

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

А. Кер
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка заходів з технічного використання, обслуговування та ремонту системи охолодження головного двигуна 6S50ME-B компанії MAN B&W судна «STI CAMDEN»

Прототип 6S50ME-B

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

Ліхтін М.Д.
(підпис)

Ліхтін М.Д.

Керівник роботи:

доцент кафедри ДЕУ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Галинкін Ю.М.
(підпис)

Галинкін Ю.М.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально-науковий інститут

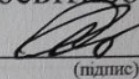
Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Ліхтіну Миколі Дмитровичу

1. Тема роботи: «Розробка заходів з технічного використання, обслуговування та ремонту системи охолодження головного двигуна 6S50ME-B компанії MAN B&W судна «STI CAMDEN»».

Керівник роботи Галинкін Ю.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року № 6

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип - головний двигун 6S50ME-B судна «STI CAMDEN»

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки. 2. Охорона теплового стану та конструктивно-технологічні характеристики системи охолодження дизеля MAN B&W 6S50ME-B судна «STI CAMDEN» 3. Технічне обслуговування та організація ремонту елементів системи охолодження головного двигуна MAN B&W 6S50ME-B на судні «STI CAMDEN». 4 Охорона праці та забезпечення безпеки життєдіяльності екіпажу Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1) Головний судновий двигун 6S50ME-B (поперечний розріз); 2) Центральна система охолодження води суднового двигуна (схема принципова гідравлічна); 3) Циркуляційний насос сорочки охолодження головного двигуна (креслення загального виду); 4) Технічне обслуговування відцентрового насоса (технологічна інструкція)

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
5	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент

Ліхтін М.Д.

Керівник
роботи

Галинкін Ю.М.

АНОТАЦІЯ

У дипломному проекті на основі детального аналізу архітектури, конструктивних особливостей та специфіки теплового стану малообертового двигуна MAN B&W 6S50ME-B, який функціонує у складі суднової енергетичної установки танкера «STI CAMDEN». Було розроблено й обґрунтовано комплекс інженерно-технічних заходів щодо оптимізації експлуатації, сервісного обслуговування та організації ремонту елементів водоохолоджувального контуру.

Зокрема, у роботі детально досліджено практичні аспекти технічного використання, дефектації та технології відновлення ключового вузла системи — головного циркуляційного насоса охолодження дизеля. У межах проекту також виконано повірочний теплотехнічний і конструктивний розрахунок основних елементів та проточної частини цього відцентрового насосного агрегату.

В роботі розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломний проект виконано українською мовою на 72 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 20 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизель, система охолодження, циркуляційний насос.

ABSTRACT

This graduation project, based on a detailed analysis of the architecture, design features, and thermal state specifics of the MAN B&W 6S50ME-B low-speed engine operating within the marine power plant of the tanker "STI CAMDEN", develops and substantiates a set of engineering and technical measures aimed at optimizing the operation, maintenance, and repair of the water-cooling circuit components.

In particular, the work comprehensively investigates the practical aspects of technical operation, fault detection, and restoration technologies for a key unit of the system — the main diesel cooling circulation pump. Within the scope of the project, a verification thermotechnical and structural calculation of the main components and the flow part of this centrifugal pump unit was also performed.

Furthermore, occupational health and safety measures were developed, and environmental protection issues were addressed in the work.

The graduation project is written in Ukrainian on 72 pages of the calculation and explanatory note. A total of 20 reference sources were utilized. The graphical part is presented on 4 drawings of A1 format.

