{\text{ВМ}}^{\text{ГД}} = 1,1 \cdot 160 = 176 \text{ м}^3.$$

Приймаємо місткість цистерни відпрацьованого масла ГД рівною 180 м³.

Місткість цистерни відпрацьованого масла ДДГ:

$$V_{\text{ВМ}}^{\text{ДДГ}} = 1,1 \cdot \frac{G_{\text{ос.з}}^{\text{ДДГ}}}{\rho_{\text{м}}};$$

$$V_{\text{ВМ}}^{\text{ДДГ}} = 1,1 \cdot \frac{24000}{890} = 29,7 \text{ м}^3.$$

Приймаємо місткість цистерни відпрацьованого масла ДДГ рівною 30 м³.

Місткість видаткової цистерни циліндрового масла ГД з розрахунку поповнення її один раз на добу:

$$V_{\text{ВЦ.мц}}^{\text{ГД}} = \frac{24 \cdot g_{\text{мц}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{еЕ}}^{\text{ГД}}}{\rho_{\text{м}}},$$

де $g_{\text{мц}}^{\text{ГД}} = 0,0007 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ — питома втрата циліндрового масла;

$N_{\text{еЕ}}^{\text{ГД}} = 31040$ — експлуатаційна потужність ГД.

$$V_{\text{ВЦ.мц}}^{\text{ГД}} = \frac{24 \cdot 0,0007 \cdot 31040}{890} = 0,6 \text{ м}^3.$$

Приймаємо місткість витратної цистерни циліндрового масла рівною 1,0 м³.

Контур прийому і перекачки масла

Діаметр трубопроводу прийому на судно масла для циркуляційної системи змащення ГД і ДДГ (при роботі ГД і ДДГ на одному маслі):

$$d = \sqrt{\frac{G_{\text{цм}}^{\text{ГД}} + G_{\text{цм}}^{\text{ДДГ}}}{2826 \cdot v_{\text{пр}} \cdot \tau_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{М}}}},$$

де $v_{\text{пр}} = 0,5$ м/с — швидкість прийому масла;

$\tau_{\text{пр}} = 4$ год — час прийому масла.

Підставивши значення у формулу, одержимо:

$$d = \sqrt{\frac{135000 + 20000}{2826 \cdot 0,5 \cdot 4 \cdot 890}} = 0,176 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр трубопроводу прийому масла для циркуляційної системи $d_{\text{в}} = 200$ мм.

Подача маслоперекачувального насоса ГД:

$$W_{\text{МПН}} = \frac{V_{\text{ц}}^{\text{ГД}}}{\tau},$$

де $\tau = 2$ год — час спорожнення СЦЦ.

$$W_{\text{МПН}} = \frac{60}{2} = 30 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Як маслоперекачувальний насос циркуляційного масла ГД приймаємо гвинтовий насос фірми ІМО типу АСГ 070 N6 IVBP з подачею 30 м³/год і напором 0,4 МПа.

Потужність, споживана маслоперекачувальним насосом, складе:

$$N_{\text{МПН}} = \frac{0,272 \cdot W_{\text{МПН}} \cdot H \cdot \rho_{\text{М}}}{\eta_{\text{Н}}} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_{\text{Н}} = 0,8$ — ККД насосу;

$W_{\text{МПН}} = 69$ м³/год — подача маслоперекачувального насоса.

$$N_{\text{МПН}} = \frac{0,272 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 890}{0,8} \cdot 10^{-5} = 3,6 \text{ кВт.}$$

Контур сепарації масла

Сумарна пропускна здатність сепараторів ГД:

$$W_{\text{С.М}} = K_{\text{ч}} \cdot \frac{V_{\text{ц}}^{\text{ГД}}}{\tau_{\text{С}} \cdot i},$$

де $K_{\text{ч}} = 4$ діб⁻¹ — частота сепарації масла, що рекомендується для СОД;

$\tau_{\text{С}} = 24$ год — час сепарації;

$i = 2$ — кількість одночасно працюючих сепараторів.

$$W_{\text{с.м}} = 4 \cdot \frac{60}{24 \cdot 2} = 5 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймаємо до встановлення, з урахуванням ефективності роботи сепаратора, два сепаратори масла фірми Westfalia типу OSC 30 номінальною продуктивністю $7,5 \text{ м}^3/\text{год.}$

Площа теплопередавальної поверхні підігрівача масла перед сепаратором ГД:

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{с.м}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{м}} (t_2 - t_1)}{K \cdot \Delta t} \cdot K_3,$$

де $C_{\text{м}} = 1,9 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — теплоємність масла;

$t_2 = 90^\circ \text{C}$ — температура масла після підігрівача;

$t_1 = 40^\circ \text{C}$ — температура масла перед підігрівачем;

Δt — середня різниця температур між маслом та парою;

$K = 500 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — коефіцієнт теплопередачі;

$K_3 = 1,2$ — коефіцієнт, що враховує забруднення поверхні теплообміну.

$$\Delta t = t_s - \frac{t_2 - t_1}{2},$$

де $t_s = 170^\circ \text{C}$ — температура насиченої пари на вході у підігрівач.

$$\Delta t = 170 - \frac{90 + 40}{2} = 105^\circ \text{C}.$$

$$F_{\text{пс}} = \frac{7,5 \cdot 890 \cdot 1,9 \cdot (90 - 40)}{500 \cdot 105} \cdot 1,2 = 14,5 \text{ м}^2.$$

Приймаємо два підігрівачі масла кожухотрубного типу марки ПВ-15 з площею теплообміну 15 м^2 , вертикального виконання.

Сумарна пропускна здатність сепараторів ДДГ:

$$W_{\text{с.м}} = K_{\text{ч}} \cdot \frac{V_{\text{с.м}}^{\text{ДДГ}}}{\tau_{\text{с}} \cdot i},$$

де $K_{\text{ч}} = 4 \text{ діб}^{-1}$ — частота сепарації масла, що рекомендується для СОД;

$\tau_{\text{с}} = 24 \text{ год}$ — час сепарації;

$i = 2$ — кількість одночасно працюючих сепараторів;

$$W_{\text{с.м}} = 4 \cdot \frac{4,5}{24 \cdot 2} = 0,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймаємо до встановлення два сепаратори масла типу OSC 4 фірми Westfalia номінальною продуктивністю $1,5 \text{ м}^3/\text{год}$ кожний.

Площа теплопередавальної поверхні підігрівача масла перед сепаратором ДДГ:

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{C1}} \cdot \rho_{\text{М}} \cdot C_{\text{М}} (t_2 - t_1)}{n_{\text{С}} \cdot K \cdot \Delta t} \cdot K_3,$$

де $C_{\text{М}} = 1,9 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — теплоємність масла;
 $t_2 = 90^\circ \text{C}$ — температура масла після підігрівача;
 $t_1 = 40^\circ \text{C}$ — температура масла перед підігрівачем;
 $\Delta t = 105^\circ \text{C}$ — різниця температур масло – пара;
 $K = 500 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — коефіцієнт теплопередачі;
 $K_3 = 1,2$ — коефіцієнт, що враховує забруднення поверхні теплообміну.

$$F_{\text{пс}} = \frac{1,5 \cdot 890 \cdot 1,9 \cdot (90 - 40)}{500 \cdot 105} \cdot 1,2 = 2,9 \text{ м}^3.$$

Приймаємо два підігрівачі масла типу ПВ-3 з площею теплообміну 3 м^2 , вертикального виконання.

Циркулярний контур

Кількість теплоти, що відводиться маслом від поверхонь, що труться:

$$Q_{\text{тр}}^{\text{ГД}} = 3600 \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{М}}} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}},$$

де $\eta_{\text{М}} = 0,92$ — механічний ККД двигуна;
 $N_e^{\text{ГД}} = 31040 \text{ кВт}$ — специфікаційна потужність ГД;
 $\alpha_{\text{тр}} = 0,45$ — частка теплоти, сприймана маслом.
 Підставивши значення у формулу, одержимо:

$$Q_{\text{тр}}^{\text{ГД}} = 3600 \cdot 31040 \cdot \left(\frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot 0,45 = 4372591 \text{ кДж/год.}$$

Кількість теплоти, що відводиться маслом від поршнів ГД:

$$Q_{\text{п}}^{\text{ГД}} = \alpha_{\omega} \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{Р}},$$

де $\alpha_{\omega} = 0,01$ — частка теплоти, сприймана маслом;
 $Q_{\text{Н}}^{\text{Р}} = 39000 \text{ кДж/кг}$ — найнижча теплотворна спроможність палива;
 $g_e^{\text{ГД}} = 0,184 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ — питома витрата ВВП ГД;
 $Q_{\text{п}}^{\text{ГД}} = 0,01 \cdot 0,184 \cdot 31040 \cdot 39000 = 222743 \text{ кДж/год.}$

Сумарна кількість теплоти, що відводиться від ГД маслом:

$$Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} = Q_{\text{тр}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{п}}^{\text{ГД}},$$

$$Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} = 4372591 + 222743 = 6600021 \text{ кДж/год.}$$

Проток масла для відводу теплоти, що виділилася:

$$W = \frac{Q_{\text{М}}^{\text{ГД}}}{C_{\text{М}} \cdot \rho_{\text{М}} \cdot \Delta t},$$

де $\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ — перепад температур масла.

$$W = \frac{6600021}{1,9 \cdot 890 \cdot 10} = 390\text{ м}^3/\text{год}.$$

Подача головного циркуляційного масляного насосу:

$$W_{\text{цн}} = K_V \cdot W,$$

де $K_V = 1,1$ — коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{\text{цн}} = 1,1 \cdot 390 = 429\text{ м}^3/\text{год}.$$

В якості головних циркуляційних насосів на спроектоване судно приймаємо 2 головних циркуляційних насоси фірми Maskinfabriken IRON A/S типу CVLS-2-300/315 з подачею $450\text{ м}^3/\text{год}$ кожен і напором $0,45\text{ МПа}$. Прийнято два насоси з міркувань, що один насос працюватиме на ГД, а один буде знаходитися у резерві.