Key words: diesel engine, cooling system, circulation pump.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	6
1.1 Загальна архітектурно-конструктивна будова судна «STI CAMDEN» і основні техніко-експлуатаційні характеристики судна.....	6
1.2 Технічні характеристики елементів суднової енергетичної установки	8
РОЗДІЛ 2. ОХОРОНА ТЕПЛОВОГО СТАНУ ТА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЯ MAN B&W 6S50ME-B СУДНА «STI CAMDEN»	13
2.1 Особливості впливу температур зовнішнього середовища на роботу суднових дизельних установок	13
2.2 Технологічні вимоги до використання системи водяного охолодження двигуна	18
2.3 Аналіз конструкції та особливостей технічного використання систем охолодження головного двигуна MAN B&W	22
2.4 Особливості застосування системи охолодження суднового двигуна MAN B&W 6S50ME-B судна «STI CAMDEN»	29
2.5 Розрахунок основних елементів відцентрового циркуляційного насоса системи охолодження	32
РОЗДІЛ 3. ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ОРГАНІЗАЦІЯ РЕМОНТУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА MAN B&W 6S50ME-B НА СУДНІ «STI CAMDEN».....	39

3.1 Особливості конструктивного виконання та експлуатації елементів водоохолоджувального контуру дизеля MAN B&W 6S50ME-B	39
3.2 Регламент та загальні заходи з технічного обслуговування системи охолодження	46
3.3 Технічне обслуговування та організація ремонту відцентрового циркуляційного насоса	52
3.4 Особливості ремонту відцентрового циркуляційного насоса системи охолодження	57
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ЕКІПАЖУ	63
4.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах	63
4.2 Комплексний аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному просторі	64
4.3 Розрахунок параметрів припливно-витяжної вентиляції МКВ	66
4.4 Техніка безпеки при виконанні ремонтних робіт головного циркуляційного насоса	68
ВИСНОВКИ.....	70
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	71
ДОДАТОК	73

ВСТУП

Ефективне відведення тепла належить до критично важливих факторів, що визначають надійність суднового дизеля. Поміж усього спектра допоміжного обладнання, вузлів та механізмів, які обслуговують сучасні високофорсовані двигуни, саме контур охолодження відзначається найвищою конструктивною відповідальністю та потребує максимальної стабільності за будь-яких ходових режимів. Зміна районів плавання та перехід судна в інші кліматичні зони безпосередньо впливають на тепловий баланс енергетичної установки. Саме тому майбутній інженер-механік повинен детально володіти інформацією про новітні конструктивні рішення у цій сфері, щоб чітко розуміти експлуатаційну логіку, закладену виробниками у кожен елемент системи, та успішно вирішувати складні завдання технічного менеджменту СЕУ. Цей дипломний проект присвячено дослідженню специфіки функціонування та практичним аспектам експлуатації охолоджувального комплексу сучасної пропульсивної установки.

Головна мета дослідження полягає в узагальненні практичного досвіду технічного використання, сервісного обслуговування та організації ремонту компонентів системи охолодження малообертового двигуна MAN B&W 6S50ME-B, а також у розробці практичних рекомендацій щодо підвищення ефективності їхньої роботи.

Для реалізації поставленої мети було визначено та вирішено такі інженерні завдання:

- дослідити конструктивні особливості та специфіку теплового стану суднового дизеля MAN B&W 6S50ME-B під час експлуатації;
- виконати аналіз робочих параметрів та обґрунтувати заходи щодо оптимального використання циркуляційного насосного агрегату в реальних суднових умовах, сформувати комплекс планово-попереджувальних і ремонтних заходів для відновлення працездатності відцентрового насоса під час планового сервісу;
- обґрунтувати та розробити заходи у сфері охорони праці.

РОЗДІЛ 1.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1. Загальна архітектурно-конструктивна будова судна «STI CAMDEN» і основні техніко-експлуатаційні характеристики судна

Судно «STI CAMDEN» (IMO 9688386, MMSI 538005402) — це однопалубний двокорпусний нафтохімічний танкер (*Chemical/Oil tanker*) третього класу, побудований у 2014 році на верфі *Hyundai Mipo Dockyard* (Ульсан, Південна Корея) під наглядом класифікаційного товариства *Det Norske Veritas* (DNV). Загальний вигляд судна представлено на рис. 1.1.



Рисунок 1.1 — Загальний вигляд хімічного/нафтоналивного танкера «STI CAMDEN»

Судно має розвинені надбудови бака та юта, транцеву корму, кормове розташування машинно-котельного відділення (МКВ) та житлової рубки. Вантажний блок повністю ізольований від зовнішньої обшивки корпусу подвійним днищем та бортовими баластними цистернами, що задовольняє

міжнародні вимоги щодо аварійної остійності та непотоплюваності. Паливні й масляні танки також захищені від контакту із зовнішнім середовищем за допомогою кофердамів або баластних ємностей. Рух судна забезпечується одногвинтовою дизельною енергетичною установою.

Поперечними водонепроникними перегородками корпус розділений на такі основні відсіки: форпик, секцію вантажних та слоп-танків, машинне відділення та ахтерпик. У районі вантажних трюмів та машинно-котельного відділення облаштовано подвійне дно. Міждонні та бортові простори вантажної зони використовуються для прийняття водяного баласту, а подвійне дно в районі МКВ — для розміщення цистерн прісної води, мастильних матеріалів та збору технічних протікань.

Танкер призначений для транспортування до чотирьох різних сортів рідкого вантажу (сирої нафти, нафтопродуктів, газового конденсату та хімічних сполук 3-го класу з температурою спалаху парів ≥ 60 °C). Район плавання судна — необмежений. Присвоєний символ класу DNV: *1A1 Tanker for chemicals and oil BIS BWM(E(s)) Clean COAT-PSPC(B) CSR E0 ESP Ice(1A) Recyclable SPM TMON VCS (2)*.

Головні архітектурно-конструктивні та експлуатаційні виміри судна характеризуються чітко визначеними лінійними параметрами та об'ємними показниками місткості. Найбільша загальна довжина корпусу становить 184,26 м, тоді як його теоретична ширина дорівнює 27,23 м. Вертикальний габарит висоти борту, виміряний від лінії кіля до рівня головної палуби, зафіксований на позначці 17,60 м, а розрахункове занурення судна у воду (проектна осадка за літню ватерлінію) складає 11,91 м. Усі конструктивні елементи та об'єми корпусу розраховані на забезпечення повного дедвейту судна на рівні 38 734 т, при цьому показник валової місткості зафіксовано в межах 24 162 т. Вантажна частина судна розділена на 12 ізольованих вантажних танків загальною корисною місткістю 50 750 м³ та додатково 2 відстійні слоп-танки, сумарний об'єм яких дорівнює 1860 м³. Для стабілізації морехідних якостей у ходових баластних переходах на борту передбачено прийом водяного баласту

загальною вагою 14 032 т. Максимальна технічна швидкість, яку здатна розвивати енергетична установка судна в штатних навігаційних умовах, становить 14,5 вузлів.

Місткість суднових паливних та масляних цистерн забезпечує дальність ходу до 11 000 морських миль. Автономність судна за запасами провізії становить 60 діб, а за запасами палива, мастила та технічної води — 40 діб. При повному завантаженні на рівний кіль та осадці 11,9 м ходова швидкість на глибокій воді (при роботі ГД на 90% потужності та частоті обертання гребного гвинта 111 хв^{-1}) становить 13,0 вузлів. Для покращення маневрових якостей у носовому краї встановлено тунельний підрулюючий пристрій потужністю 600 кВт із дистанційним керуванням із ходового містка.

До складу суднового валопроводу входять гребний, проміжний та упорний вали, опорні підшипники, дейдвудний пристрій та валообертовий механізм. Вали виготовлені з кованої вуглецевої сталі з границею міцності 480 МПа. З'єднання гребного вала з крильчаткою гвинта та напівмуфтою виконано за безшпонковою конічною схемою за допомогою гідравлічного пресування.

Головний упорний підшипник, який сприймає та передає на корпус судна упор від гвинта, вбудований безпосередньо в станину головного двигуна. На судні встановлено дейдвудний вузол торцевого типу з водяним змащуванням та охолодженням виробництва фірми *Simplex* (модифікація *Maprom*), адаптований для роботи як у відкритих, так і в закритих контурах. Рушієм судна є один чотирилопатевий гребний гвинт фіксованого кроку діаметром 5,4 м.

1.2. Технічні характеристики елементів суднової енергетичної установки

Головна енергетична установка судна разом із допоміжними механізмами розташована в кормовій частині. Схему просторового розташування та компонування обладнання в машинно-котельному відділенні представлено на рис. 1.2.