Потужність, споживана одним насосом:

$$N_{\text{цн}} = \frac{0,272 \cdot W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_H = 0,80$ — ККД насосу;

$W_{\text{цн}} = 450\text{ м}^3/\text{год}$ — подача головного циркуляційного насоса ГД;

$H = 45\text{ м. вод. ст.}$ — напір насоса.

$$N_{\text{цн}} = \frac{0,272 \cdot 450 \cdot 45 \cdot 890}{0,80} \cdot 10^{-5} = 61\text{ кВт}.$$

Площа фільтрувальної поверхні ФГО ГД:

$$F_{\text{ФГО}} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{\text{жп}}},$$

де $K_{\text{жп}} = 0,25$ — коефіцієнт живого перетину;

$v_M = 0,04\text{ м/с}$ — швидкість масла.

$$F_{\text{ФГО}} = \frac{450}{3600 \cdot 0,04 \cdot 0,25} = 12,5\text{ м}^2.$$

Приймаємо 2 ФГО сітчастого типу з тонкістю очищення $0,25\text{ мм}$ та площею фільтраційної поверхні 13 м^2 .

Для тонкого очищення масла приймаємо 2 автоматичних фільтри фірми Boll & Kirch типу 6.61.07 номінальною пропускною здатністю $450\text{ м}^3/\text{год}$ кожен з автоматичним режимом очищення стисненим повітрям.

Площа теплообмінної поверхні масляного холодильника:

$$F_M = K_3 \cdot \frac{Q_M^{\text{ГД}}}{K \cdot \Delta t},$$

де $K = 4000\text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{год})$ — коефіцієнт теплопередачі;

Δt — температурний напір, °C:

$$\Delta t = \frac{t_1^M + t_2^M}{2} - \frac{t_1^B + t_2^B}{2},$$

$t_1^M = 62$ °C — температура масла на вході до холодильника;

$t_2^M = 52$ °C — температура масла на виході з холодильника;

$t_1^B = 42$ °C — температура води на вході до холодильника;

$t_2^B = 48$ °C — температура води на виході з холодильника;

$$\Delta t = \frac{62 + 52}{2} - \frac{42 + 47}{2} = 12 \text{ °C}.$$

$$F_M = 1,1 \cdot \frac{6600021}{1000 \cdot 12} = 605 \text{ м}^2.$$

Приймаємо до встановлення 3 холодильники масла кожухотрубного типу із завихрювачами та поверхнею теплообміну 205 м² кожний.

Кількість тепла, що відводиться маслом від ДДГ:

$$Q_M^{ДДГ} = \alpha_\omega \cdot g_e^{ДДГ} \cdot N_e^{ДДГ} \cdot Q_H^P,$$

де $\alpha_\omega = 0,04$ — частка теплоти, сприймана маслом;

$Q_H^P = 39000$ кДж/кг — найнижча теплотворна спроможність палива;

$g_e^{ДДГ} = 0,205$ кг/(кВт·год) — питома витрата ВВП ДДГ;

$N_e^{ДДГ} = 2040$ кВт — потужність ДДГ;

$Q_M^{ДДГ} = 0,04 \cdot 0,205 \cdot 2040 \cdot 39000 = 652392$ кДж/год.

Подача масляного насоса ДДГ:

$$W^{ДДГ} = \frac{Q_M^{ДДГ}}{C_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t};$$

де $\Delta t = 12$ °C — перепад температур масла.

$$W^{ДДГ} = \frac{652392}{1,9 \cdot 890 \cdot 12} = 32,2 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Подача головного циркуляційного масляного насосу:

$$W_{\text{цн}}^{ДДГ} = K_\nu \cdot W,$$

де $K_\nu = 1,15$ — коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{\text{цн}}^{ДДГ} = 1,15 \cdot 32,2 = 37,0 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо 3 циркуляційні насоси ДДГ фірми ІМО типу ACG 073 N6 IVBO з подачею 40 м³/год при напорі 0,4 МПа.

Потужність, споживана насосом:

$$N_{\text{ЦН}}^{\text{ДДГ}} = \frac{0,272 \cdot W_{\text{ЦН}}^{\text{ДДГ}} \cdot H \cdot \rho_{\text{М}}}{\eta_{\text{Н}}} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_{\text{Н}} = 0,75$ — ККД насосу.

$$N_{\text{ЦН}}^{\text{ДДГ}} = \frac{0,272 \cdot 40 \cdot 34 \cdot 890}{0,75} \cdot 10^{-5} = 4,8 \text{ кВт.}$$

Площа фільтрувальної поверхні ФГО ДДГ:

$$F_{\text{ФГО}}^{\text{ДДГ}} = \frac{W_{\text{ЦН}}^{\text{ДДГ}}}{3600 \cdot v_{\text{М}} \cdot K_{\text{жп}}},$$

де $K_{\text{жп}} = 0,25$ — коефіцієнт живого перетину;

$v_{\text{М}} = 0,04$ м/с — швидкість масла.

$$F_{\text{ФГО}}^{\text{ДДГ}} = \frac{40}{3600 \cdot 0,04 \cdot 0,25} = 1,1 \text{ м}^2.$$

Приймаємо 3 ФГО сітчастого типу з тонкістю очищення 0,25 мм та площею фільтраційної поверхні 2 м².

Для тонкого очищення масла приймаємо 3 автоматичних фільтри фірми Boll & Kirch типу 6.64 номінальною пропускною здатністю 45 м³/год кожен з автоматичним режимом очищення стисненим повітрям.

Площа теплообмінної поверхні масляного холодильника ДДГ:

$$F_{\text{М}}^{\text{ДДГ}} = K_3 \cdot \frac{Q_{\text{М}}^{\text{ДДГ}}}{K \cdot \Delta t},$$

де $K = 1000$ кДж/(м²·К·год) — коефіцієнт теплопередачі;

$K_3 = 1,1$ — коефіцієнт запасу теплообмінної поверхні холодильника ДДГ;

$\Delta t = 14$ °С — температурний напор, °С.

$$F_{\text{М}}^{\text{ДДГ}} = 1,1 \cdot \frac{652392}{1000 \cdot 14} = 51,0 \text{ м}^2.$$

Приймаємо до встановлення 3 холодильники масла кожухотрубного типу із завихрювачами та поверхнею теплообміну 51 м² кожний.

Висновок

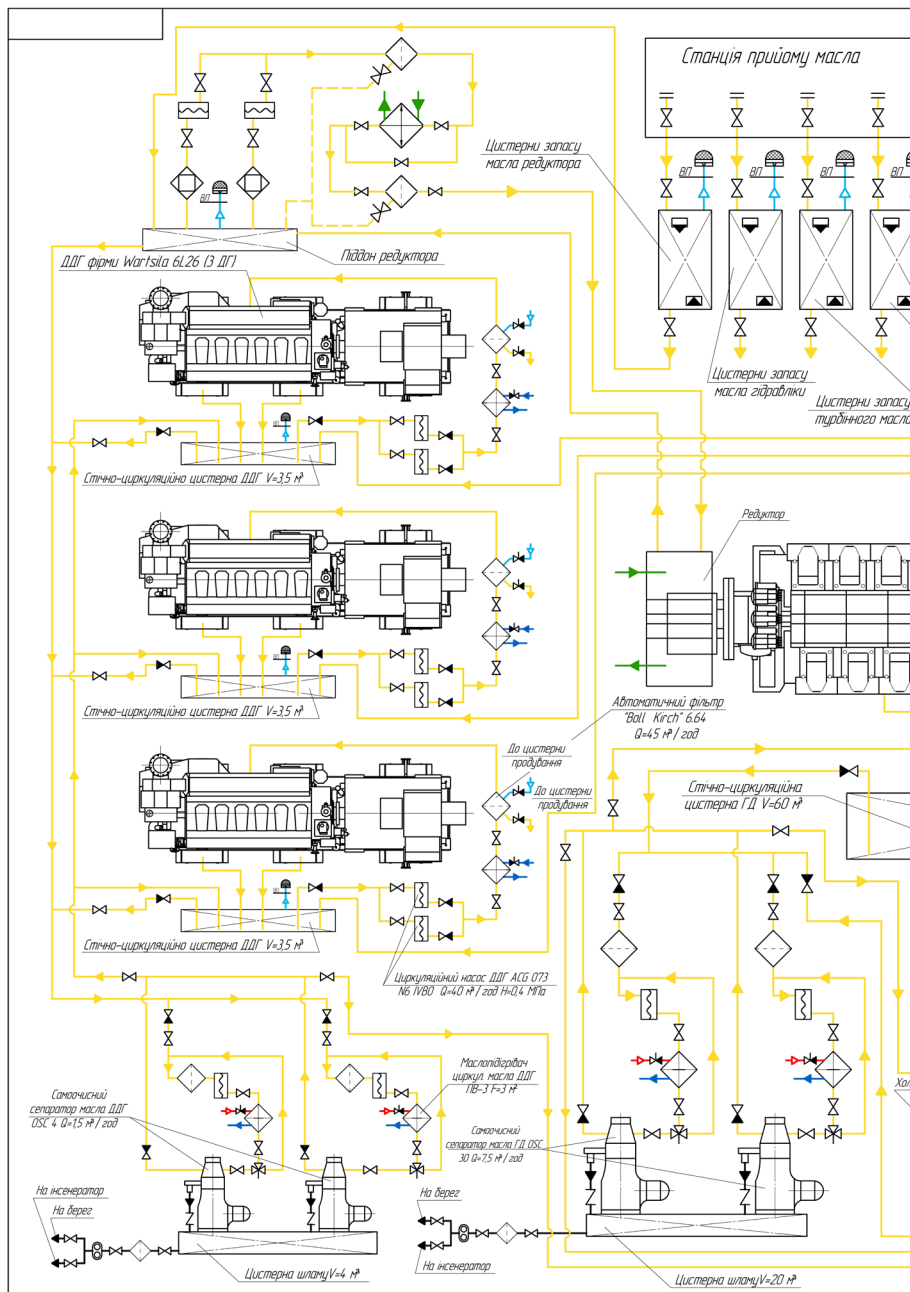
У результаті виконаного розрахунку і для забезпечення вимог Морського Регістра судноплавства для працездатності системи масла необхідно встановити наступне устаткування з нижче зазначеними об'ємами цистерн:

— місткість цистерн основного запасу циркуляційного масла для ГД і ДДГ відповідно 160 м³ та 24 м³;

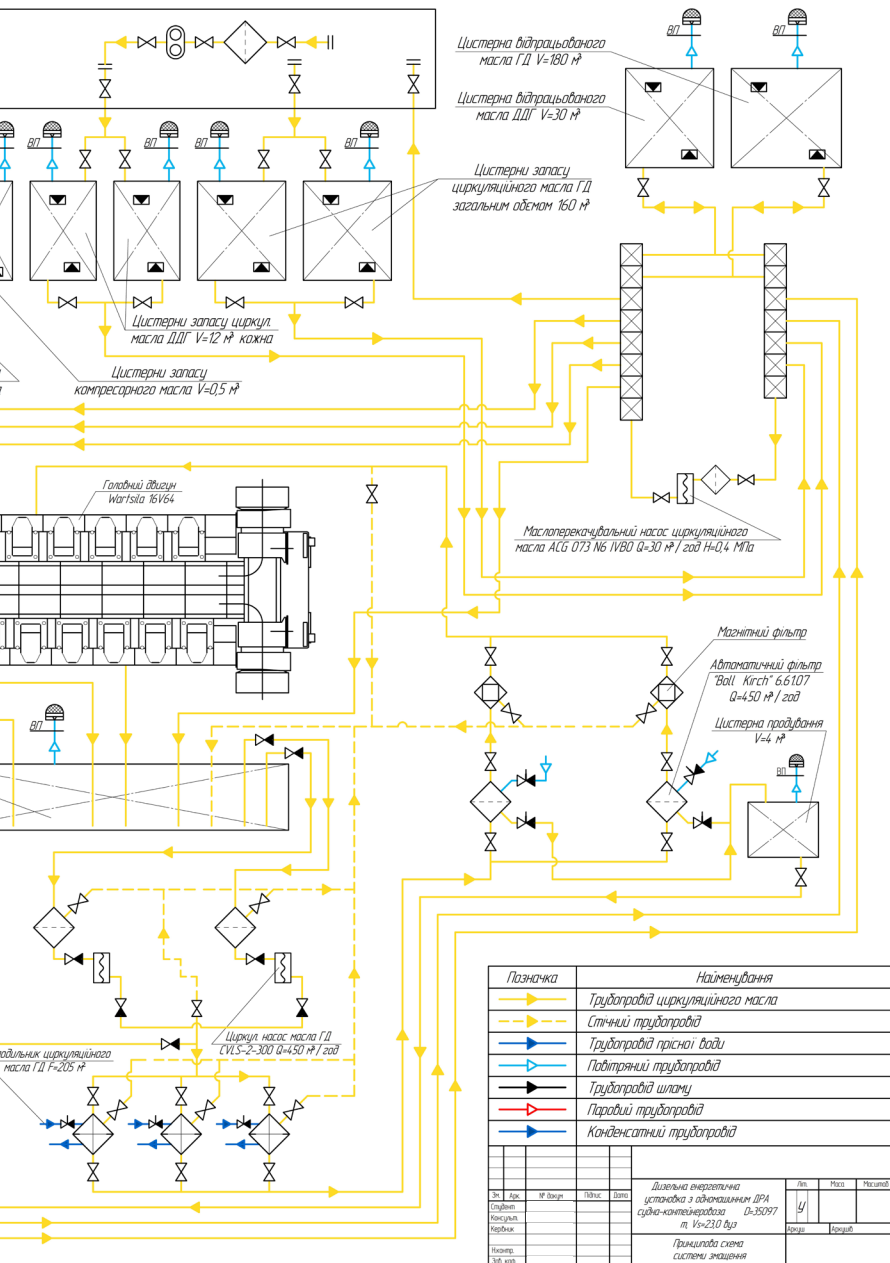
— місткість стічно-циркуляційної цистерни ГД — 60 м³;

— місткість цистерни запасу компресорного масла — 0,5 м³;

- місткість цистерни запасу сепарованого масла ДДГ — $3,5 \text{ м}^3$;
- місткість цистерни відпрацьованого масла ГД — 180 м^3 ;
- місткість цистерни відпрацьованого масла ДДГ — 30 м^3 ;
- місткість видаткової цистерни циліндрового масла ГД — $1,0 \text{ м}^3$;
- 1 маслоперекачувальний насос циркуляційного масла ГД гвинтового типу фірми IMO марки ACG 070 N6 IVBP з подачею $30 \text{ м}^3/\text{год}$ і напором $0,4 \text{ МПа}$. Споживана потужність складає $3,6 \text{ кВт}$;
- 2 самоочисних автоматичних сепаратори циркуляційного масла ГД фірми Westfalia типу OSC 30 номінальною продуктивністю $7,5 \text{ м}^3/\text{год}$ та 2 самоочисних автоматичних сепаратора циркуляційного масла ДДГ типу OSC 4 фірми Westfalia номінальною продуктивністю $1,5 \text{ м}^3/\text{год}$ кожний;
- 2 маслопідігрівача вертикального виконання перед сепараторами масла ГД типу ПВ-15 з площею теплообміну 15 м^2 кожен, і 2 маслопідігрівача вертикального виконання перед сепаратором масла ДДГ типу ПВ-3 з площею теплообміну 3 м^2 кожен;
- 2 головних циркуляційних насоси масла ГД фірми Maskinfabriken IRON A/S типу CVLS-2-300/314 з подачею $450 \text{ м}^3/\text{год}$ і напором $0,45 \text{ МПа}$ при споживанні електроенергії 61 кВт . Прийнято два насоси з міркувань, що один насос працюватиме на ГД, а один буде знаходитися у резерві;
- 2 фільтри грубого очищення масла ГД сітчастого типу з тонкістю фільтрації $0,25 \text{ мм}$ з площею фільтраційної поверхні кожного 13 м^2 ;
- 2 автоматичних фільтри циркуляційного масла фірми Boll & Kirch типу 6.61.07 номінальною пропускною здатністю $450 \text{ м}^3/\text{год}$ кожен з автоматичним режимом очищення стисненим повітрям;
- 3 масляних холодильники кожухотрубного типу з площею теплообміну 205 м^2 кожний;
- 4 циркуляційні насоси масла ДДГ фірми IMO типу ACG 073 N6 IVBO з подачею $40 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі $0,4 \text{ МПа}$. Споживання електричної енергії одним насосом складає $4,8 \text{ кВт}$;
- 3 фільтри грубого очищення масла ДДГ сітчастого типу з тонкістю фільтрації $0,25 \text{ мм}$ з площею фільтраційної поверхні кожного $1,5 \text{ м}^2$;
- 3 автоматичних фільтри тонкого очищення масла фірми Boll & Kirch типу 6.64 номінальною пропускною здатністю $45 \text{ м}^3/\text{год}$ кожен з автоматичним режимом очищення стисненим повітрям;
- 3 холодильники масла кожухотрубного типу із завихрювачами та поверхнею теплообміну кожного 51 м^2 .



Принципова схема системи



ПРАКТИЧНА РОБОТА № 4

Система охолодження. Види систем. Розрахунок і вибір обладнання згідно вимог морських класифікаційних товариств (на прикладі дизельної енергетичної установки з одномашинним ДРА судна-контейнеровоза $D = 35097\text{т}$, $V_s = 23,0\text{ вуз}$)

Опис системи

Система охолодження призначена для охолодження заборотною і прісною водою головного двигуна, дизель-генераторів, допоміжних механізмів і теплообмінних апаратів, дозволяє робити аварійне осушення машинного відділення, а також забезпечувати циркуляційний підігрів баласту в бортових баластових цистернах.

Система охолодження складається з трубопроводів заборотної і прісної води.

Особливості системи охолодження проектного судна

У дипломному проєкті пропонується зовсім нова, сучасна система охолодження, основними особливостями якої є:

- три контура охолодження;
- другий контур прісної води є одним централізованим для охолодження елементів головного двигуна і дизель-генераторів;
- відсутність охолоджувачів прісної води у другому і третьому контурі охолодження ГД і у охолодженні ДГ;
- контроль температури і кількості прісної води у третьому контурі ГД здійснюється автоматичним терморегулятором, який регулює стан між охолоджувачами прісними контурами;
- у єдиному контурі охолодження прісною водою застосовані системи кондиціювання, провізійних камер, охолодження підшипників, охолодження підрулюючих пристроїв та охолодження конденсатору парової турбіни, що входить до складу паро-газогенератора;
- у двох центральних холодильниках охолоджується прісна вода другого контуру, тому кількість охолоджуючих труб заборотної води мінімальна;
- перераховані конструктивні особливості повинні забезпечити надійну роботу системи.

До складу трубопроводів входять фільтри, терморегулятори, запірні арматура, шляхові з'єднання, компенсатори, протектори кільцеві, міжфлан-

цеві, приварні та інші механізми, апарати і устаткування, що входять до складу системи охолодження.

Вимоги Морського Регістра судноплавства до масляної системи

Системи водяного охолодження головних двигунів повинні відповідати наступним вимогам:

- система охолодження забортною водою одного головного двигуна (ГД) повинна бути обладнана двома насосами, один із яких є резервним;
- подача резервного насоса повинна бути не менше подачі основного насоса. Принаймні один з насосів повинний мати незалежний привід.

Система охолодження головного двигуна прісною водою повинна відповідати цим же вимогам.

Допускається мати один загальний резервний насос з незалежним приводом для прісної і забортної води, подача кожного повинна бути не менше, ніж подача основних насосів. При цьому повинні бути прийняті заходи, що не допускають змішування забортної та прісної води. У системі охолодження забортною водою двох і більше головних двигунів, що обслуговуються кожний окремим насосом охолодження, повинен встановлюватись один резервний насос з незалежним приводом, що забезпечує роботу кожного з двигунів на максимальному навантаженні.

Допускається встановлювати один загальний резервний насос з незалежним приводом, подача якого повинна забезпечувати охолодження прісною чи забортною водою кожного з двигунів.

Охолодження декількох двигунів допускається робити одним насосом з незалежним приводом. У цьому випадку подача насоса повинна бути достатньою для одночасного охолодження всіх двигунів при їх роботі на максимальному навантаженні. При цьому повинен бути передбачений один резервний насос, подача якого повинна бути не менше подачі основного насоса, який охолоджує одночасно всі двигуни.

На охолоджуючому трубопроводі перед кожним двигуном повинний бути передбачений клапан для регулювання кількості охолоджуючої води.

В умовах зі знаком автоматизації в символі класу повинен передбачатись окремий резервний насос охолодження для прісної і забортної води, подача яких повинна бути не менше подачі основних насосів. У якості насосу аварійного осушення машинного відділення може бути використаний насос охолодження забортною водою ГД.

У якості резервного насоса забортної води допускається підключення до загальносуднових насосів (баластних, осушувальних, пожежних), які подають очищену морську воду.

Застосування для цієї мети пожежних насосів допускається за умови виконання вимоги «Протипожежний захист».