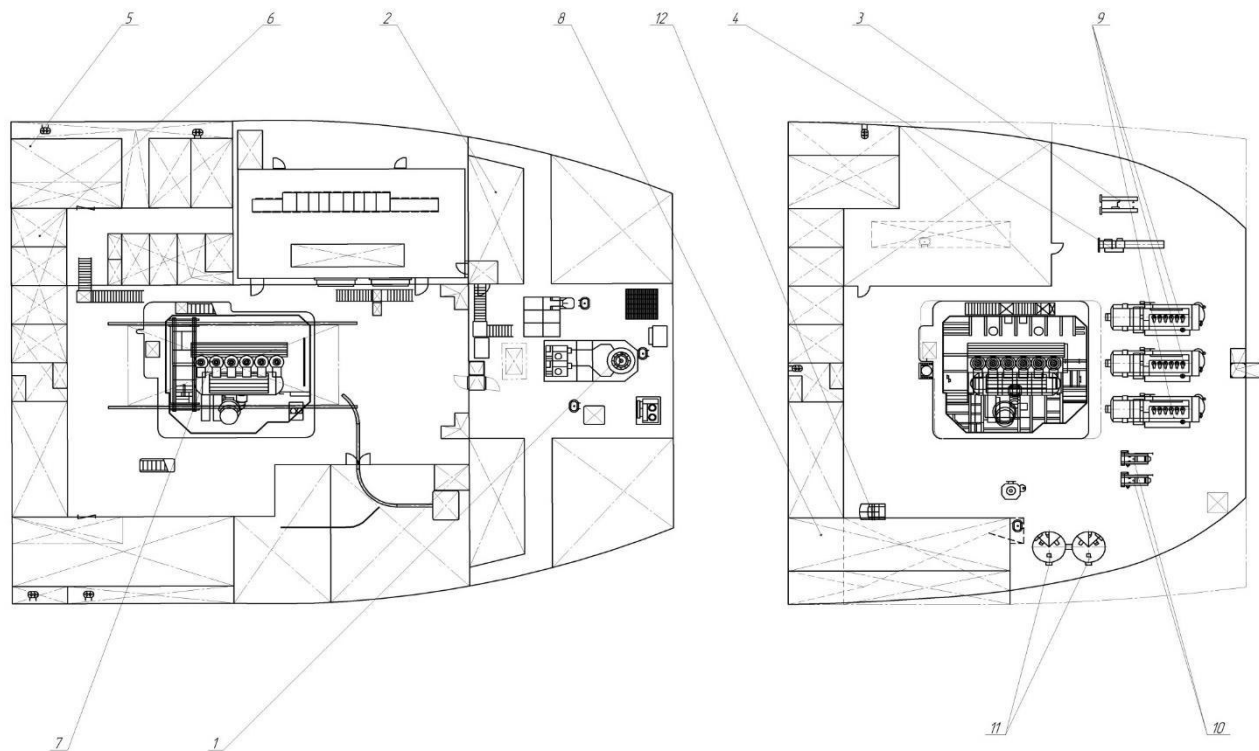


Рисунок 1.2 — Схема просторового розташування та експлуатаційного компонування обладнання в машинно-котельному відділенні судна: 1 — електрогидравлічний рульовий привід (рульова машина); 2 — цистерна для зберігання запасів прісної води; 3 — холодильний агрегат провізійних комор екіпажу; 4 — кліматичний комплекс центрального кондиціонування повітря; 5 — захищений бункерний танк для високов'язкого важкого палива; 6 — цистерна для чистих сортів легкого дизельного палива; 7 — головна пропульсивна дизельна установка; 8 — автономна видаткова місткість системи лубрикаторного мащення циліндрів; 9 — агрегати суднової дизель-генераторної електростанції; 10 — головний поршневий компресор робочого та пускового повітря; 11 — балони-ресивери для утримання стиснутого повітря високого тиску; 12 — утилізаційна вакуумна водоопріснювальна установка.