У системі охолодження двигуна прісною водою повинна бути передбачена розширювальна цистерна, рівень води в якій повинен бути вище максимального рівня води в двигуні. Розширювальна цистерна повинна приєднуватися до прийомних трубопроводів насосів і може бути загальною в системі охолодження декількох двигунів.

Цистерна повинна бути обладнана пристроєм контролю рівня рідини.

У системі охолодження двигунів розташування відливного трубопроводу заборотної води повинне забезпечувати заповнення водою найвищих охолоджувальних порожнин двигунів, водо- і маслоохолоджувачів, а також виключати утворення застійних зон.

Система охолодження повинна бути обладнана термометрами і пристроями для регулювання температури охолоджуючої води. Рекомендується обладнати систему охолодження попереджувальною сигналізацією граничної температури охолоджуючої води.

Розрахунок системи

Контур прісної води

Охолоджуючий 3-й контур прісної води

Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів ГД, кришок циліндрів і корпусів випускних клапанів:

$$Q_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = a \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{Р}} \text{ кДж/год,}$$

де $a = 0,08$ — частка теплоти, яка відводиться з прісною водою;

$N_e^{\text{ГД}} = 31040 \text{ кВт}$ — специфікаційна потужність ГД;

$g_e^{\text{ГД}} = 0,184 \text{ кг/(кВт·год)}$ — питома витрата ВВП ГД;

$Q_{\text{н}}^{\text{Р}} = 39000 \text{ кДж/кг}$ — нижча теплота згоряння палива.

Підставивши значення, одержимо:

$$Q_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = 0,08 \cdot 0,184 \cdot 31040 \cdot 39000 = 17819443 \text{ кДж/год.}$$

Кількість прісної води, що необхідна для охолодження циліндрів, кришок і корпусів вихлопних клапанів ГД:

$$W_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = \frac{Q_{\text{ц}}^{\text{ГД}}}{C_{\text{пр.в}} \cdot \rho_{\text{пр.в}} \cdot \Delta t},$$

де $C_{\text{пр.в}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ — теплоємність прісної води;

$\rho_{\text{пр.в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ — густина прісної води;

$\Delta t = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ — перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$W_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = \frac{17819443}{4,19 \cdot 1000 \cdot 10} = 425,0 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Деякі ГД мають охолодження поршнів за допомогою прісної води. Тому у цьому випадку прісна вода використовується виключно для охолодження циліндрів та наддувного повітря.

$$W_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = W_{\text{ц}}^{\text{ГД}} = 425,0 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Подача головного циркуляційного насоса прісної води ГД визначається з урахуванням коефіцієнту запасу подачі:

$$W_{\text{цн.пр.в}}^{\text{ГД}} = K_{\text{п}} \cdot W_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}},$$

де $K_{\text{п}} = 1,1$ — коефіцієнт запасу подачі з урахуванням тимчасового зносу робочого агрегату.

$$W_{\text{цн.пр.в}}^{\text{ГД}} = 1,1 \cdot 425 = 468 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймаємо до встановлення два відцентрових насоси фірми Behrens Pumpep типу VRF 5/325S подачею 240 м³/год та напором 0,4 МПа.

Потужність, споживана насосом прісної води:

$$N_{\text{цн}} = \frac{0,272 \cdot W_{\text{цн.пр.в}}^{\text{ГД}} \cdot H \cdot \rho_{\text{пр.в}}}{\eta_{\text{н}}} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_{\text{н}} = 0,75$ — ККД відцентрового насосу;

$W_{\text{цн.пр.в}}^{\text{ГД}} = 240 \text{ м}^3/\text{год}$ — подача головного циркуляційного насоса прісної води ГД;

$H = 0,4 \text{ МПа}$ (40 м. вод. ст.) — напір насоса.

$$N_{\text{цн}} = \frac{0,272 \cdot 240 \cdot 0,4 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^{-3} = 35 \text{ кВт.}$$

Охолоджуючий 2-й контур прісної води

Кількість теплоти, що відводиться прісною водою при охолодженні наддувного повітря:

$$Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} = G_{\text{г}} \cdot \bar{C}_p \cdot \Delta t_{\text{н.п.}},$$

де $\bar{C}_p = 1,01 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — середня масова ізобарна теплоємність повітря;
 $\Delta t_{\text{н.п.}} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$ — перепад температур повітря у охолоджувачі в залежності від тиску наддування, приймається з розрахунку робочого циклу;

$G_{\text{г}}$ — годинна витрата повітря головним двигуном.

Годинна витрата повітря ГД визначається за формулою:

$$G_{\text{г}} = \alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}},$$

де $\alpha_{\Sigma} = 2,4$ — сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L_0 = 13,5 \text{ кг}/\text{кг}$ — теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг високов'язкого палива.

$$G_{\text{г}} = 2,4 \cdot 13,5 \cdot 0,184 \cdot 31040 = 185048 \text{ кг}/\text{год.}$$

Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від охолоджувача наддувного повітря ГД:

$$Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} = 185048 \cdot 1,01 \cdot 130 = 24296802 \text{ кДж}/\text{год.}$$

Кількість прісної води, необхідної для охолодження наддувочного повітря ГД, м³/год:

$$W_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} = \frac{Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}}}{C_{\text{пр.в}} \cdot \rho_{\text{пр.в}} \cdot \Delta t},$$

де $C_{\text{пр.в}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — теплоємність прісної води;

$\rho_{\text{пр.в}} = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ — густина прісної води;

$\Delta t = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ — температурний перепад за прісною водою на вході і виході з охолоджувача.

$$W_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} = \frac{24296802}{4,19 \cdot 1000 \cdot 14} = 414 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від охолоджувачів масла головного двигуна, складається з теплоти, що відводиться маслом від поверхонь, що труться, та теплоти, що відводиться маслом від поршнів ГД:

$$Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} = Q_{\text{тр}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{п}}^{\text{ГД}}.$$

Кількість теплоти, що відводиться маслом від поверхонь, що труться:

$$Q_{\text{тр}}^{\text{ГД}} = 3600 \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{М}}} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}},$$

де $\eta_{\text{М}} = 0,94$ — механічний ККД двигуна;

$N_e^{\text{ГД}} = 31040 \text{ кВт}$ — специфікаційна потужність ГД;

$\alpha_{\text{тр}} = 0,45$ — частка теплоти, сприймана маслом.

Підставивши значення у формулу, одержимо:

$$Q_{\text{тр}}^{\text{ГД}} = 3600 \cdot 31040 \cdot \left(\frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot 0,45 = 3209668 \text{ кДж}/\text{год.}$$

Кількість теплоти, що відводиться маслом від поршнів ГД:

$$Q_{\text{п}}^{\text{ГД}} = \alpha_{\omega} \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}$$

де $\alpha_{\omega} = 0,03$ — частка теплоти, сприймана маслом;

$Q_{\text{Н}}^{\text{Р}} = 39000 \text{ кДж}/\text{кг}$ — найнижча теплотворна спроможність палива;

$g_e^{\text{ГД}} = 0,184 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ — питома витрата ВВП ГД;

$$Q_{\text{п}}^{\text{ГД}} = 0,03 \cdot 0,184 \cdot 31040 \cdot 39000 = 6682291 \text{ кДж}/\text{год.}$$

Сумарна кількість теплоти, що відводиться від ГД маслом:

$$Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} = 3209668 + 6682291 = 9891959 \text{ кДж}/\text{год.}$$

Необхідна кількість прісної води для відводу теплоти від масла, $\text{м}^3/\text{год.}$:

$$W_{\text{М}}^{\text{ГД}} = \frac{Q_{\text{М}}^{\text{ГД}}}{C_{\text{пр.в}} \cdot \rho_{\text{пр.в}} \cdot \Delta t},$$

де $C_{\text{пр.в}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — теплоємність прісної води;

$\Delta t = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ — температурний перепад за прісною водою на вході і виході з охолоджувача.

$$W_M^{\Gamma Д} = \frac{9891959}{4,19 \cdot 1000 \cdot 6} = 393 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Подача насоса прісної води другого контуру:

$$W_{\text{пр.в2}}^{\Gamma Д} = K \cdot (W_{\text{н.п.}}^{\Gamma Д} + W_M^{\Gamma Д}),$$

де $K = 1,2$ — коефіцієнт запасу подачі насосу прісної води 2-го контуру.

$$W_{\text{пр.в2}}^{\Gamma Д} = 1,2 \cdot (414 + 393) = 968 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Врахуємо, що насос забезпечує подачу охолоджувальної води на:

- дизель-генератори;
- конденсатор парової турбіни, що входить до складу парогазогенератора;
- підшипники валопроводу;
- валомотори;
- підрулюючі пристрої;
- систему кондиціонування;
- систему провізійних комор.

Тому подача насоса збільшується на 15 % і становить:

$$W_{\text{пр.в2}} = 1,154 \cdot 968 = 1132 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Для установки на судні приймаються три насоси 2-го контуру прісної води фірми Behrens Pumpen типу VRF 5/350 G подачею 575 м³/год з напором 0,3 МПа, один з яких є резервним.

Потужність насоса охолодження прісної води другого контуру:

$$N_{\text{пр.в2}} = \frac{0,272 \cdot W_{\text{пр.в2}} \cdot H}{\eta_{\text{Н}}},$$

де $\eta_{\text{Н}} = 0,75$ — ККД відцентрового насосу.

$$N_{\text{цн}} = \frac{0,272 \cdot 575 \cdot 30 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^{-5} = 63 \text{ кВт.}$$

Місткість запасної цистерни прісної води:

$$V_{\text{з.ц.}} = K \cdot V_{\text{пр.в}} \cdot (N_e^{\Gamma Д} + i \cdot N_e^{\text{ДДГ}}) \cdot 10^{-3},$$

де $K = 1,2$ — коефіцієнт запасу;

$V_{\text{пр.в}} = 0,65 \text{ м}^3/\text{кВт}$ — питома кількість прісної води.

$$V_{\text{з.ц.}} = 1,2 \cdot 0,65 \cdot (31040 + 3 \cdot 2040) \cdot 10^{-3} = 29 \text{ м}^3.$$

Приймаємо місткість запасної цистерни прісної води рівною 29 м³.