Як головний двигун (ГД) встановлено малообертовий дизель виробництва концерну MAN Diesel & Turbo (MAN B&W) моделі 6S50ME-B. Двигун є шестициліндровим, двотактним, крейцкопфним, реверсивним, обладнаним системою газотурбинного наддуву при постійному тиску газів перед компресором. Дизель має прямоточний клапанний тип продувки циліндрів та вбудований упорний підшипник. Номінальна тривала потужність ГД становить 10 680 кВт при частоті обертання колінчастого вала 117 хв^{-1} .

Система змащення двигуна — циркуляційна замкнена. На відміну від чотиритактних тронкових дизелів, циркуляційне мастило в картері ГД

залишається чистим і не зазнає забруднення продуктами згоряння. Це досягається наявністю перегородки з підпоршневим сальником штока, який повністю ізолює картерний простір від підпоршневих порожнин і виключає потрапляння сажі й шлаків у картерне мастило. Змащення дзеркала циліндрових втулок здійснюється автономною лужною лубрикаторною системою на чад.

Для дистанційного керування ГД впроваджено автоматизований комплекс *Kongsberg Auto Chief*. Зміна режимів роботи та реверсування можуть виконуватися безпосередньо з ходового містка (*Bridge Control*) або з пульта центрального поста керування машинного відділення (*ECR Control*).

Конструкція двигуна (Рис. 1.3) має рядне вертикальне розташування циліндрів та систему прямого електронного впорскування палива. Фундаментна рама — зварна металева конструкція з кованими ліжками підшипників. Чавунні сорочки циліндрів об'єднані в єдиний жорсткий блок за допомогою притискних шпильок. Усі основні елементи остова (рама, станини, блоки сорочок) стягнуті високоміцними сталевими анкерними зв'язками, що повністю сприймають зусилля розтягування від тиску газів у циліндрах. Пуск дизеля стисненням повітрям реалізується за допомогою системи дистанційного керування *DMS-900*.

Головним джерелом пропульсивної енергії та забезпечення ходових режимів судна є малообертова дизельна установка MAN B&W моделі 6S50ME-B, виконана у вигляді шестициліндрового двотактного двигуна з рядним вертикальним розташуванням робочих камер. Внутрішній геометричний діаметр кожного циліндра становить 500 мм при максимальній довжині ходу поршня 2214 мм. За умови номінального перебігу робочих процесів ефективна потужність, що генерується кожним окремим циліндром силового агрегату, дорівнює 1780 кВт, що забезпечує загальну ефективну потужність двигуна на рівні 10 680 кВт. Швидкісний режим роботи кривошипно-шатунного механізму характеризується номінальною частотою обертання колінчастого вала 117 обертів за хвилину, при якій середня

швидкість руху поршневої групи втулкою складає 8,6 м/с. Економічність та паливна ефективність цієї головної силової установки визначаються показниками питомої ефективної витрати палива, які залежно від поточного навантаження варіюються в діапазоні від 162 до 169 г/(кВт·год).

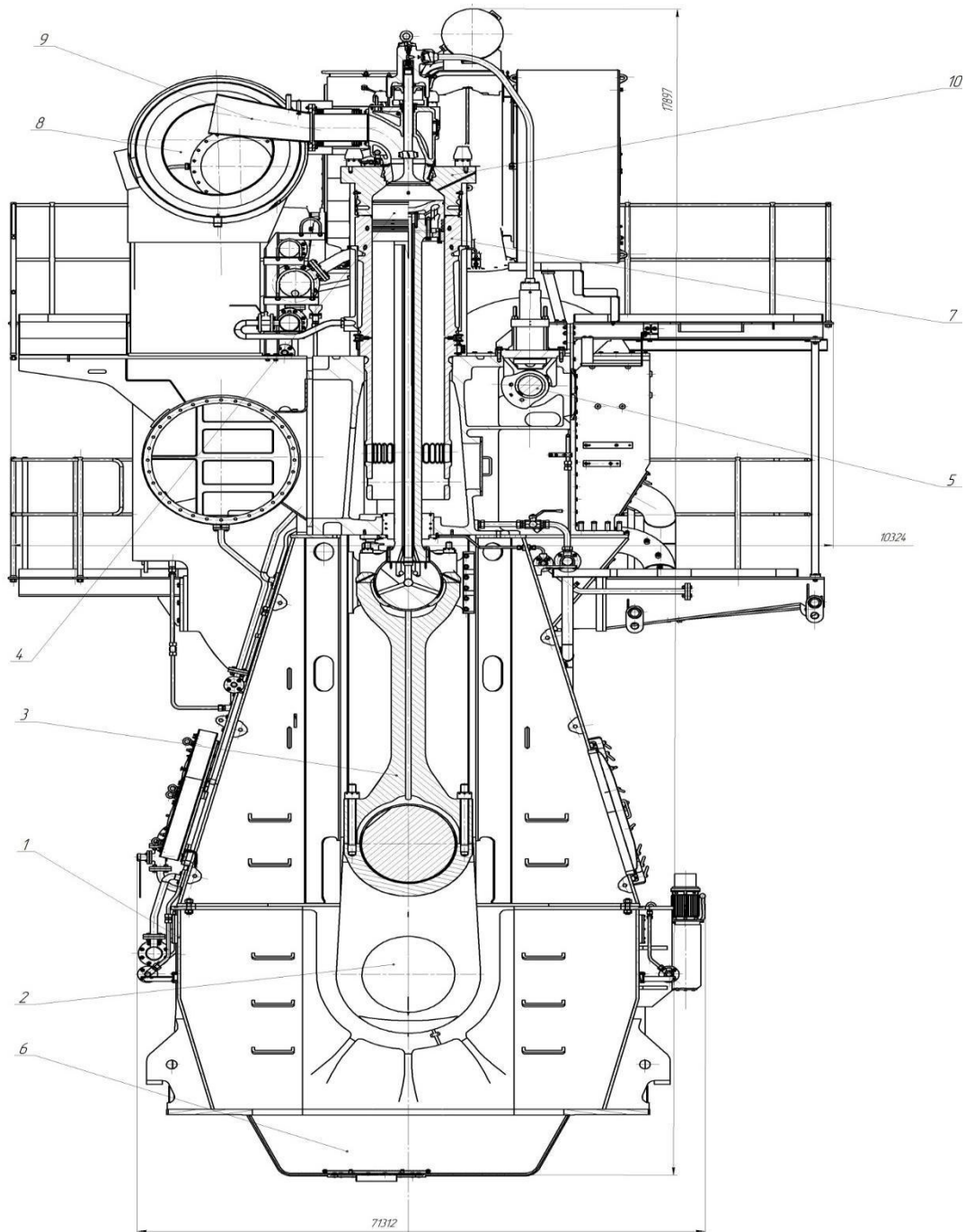


Рисунок 1.3 — Поперечний переріз головного двигуна MAN B&W 6S50ME-B: 1 — фундаментна рама; 2 — колінчастий вал; 3 — шатун; 4 — поршень зі штоком; 5 — розподільний блок / гідравлічний привід клапана; 6 — піддон картера; 7 — циліндрова втулка; 8 — випускний клапан з патрубком; 9 — продувочний ресивер (впускний колектор); 10 — кришка циліндра.

Суднова електростанція. Для забезпечення судна електроенергією на спеціальній платформі в машинному відділенні встановлено три автоматизовані дизель-генераторні агрегати типу 6Н21/32 виробництва компанії *Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.* Ефективна потужність кожного привідного двигуна становить 960 кВт при частоті обертання 750 хв^{-1} та ступені стиснення 17.

Система автоматизації електростанції дозволяє призначати будь-який агрегат робочим або тримати у статусі гарячого резерву. Резервні дизель-генератори автоматично підтримуються у прогрітому стані (за рахунок циркуляції гарячої води сорочок) і перебувають у постійній готовності до негайного пуску та прийняття навантаження на шини ГРЩ у разі знеструмлення судна.