Об'єм розширювальної цистерни:

$$V_{\text{р.ц}} = V_{\text{р}} \cdot N_e^{\Gamma Д} \cdot 10^{-3},$$

де $V_{\text{р}} = 0,2 \text{ л/кВт}$ — питома ємність розширювальної цистерни.

$$V_{\text{р.ц}} = 0,2 \cdot 31040 \cdot 10^{-3} = 6,3 \text{ м}^3.$$

Контур заборотної води

До контура заборотної води входять два центральних охолоджувача і насоси.

Прісна вода другого контуру проходить через охолоджувачі і охолоджується заборотною водою. Кількість заборотної води, яка необхідна для відведення теплоти від прісної води 2-го контуру у центральних охолоджувачах:

$$W'_{3.в.} = \frac{Q_{ц}^{ГД} + Q_{н.п.}^{ГД} + 1,15 \cdot Q_{м}^{ГД}}{C_{3.в.} \cdot \rho_{3.в.} \cdot \Delta t},$$

де $C_{пр.в.} = 4,0$ кДж/(кг·К) — теплоємність заборотної води;

$\rho_{3.в.} = 1025$ кг/м³ — густина заборотної води;

$\Delta t = 7$ °С — температурний перепад за заборотною водою на вході і виході з охолоджувача.

$$W'_{3.в.} = \frac{13364582 + 24296802 + 1,15 \cdot 9891959}{4,0 \cdot 1025 \cdot 7} = 1710 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Подача насоса заборотної води з урахуванням тимчасового зносу робочого агрегату:

$$W_{3.в.} = K \cdot W'_{3.в.},$$

де $K = 1,1$ — коефіцієнт запасу подачі насосу заборотної води.

$$W_{3.в.} = 1,1 \cdot 1710 = 1881 \text{ м}^3/\text{год.}$$

В якості насосів заборотної води приймаємо три насоси DESMI DSL 300-320 подачею 950 м³/год, тиском 0,2 МПа, один з яких буде резервним.

Потужність, споживана насосом заборотної води:

$$N_{цн} = \frac{0,272 \cdot W_{3.в.} \cdot H \cdot \rho_{3.в.}}{\eta_{н}} \cdot 10^{-5},$$

де $\eta_{н} = 0,75$ — ККД відцентрового насосу.

$$N_{цн} = \frac{0,272 \cdot 950 \cdot 20 \cdot 1025}{0,75} \cdot 10^{-5} = 71 \text{ кВт.}$$

Площа поверхні фільтра попереднього очищення сітчастого типу:

$$f_{3.в.} = \frac{W_{3.в.}}{3600 \cdot V_s \cdot K},$$

де $V_s = 0,3$ — припустима швидкість води у фільтрі, м/с;

$K = 0,3$ — коефіцієнт живого перетину фільтра.

$$f_{3.в.} = \frac{950}{3600 \cdot 0,3 \cdot 0,3} = 2,9 \text{ м}^2.$$

Приймаємо три фільтри попереднього очищення заборотної води з площею фільтрувальної поверхні 3,0 м² у кожного.

Площа теплопередавальної поверхні центральних охолоджувачів, м²:

$$F_M = K_3 \cdot \frac{Q_{\text{пр.в.}}}{K \cdot \Delta t},$$

де $K = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{год})$ — коефіцієнт теплопередачі від прісної води до забортної;

$K_3 = 1,1$ — коефіцієнт запасу поверхні центральних охолоджувачів;

Δt — температурний напір, °С:

$$\Delta t = \frac{t_1^{\text{пр.в.}} + t_2^{\text{пр.в.}}}{2} - \frac{t_1^{3.в.} + t_2^{3.в.}}{2},$$

$t_1^{\text{пр.в.}} = 58 \text{ °С}$ — температура прісної води на вході до холодильника;

$t_2^{\text{пр.в.}} = 42 \text{ °С}$ — температура прісної води на виході з холодильника;

$t_1^{3.в.} = 32 \text{ °С}$ — температура забортної води на вході до холодильника;

$t_2^{3.в.} = 39 \text{ °С}$ — температура забортної води на виході з холодильника;

$$\Delta t = \frac{58 + 42}{2} - \frac{39 + 32}{2} = 14,5 \text{ °С}.$$

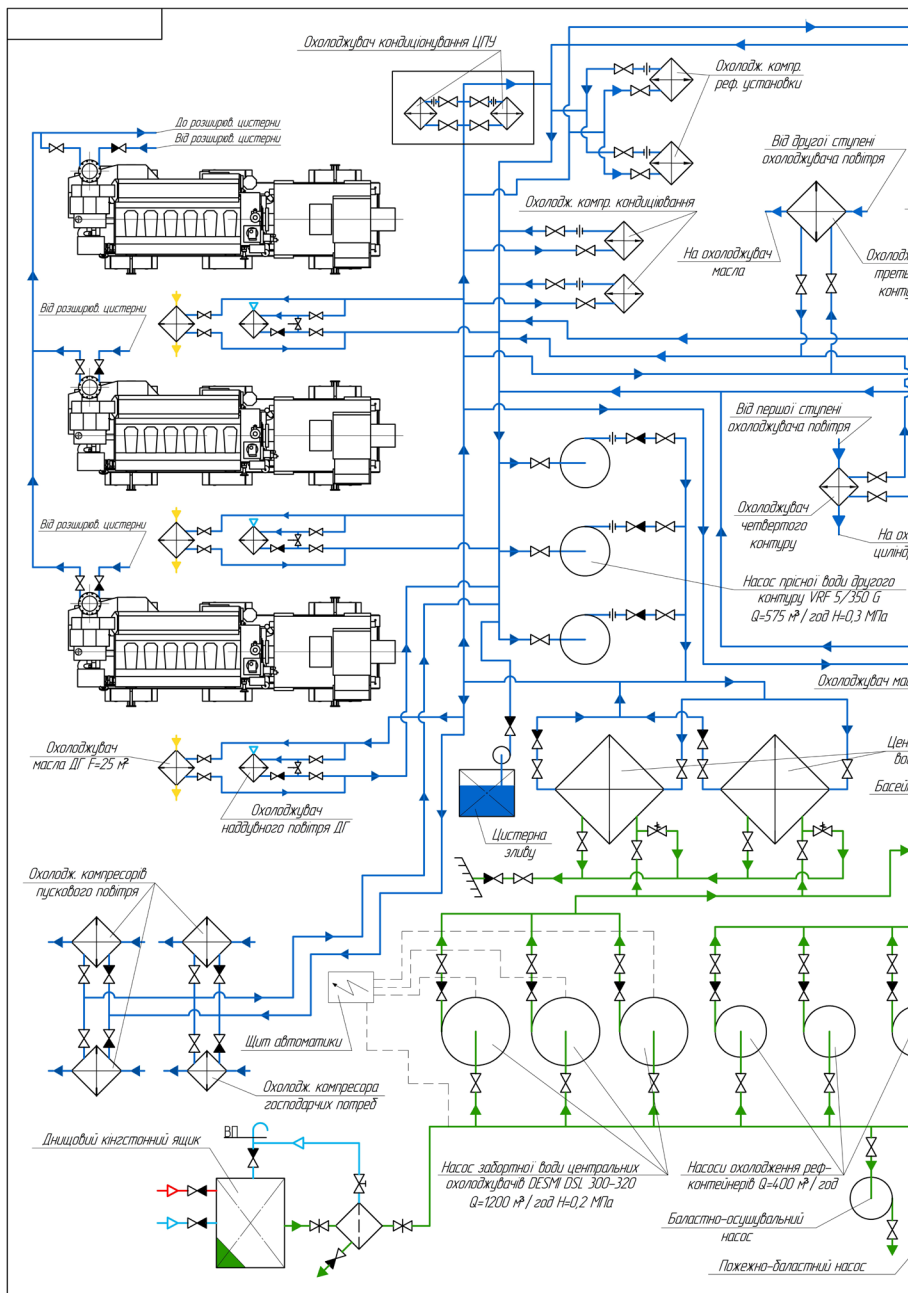
$$F_M = 1,1 \cdot \frac{49037137}{5000 \cdot 14,5} = 676 \text{ м}^2.$$

Приймаємо два центральних охолоджувача з теплопередавальною поверхнею 350 м² кожен.

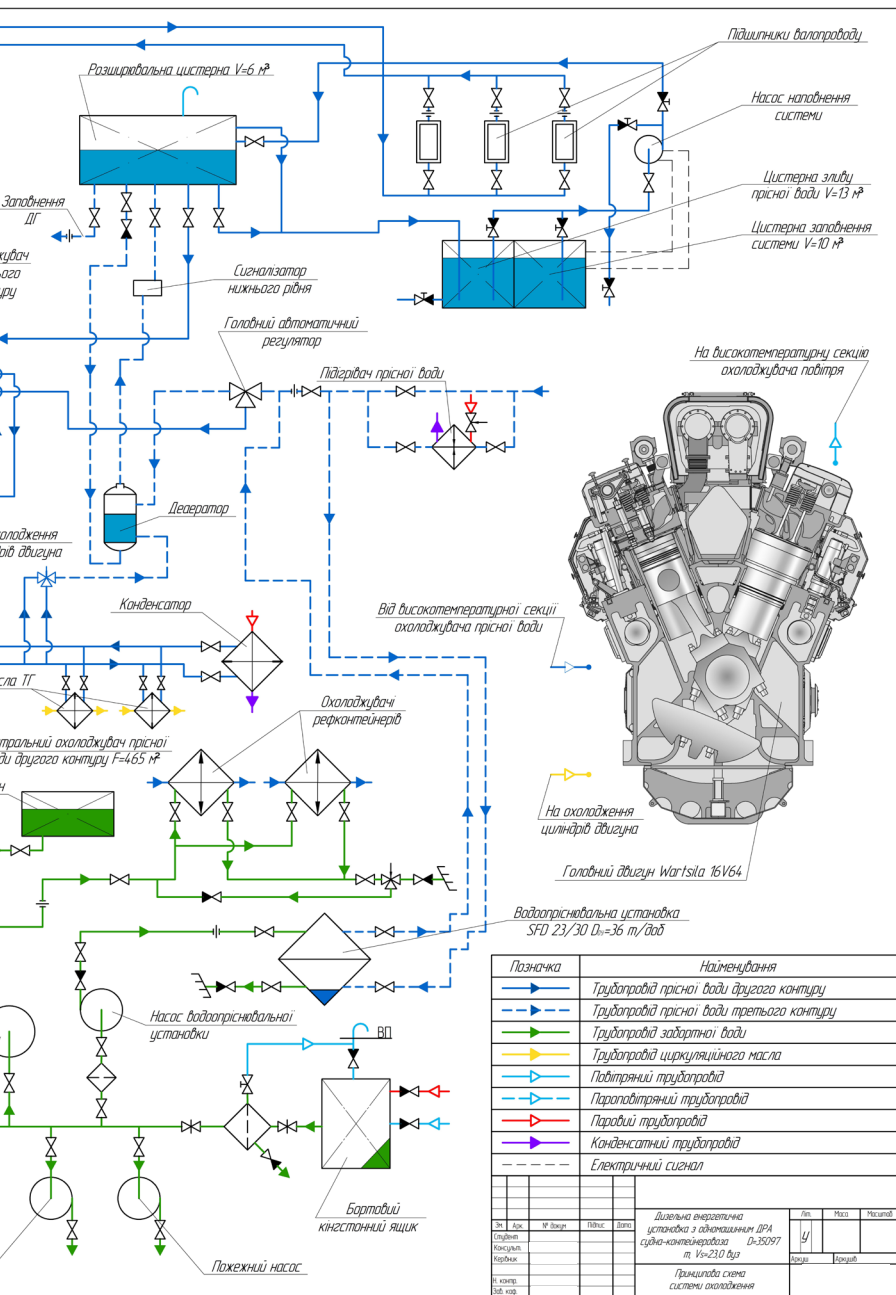
Висновок

У результаті виконаного розрахунку та для забезпечення вимог Морського Регістра судноплавства для працездатності системи охолодження необхідно встановити наступне устаткування з нижче зазначеними обсягами цистерн:

- цистерна запасу прісної води місткістю 29 м³;
- розширювальна цистерна прісної води місткістю 6,3 м³;
- 2 відцентрових насоси 3-го (гарячого) контуру прісної води фірми Behrens Pumpen типу VRF 5/325S подачею по 240 м³/год та напором 0,4 МПа, зі споживанням електричної енергії 35 кВт кожен;
- 3 насоси 2-го (холодного) контуру прісної води фірми Behrens Pumpen типу VRF 5/350 G подачею по 575 м³/год з напором 0,3 МПа та споживанням електричної енергії, що становить 63 кВт;
- 1 насос заповнення системи прісною водою подачею 5 м³/год при напорі 0,25 МПа;
- 3 насоси контуру забортної води DESMI DSL 300-320 подачею 950 м³/год тиском 0,2 МПа, зі споживанням електроенергії 71 кВт;
- 2 головні охолоджувачі прісної води другого контуру площею по 350 м².



Принципова схема системи



охолодження судна-контейнеровоза

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 5

Система стиснутого повітря. Розрахунок і вибір обладнання відповідно вимог морських класифікаційних товариств (на прикладі дизельної енергетичної установки з одномашинним ДРА судна-контейнеровоза $D = 35097$ т, $V_s = 23,0$ вуз)

Призначення і склад

Система пускового повітря призначена для одержання, збереження і подачі стиснутого повітря до пускових пристроїв ГД і допоміжних ДГ. Крім того, слугує для подачі стиснутого повітря в балони системи керування, у систему ПСТ і, як резерв, у систему ДНД.

Системи стиснутого повітря розділяють на: низького (до 1 МПа), середнього (до 3 МПа) і високого (більше 5 МПа) тиску. Повітря низького тиску використовується на господарчі потреби судна, середнього — для пуску і реверсу ГД, високого — для керування (наприклад, на ГТГ) та інших цілей.

До складу системи стиснутого повітря входять поршневі електричні компресори, масло-вологівіддільники, балони для збереження повітря, блоки осушування, трубопроводи зі штуцерними з'єднаннями, редукційні клапани та інша арматура, контрольно-вимірювальні прилади і елементи автоматичного регулювання системою.

Для пуску головних і допоміжних двигунів транспортних суден до складу системи включають балони пускового повітря, тиск в яких складає 2,5–3 МПа.

Системи стиснутого повітря, що застосовуються на судні, підрозділяється на:

- систему пускового повітря;
- систему стиснутого повітря.

Система ДНД призначена для збереження і транспортування стиснутого повітря до споживача.

Система ДНД використовується для одержання, збереження і подачі стиснутого повітря тиском до 1 МПа (10 кгс/см²).

Функціональні зв'язки між елементами системи стисненого повітря розглянуті у табл. Д.3.

Таблиця Д.3. Функціональні зв'язки

Обладнання	Подача повітря на
Компресор пускового повітря	Балон пускового повітря ГД; Балон автоматики; Балон пускового повітря ДГ; Балон господарчих потреб; Балон апаратів піногасіння
Балон пускового повітря ГД (основний)	Пусковий клапан ГД
Балон пускового повітря ГД (запасний)	Пусковий клапан ГД; Систему керування ГД; Систему автоматики; Систему господарчих потреб; Пусковий клапан ДДГ (запасний); Продування фільтрів
Балон пускового повітря ДДГ	Пусковий пристрій ДГ
Редукційний клапан $P_{ред} = 0,6$ МПа	Балон повітряний побутових потреб
Редукційний клапан $P_{ред} = 0,7$ МПа	Систему автоматики
Редукційний клапан $P_{ред} = 1,0$ МПа	Продувку фільтрів
Балон повітряний побутових потреб	Редукційний клапан $P_{ред} = 0,5$ МПа Редукційний клапан $P_{ред} = 0,4$ МПа Редукційний клапан $P_{ред} = 0,3$ МПа Редукційний клапан $P_{ред} = 0,2$ МПа Споживачі повітря: – пневмоінструмент; – продувка змішувачів обігріву цистерн; – продувка систем вуглекислотного гасіння; – продувка пожежної системи; – продувка парових магістралей
Редукційний клапан $P_{ред} = 0,5$ МПа	Санітарні агрегати; Дейдвудний пристрій
Редукційний клапан $P_{ред} = 0,3$ МПа	Продування забортних патрубків
Редукційний клапан $P_{ред} = 0,2$ МПа	Обдування електрообладнання; Продування кінгстонних ящиків
Редукційний клапан $P_{ред} = 0,4$ МПа	Продування трубопроводу побутового водопостачання

Вимоги Морського Регістра судноплавства до системи стиснутого повітря

Система стиснутого повітря ГД повинна забезпечувати одночасний пуск і реверс усіх головних двигунів.

Запас стиснутого повітря для пуску ГД і роботи систем керування двигунами повинний зберігатися не менш, чим у двох повітрозберігачах чи в двох групах повітрозберігачів, встановлених так, щоб користування ними було незалежним.

Запас стиснутого повітря всіх повітрозберігачів, призначений для пуску і реверсу головних двигунів, повинний забезпечити 12 пусків-реверсів на кожен двигун, підготовлений до дії, але не працюючий, а також систем керування двигунами.

Загальний запас стиснутого повітря для пуску головних двигунів, з'єднаних з гвинтом регульованого кроку чи з іншими механізмами, що забезпечує можливість пуску двигуна без навантаження, повинний бути достатнім для виконання не менш, ніж шести пусків кожного двигуна. При цьому повинна забезпечуватися робота систем керування двигуном.

Для пуску допоміжних двигунів повинний бути передбачений принаймні один повітрозберігач місткістю достатньою для виконання шести пусків.

Число основних компресорів на судах повинне бути не менш двох. Загальна подача основних компресорів має забезпечувати заповнення балонів пускового повітря ГД за 1 годину, починаючи від атмосферного тиску і до робочого тиску, необхідного для виконання числа пусків і маневрів.

На трубопроводі після кожного компресора повинні бути встановлені безповоротні клапани.

На трубопроводах, що подають повітря до кожного двигуна, перед його пусковим клапаном повинний бути встановлений безповоротний клапан.

Температура повітря чи стиснутих газів, що надходять у повітрозберігач, не повинна перевищувати 90 °С. У необхідних випадках повинні бути передбачені відповідні охолоджувачі.

Трубопроводи стиснутого газу з газовідбірних пристроїв не повинні прокладатися під настилом машинного відділення.

Розрахунок системи

Необхідний запас пускового повітря для ГД:

$$V^{\text{ГД}} = (v_x + (z_n - 1) \cdot v_r) \cdot i \cdot \sum V_S \cdot 10^{-3},$$

де v_x = 8 л/л — питома витрата повітря на перший пуск;

v_r = 5 л/л — питома витрата повітря на пуск гарячого двигуна;

z_n = 6 — кількість пусків ГД;

i = 1 — кількість ГД;

ΣV_S — робочий об'єм циліндрів головного двигуна.

$$\Sigma V_S = \frac{3,14 \cdot D_{\text{ц}}^2}{4} \cdot S \cdot i_{\text{ц}} \cdot 10^{-6},$$

де $D_{\text{ц}} = 0,64$ м — діаметр циліндра;

$S = 0,77$ м — хід поршня;

$i_{\text{ц}} = 16$ — кількість циліндрів ГД, в які подається пускове повітря при запуску або реверсуванні.

$$\Sigma V_S = \frac{3,14 \cdot 0,64^2}{4} \cdot 0,77 \cdot 16 = 3,96 \text{ м}^3.$$

Тоді, підставивши данні:

$$V^{\text{ГД}} = (8 + (6 - 1) \cdot 5) \cdot 1 \cdot 3,96 = 131 \text{ м}^3.$$

Необхідний запас пускового повітря для ДДГ:

$$V^{\text{ДДГ}} = (v_{\text{х}}^{\text{ДДГ}} + (z_n^{\text{ДДГ}} - 1) \cdot v_{\text{г}}^{\text{ДДГ}}) \cdot i_{\text{ДДГ}} \cdot \Sigma V_S^{\text{ДДГ}} \cdot 10^{-3},$$

де $v_{\text{х}}^{\text{ДДГ}} = 9$ л/л — питома витрата повітря на перший пуск;

$v_{\text{г}}^{\text{ДДГ}} = 5$ л/л — питома витрата повітря на пуск гарячого двигуна;

$z_n^{\text{ДДГ}} = 6$ — кількість пусків ДДГ;

$i_{\text{ДДГ}} = 3$ — кількість ДДГ;

$\Sigma V_S^{\text{ДДГ}} = 102$ л — сумарний робочий об'єм циліндрів одного ДДГ.

$$V^{\text{ДДГ}} = (9 + (6 - 1) \cdot 5) \cdot 3 \cdot 102 \cdot 10^{-3} = 10,4 \text{ м}^3.$$

Місткість пускових балонів ГД:

$$\Sigma V_6^{\text{ГД}} = \frac{V^{\text{ГД}} \cdot P_a}{P_{\text{р}} - P_{\text{мін}}},$$

де $P_a = 0,1013$ МПа — атмосферний тиск;

$P_{\text{р}} = 3$ МПа — робочий тиск у балонах;

$P_{\text{мін}} = 1,2$ МПа — мінімальний пусковий тиск в баллонах ГД.

$$\Sigma V_6^{\text{ГД}} = \frac{131 \cdot 0,1013}{3 - 1,2} = 7,4 \text{ м}^3.$$

Приймаємо 2 зберігача повітря ГД по 4 м^3 кожний.

Місткість пускових балонів ДДГ:

$$\Sigma V_6^{\text{ДДГ}} = \frac{V^{\text{ДДГ}} \cdot P_a}{P_{\text{р}} - P_{\text{мін}}},$$

де $P_{\text{р}} = 3$ МПа — робочий тиск у балонах;

$P_{\text{мін}} = 1,2$ МПа — мінімальний пусковий тиск в баллонах ДДГ.

$$\Sigma V_6^{\text{ДДГ}} = \frac{10,4 \cdot 0,1013}{3 - 1,2} = 0,59 \text{ м}^3.$$

Приймаємо 1 зберігач повітря ДДГ місткістю 0,6 м³.

Необхідна подача компресорів:

$$Q_K^{\Gamma Д} = \frac{\sum V_6^{\Gamma Д} \cdot (P_p - P_a)}{P_a \cdot t},$$

де $t = 1$ год — час заповнення балонів.

$$Q_K^{\Gamma Д} = \frac{8 \cdot (3 - 0,1013)}{0,1013 \cdot 1} = 229 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Приймаємо 1 електрокомпресор фірми Tanabe типу Н-274 продуктивністю 250 м³/год та тиском 3,0 МПа.

Швидкість повітря на ланках від компресорів до балонів ГД:

$$W = \frac{353,44 \cdot Q}{d_{\text{ВН}}^2},$$

де Q — витрата повітря при роботі 1 компресора при тиску в балонах 1,0 МПа:

$$Q = \frac{Q_K^{\Gamma Д}}{P_{\text{min}}},$$

$$Q = \frac{250}{1,2} = 208 \text{ м}^3/\text{год};$$

$d_{\text{ВН}} = 125$ мм — внутрішній діаметр трубопроводу.

$$W = \frac{353,44 \cdot 208}{125^2} = 4,7 \text{ м/с}.$$

Висновок

За результатами розрахунку системи стислого повітря, з урахуванням вимог Регістра, приймаємо до встановлення наступні елементи системи:

— 2 балони пускового повітря ГД об'ємом 4 м³ кожен;

— 1 балон пускового повітря ДДГ об'ємом 0,6 м³;

— 1 автоматичний електрокомпресор фірми Tanabe типу Н-274 продуктивністю 250 м³/год при тиску 3 МПа, що слугує для наповнення балонів. Споживання електроенергії привідним електродвигуном становить 30 кВт.

Для забезпечення суднових споживачів господарських потреб і роботи автоматики встановлений компресор господарських потреб, що дає повітря тиском 1,0 МПа.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 6

Схема і склад газовідвідного трубопроводу. Розрахунок діаметра газоходу (на прикладі дизельної енергетичної установки з одномашинним ДРА судна-контейнеровоза $D = 35097$ т, $V_s = 23,0$ вуз)

Призначення і склад системи

Система газовідводу виконує наступні функції:

- відвід шкідливих газів;
- відвід надлишкової теплової енергії за межі машинного відділення.

Система складається з наступних основних елементів:

- глушника-іскрогасника;
- глушника шуму;
- утилізаційного котла;
- іскрогасника та іскровловлювача;
- масловловлювача;
- компенсаторів;
- опор трубопроводу з арматурою;
- контрольно-вимірювальних приладів.

Газовідвідні труби

Газовідвідні труби виконуються двох типів: колекторного та бутильоподібні.

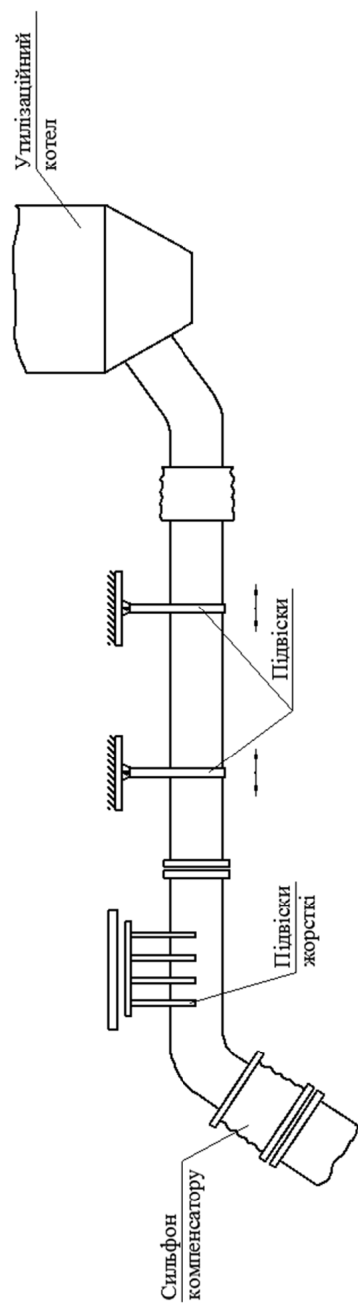
Перший тип використовується для двигунів великої потужності. Ці труби виготовляються з листової сталі шляхом зварювання на суднобудівних фірмах.

Газоходи другого типу використовуються для двигунів невеликої потужності (діаметр газоходу менше 400 мм). Вони виготовляються з суцільнокатаних труб.

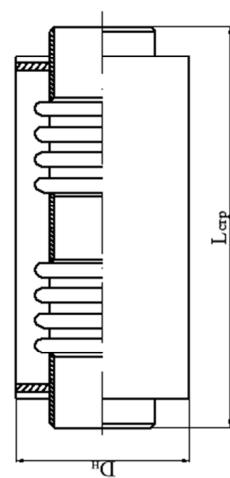
Теплові компенсатори

Теплові компенсатори гарантують надійну роботу системи газовідводу при збільшенні довжини труби при підвищенні температури.

З усієї різноманітності компенсаторів для судових умов використовуються два типи: лінзові та сильфонні (рис. Д.7).



Двосекційний компенсатор



Жорстка підвіска

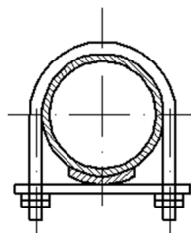


Рис. Д.7. Принципова схема газовідвідної системи двигуна

До переваг сильфонних компенсаторів можна віднести повну газову герметичність, невеликі напруження при деформації та невисокі вимоги до монтажу.

Підвіски

Підвіски виконують роль кріплення газоходу до корпусних елементів судна. Вони поділяються на жорсткі, напівжорсткі, податливі та пружинні. У додатку 1 показано жорстке кріплення, яке є найбільш поширеним у суднових умовах.

Утилізаційні котли

Утилізаційні котли мають окреме кріплення до суднового фундаменту. Вимоги кріплення газоходу до утилізаційного котла розглядаються окремо.

Глушники та іскрогасники

Глушники та іскрогасники встановлюються в окремих випадках, коли ці елементи не включені у конструкцію утилізаційного котла.

Додаткові пояснення до монтажу підвісок та компенсаторів

Після турбокомпресора двигуна та при вході газоходу в котел обов'язково встановлюють компенсатори і жорсткі кріплення.

Між двома жорсткими підвісками обов'язково встановлюють компенсатор. Якщо компенсуюча спроможність компенсатора менше, ніж збільшення довжини труби, то встановлюють послідовно декілька компенсаторів.

Вимоги Правил Морського Регістра судноплавства до системи

Газовипускні трубопроводи повинні виводитися, як правило, на відкриті палуби.

Температура на поверхні ізоляції не повинна бути більше 55–60 °С.

Кожен головний двигун повинен мати окремий газовипускний трубопровід. У необхідних випадках можуть бути допущені відступи, які є предметом спеціального розгляду Регістром.

Газовипускні трубопроводи трьох і більш дизель-генераторів можуть поєднуватись в загальний газовипускний трубопровід за умови, що найбільший за потужністю двигун буде мати автономний газовипускний трубопровід.

При цьому загальний газовипускний трубопровід повинний мати надійно діючі пристрої запобігання надходженню газів із загального трубопроводу у трубопроводи непрацюючих двигунів.

В утилізаційних та комбінованих котлах, які за своєю конструкцією не можуть знаходитися без води при обігріванні їх випускними газами,

повинні передбачатися обвідні трубопроводи з перепускними заслінками, що відключають котел від вихлопних газів.

На нафтозбірних судах вихідні отвори газовідводів (газоходів) та труба вентиляції картера ДВЗ повинні розташовуватись на 6 м вище ватерлінії.

Газовипускні трубопроводи котлів, інсинераторів та двигунів внутрішнього згоряння повинні бути теплоізованими ізолюючим матеріалом, подвійними стінками чи екраном.

Газовипускні трубопроводи двигунів з дистанційним та автоматичним запуском повинні обладнуватися невідключаємими дренажними пристроями, що попереджують потрапляння води в двигун. Пристрої мають розміщуватися в легкодоступних для обслуговування місцях, щоб мати можливість для їх очищення. Внутрішній діаметр спускних труб цих пристроїв повинен бути не меншим ніж 25 мм.

Глушники та іскрогасники повинні бути розташовані таким чином, щоб забезпечувалася можливість їх очищення. Для цієї мети вони повинні обладнатися лючками, спускними кранами чи пробками.

При установці утилізаційних котлів та іскрогасників мокрого типу повинні бути передбачені пристрої, які перешкоджають попаданню води у двигун.

Розрахунок системи газовідводу

Визначення внутрішнього діаметру газовідвідних труб від головного двигуна:

$$d_{\Gamma}^{\Gamma\Delta} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{\Gamma\Delta} \cdot N_e^{\Gamma\Delta} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 + 1) \cdot T_{\Gamma}^{\Gamma\Delta}}{P_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}}},$$

де $\alpha_{\Sigma} = 2,4$ — сумарний коефіцієнт надлишку повітря ГД;

$g_e^{\Gamma\Delta} = 0,184$ кг/(кВт·год) — питома витрата ВВП ГД;

$N_e^{\Gamma\Delta} = 31040$ кВт — специфікаційна потужність ГД;

$L_0 = 13,5$ кг/кг — теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг високов'язкого палива;

$T_{\Gamma}^{\Gamma\Delta} = 623$ К — температура випускних газів після турбоагнітача;

$P_{\Gamma} = 0,105$ МПа — тиск у газоході;

$V_{\Gamma} = 40$ м/с — припустима швидкість газу в газоході.

$$d_{\Gamma}^{\Gamma\Delta} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{0,184 \cdot 31040 \cdot (2,4 \cdot 13,5 + 1) \cdot 623}{0,105 \cdot 40}} = 1,69 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр газовідводу ГД рівним $D_y = 1,7$ м. Товщина стінки газовідводу складає 7 мм.

Діаметр газовідвідних труб від допоміжних дизель-генераторів, м:

$$d_r^{\text{ДГ}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 + 1) \cdot T_r^{\text{ГД}}}{P_r \cdot V_r}},$$

де $\alpha_{\Sigma} = 2,4$ — сумарний коефіцієнт надлишку повітря ДГ;
 $g_e^{\text{ГД}} = 0,205$ кг/(кВт·год) — питома витрата ВВП ДГ;
 $N_e^{\text{ГД}} = 2040$ кВт — специфікацій на потужність ДГ;
 $T_r^{\text{ГД}} = 627$ К — температура випускних газів після турбонагнітача.

$$d_r^{\text{ГД}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{0,205 \cdot 2040 \cdot (2,4 \cdot 13,5 + 1) \cdot 627}{0,105 \cdot 40}} = 0,46 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр газовідводу ДГ рівним $D_y = 0,5$ м.

Розмір площі перетину газоходу допоміжного котла:

$$F_{\text{ДК}} = 13,5 \cdot \alpha \cdot \frac{G_c^{\text{ДК}}}{\rho_r \cdot V_c^{\text{ДК}}},$$

де $\alpha = 1,1$ — коефіцієнт надлишку повітря при згорянні;
 $G_c^{\text{ДК}} = 0,069$ кг/с — секундна витрата палива;
 $V_c^{\text{ДК}} = 15$ м/с — швидкість газів, що допускається в газоході допоміжного котла;

ρ_r — густина газу.

Густина газу дорівнює:

$$\rho_r = 10^3 \cdot \left(\frac{P_r}{R_r \cdot T_r} \right),$$

де $P_r = 0,104$ МПа — тиск за котлом;
 $R_r = 0,287$ кДж/(кг·К) — газова стала;
 $T_r = 447$ К — температура газів після котла.

$$\rho_r = 10^3 \cdot \left(\frac{0,104}{0,287 \cdot 447} \right) = 0,811 \text{ кг/м}^3.$$

Площа поперечного перетину газоходу допоміжного котла:

$$F_{\text{ДК}} = 13,5 \cdot 1,1 \cdot \frac{0,069}{0,811 \cdot 15} = 0,084 \text{ м}^2.$$

Діаметр газоходу допоміжного котла:

$$d_{\text{ДК}} = \sqrt{\frac{F_{\text{ДК}} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,084 \cdot 4}{3,14}} = 0,33 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр газовідводу ДК рівним $D_y = 0,35$ м. Товщина стінки газовідводів ДГ і ДК складає 5 мм.

Розрахунок необхідного слою ізоляції газовідводу

Необхідний зовнішній діаметр ізоляції газовідводу ГД визначається з відношення:

$$x = \frac{d_{i3}}{d_n}; \quad x \cdot \ln x = \frac{2 \cdot \lambda_{i3}}{\alpha_2 \cdot d_n^{\Gamma D}} \cdot \frac{t_1 - t_3}{t_3 - t_2},$$

де $\lambda_{i3} = 0,086 \text{ Вт/(м·К)}$ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції;
 $\alpha_2 = 5,4 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$ — коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні до навколишнього повітря;

$t_3 = 60 \text{ °С}$ — температура зовнішньої поверхні ізоляції;

$t_2 = 40 \text{ °С}$ — температура повітря у МВ;

d_{i3} — зовнішній діаметр ізоляції, м;

$t_1 = 246 \text{ °С}$ — температура вихлопних газів;

$d_n^{\Gamma D} = 1,7 \text{ м}$ — внутрішній діаметр газовідводу.

У якості ізоляційного матеріалу прийнятий совеліт.

$$x \cdot \ln x = \frac{2 \cdot 0,086}{5,4 \cdot 1,7} \cdot \frac{246 - 60}{60 - 40} = 0,17391.$$

Дане рівняння вирішується методом послідовних наближень. Даний метод полягає у послідовній зміні параметра x від заданого значення через крок n до значення параметра y , поки значення y не наблизиться до знайденого значення з похибкою у 0,5%.

$$x - 1,16145 \rightarrow x \cdot \ln x = 0,17383;$$

$$x - 1,1615 \rightarrow x \cdot \ln x = 0,17389;$$

$$x - 1,16155 \rightarrow x \cdot \ln x = 0,17394.$$

Діаметр ізоляції визначається за:

$$d_{i3} = x \cdot d_n = 1,16155 \cdot 1,7 = 1,97.$$

Тоді товщина ізоляції головного газовихлопу S визначається як:

$$S = \frac{d_{i3} - d_n}{2} = \frac{2,97 - 1,7}{2} = 0,135.$$

Приймаємо товщину ізоляції газовідводу головного двигуна $S = 140 \text{ мм}$.

Необхідний зовнішній діаметр ізоляції газовідводу ДГ визначається з відношення:

$$x \cdot \ln x = \frac{2 \cdot \lambda_{i3}}{\alpha_2 \cdot d_n^{\text{ДГ}}} \cdot \frac{t_1 - t_3}{t_3 - t_2},$$

де $\lambda_{i3} = 0,086 \text{ Вт/(м·К)}$ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції;

$\alpha_2 = 9,95 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$ — коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні до навк. повітря;

$t_1 = 354 \text{ °С}$ — температура вихлопних газів;

$d_n^{\text{ДГ}} = 0,5 \text{ м}$ — зовнішній діаметр газовихлопу.

У якості ізоляційного матеріалу прийнятий совеліт.

$$x \cdot \ln x = \frac{2 \cdot 0,086}{9,95 \cdot 0,5} \cdot \frac{354 - 60}{60 - 40} = 0,50862.$$

$$x - 1,4279 \rightarrow x \cdot \ln x = 0,50862.$$

Діаметр ізоляції визначається за:

$$d_{із} = x \cdot d_n^{ДГ} = 1,4279 \cdot 0,5 = 0,71.$$

Тоді товщина ізоляції газовихлопу ДГ S визначається:

$$S = \frac{d_{із} - d_n^{ДГ}}{2} = \frac{0,71 - 0,5}{2} = 0,105.$$

Приймаємо товщину ізоляції газовідводу ДГ $S = 110$ мм.

Необхідний зовнішній діаметр ізоляції газовідводу ДК визначається з відношення:

$$x \cdot \ln x = \frac{2 \cdot \lambda_{із} \cdot t_1 - t_3}{\alpha_2 \cdot d_n^{ДК} \cdot t_3 - t_2},$$

де $\lambda_{із} = 0,086$ Вт/(м·К) — коефіцієнт теплопровідності совеліту;

$\alpha_2 = 9,95$ Вт/(м²·К) — коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні

до навколишнього повітря;

$t_1 = 174$ °С — температура вихлопних газів;

$d_n^{ДК} = 0,35$ м — зовнішній діаметр газовихлопу.

$$x \cdot \ln x = \frac{2 \cdot 0,086 \cdot 174 - 60}{9,95 \cdot 0,35 \cdot 60 - 40} = 0,2815.$$

$$x - 1,252 \rightarrow x \cdot \ln x = 0,2813.$$

Діаметр ізоляції визначається за:

$$d_{із} = x \cdot d_n^{ДК} = 1,252 \cdot 0,35 = 0,44.$$

Тоді товщина ізоляції газовихлопу ДГ S визначається:

$$S = \frac{d_{із} - d_n^{ДК}}{2} = \frac{0,44 - 0,35}{2} = 0,045.$$

Приймаємо товщину ізоляції газовідводу ДГ $S = 45$ мм.

Висновок

На газовідвід ГД і ДДГ установлені лінзові компенсатори.

На газовідводах ДДГ установлені глушники-іскрогасники активного типу.

Утилізаційний котел є глушником-іскрогасником на вихлопі ГД.

Діаметри газовідвідних труб прийняті з урахуванням можливої припустимої швидкості в газоході:

— від головного двигуна — 1,7 м;

— від допоміжних дизель-генераторів — 0,5 м;

— від допоміжних котлів — 0,35 м.

Прийняті товщини ізоляції:

— газовідводу ГД — 150 мм;

— газовідводу ДГ — 110 мм;

— газовідводу ГД — 45 мм.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
Умовні скорочення.....	4
1. Опис навчальної дисципліни.....	5
2. Мета та завдання навчальної дисципліни.....	6
3. Програма навчальної дисципліни.....	7
4. Структура навчальної дисципліни.....	10
5. Теми практичних занять.....	14
6. Самостійна робота.....	15
7. Науково-дослідна робота.....	18
8. Методи навчання.....	21
9. Методи контролю.....	21
10. Розподіл балів, які отримують студенти.....	24
11. Рекомендована література.....	27
12. Інформаційні ресурси.....	31
Додаток 1. Питання для модульного контролю.....	32
Додаток 2. Оформлення титульного аркушу.....	36
Додаток 3. Практичні роботи.....	37

На в ч а л ь н е в и д а н н я

УВАРОВ Володимир Анатолійович
АВДІЮНІН Роман Юрійович
ХОМЕНКО Вікторія Станіславівна
МИСЬКО В'ячеслав Олександрович

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до самостійної роботи з дисципліни
«Проектування систем суднових енергетичних установок»

для студентів, що навчаються за другим (магістерським)
рівнем вищої освіти за спеціальністю 135 «Суднобудування»
(спеціалізація «Суднові енергетичні установки та устаткування»)

Комп'ютерне складання та верстання В. В. Торубара
Коректор О. С. Торубара

Формат 60×84^{1/16}. Умов. друк. арк. 7,97. Тираж 300 пр. Зам. № 7/18

Видавець та виготовлювач Торубара В. В.
вул. Наваринська, 5–17, м. Миколаїв, 54001, тел.: (067) 800-70-70
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4626 від 9.10.2013