Пуск привідних двигунів — пневматичний, здійснюється локально або автоматично від системи керування електростанцією (*PMS*). Охолодження дизель-генераторів реалізовано за допомогою індивідуальних ящикових (бокс-кулерів) теплообмінників. На кожен агрегат навішено автономні масляні помпи, насоси та підігрівачі охолоджувальної води. Конструкція ГРЩ передбачає можливість тривалої паралельної роботи генераторів із застосуванням систем точної ручної або автоматичної синхронізації.

Як аварійне джерело живлення у виділеному приміщенні на верхній палубі встановлено аварійний дизель-генератор (АДГ) марки AD/L 086 від виробника *Doosan Infracore Co., Ltd* потужністю 567 кВт з автономними системами пуску та паливопостачання.

РОЗДІЛ 2

ОХОРОНА ТЕПЛОВОГО СТАНУ ТА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЯ MAN B&W 6S50ME-B СУДНА «STI CAMDEN»

2.1. Особливості впливу температур зовнішнього середовища на роботу суднових дизельних установок

Головні енергетичні установки (ГЕУ) комерційних суден експлуатуються в умовах постійної зміни кліматичних поясів, через що вони мають безвідмовно функціонувати як у суворих полярних широтах, так і в екваторіальних басейнах [17...20]. Оскільки амплітуда коливань температури забортної морської води є порівняно стабільною, а сам головний двигун розташований всередині захищеного машинного простору, пропульсивний комплекс безпосередньо не зазнає впливу миттєвих температурних ударів. Проте довготривалі кліматичні тренди викликають помітні зсуви робочих показників ДВЗ: змінюються питома годинна витрата палива, масове виділення вихлопних газів та загальний рівень термічних навантажень на деталі циліндро-поршневої групи (ЦПГ).

Температура повітряного заряду на вході в ресивер безпосередньо коригує кінцеві параметри стиснення та максимальний тиск циклу в циліндрах. За умов екстремально низьких температур навколишнього середовища параметри повітря, що всмоктується, вимагають оперативного інженерного втручання та корекції робочих умов дизеля. Для надійного захисту металу від низькотемпературної сірчаної корозії (насамперед дзеркала циліндрових втулок під час пускових режимів) виробником встановлюються жорсткі обмеження щодо передпускового теплового стану блоку.

Штатний запуск середньообертових та малообертових двигунів дозволяється лише після того, як температура води в сорочці буде доведена щонайменше до 50 °С. Після пуску частоту обертання колінчастого вала нарощують плавно, утримуючи навантаження в межах до 90% від

максимального номінального значення. Для подальшого виходу на режим повної потужності (від 90% до 100%) навантаження слід збільшувати з низьким градієнтом, розтягуючи цей процес мінімум на 30 хвилин [17...20].

У виняткових (аварійних) ситуаціях, коли виконати стандартний прогрів неможливо, пуск холодного дизеля допускається за умови, що початкова температура блоку становить не менше 20 °С [17...20]. У такому разі оберти так само обережно підвищують до 90% від номіналу, проте переходити цей рубіж і виводити двигун на 100% потужності суворо заборонено, доки температура теплоносія в сорочці не досягне позначки 50 °С. Сам процес фінального навантаження у цьому випадку також має тривати не менше півгодини. Траєкторія прогріву води від 20 °С до 50 °С визначається загальною ємністю водяного тракту та поточним навантаженням на циліндри. Наведені алгоритми є актуальними виключно за умови повної технічної справності всіх систем дизеля [17...20].

Під час короткочасних стоянок судна в порту (період до 4...5 діб) глушити контур охолодження сорочок не рекомендується. Двигун утримують у розігрітому стані задля унеможливлення різких температурних коливань у масиві металу станини, які викликають нерівномірні термічні деформації і створюють ризик появи протікань у стикових з'єднаннях. Температуру гарячого контуру на виході з сорочок утримують на рівні не нижче 50 °С. Цього досягають або за рахунок перепуску теплоносія від працюючих дизель-генераторів, або за допомогою автономних електричних підігрівачів (бойлерів), чи комбінацією обох методів [17...20]. Приклади конфігурацій стоянкових контурів на основі вбудованих підігрівачів (варіанти А та В) представлено на рис. 2.1 та 2.2 відповідно [17...20].

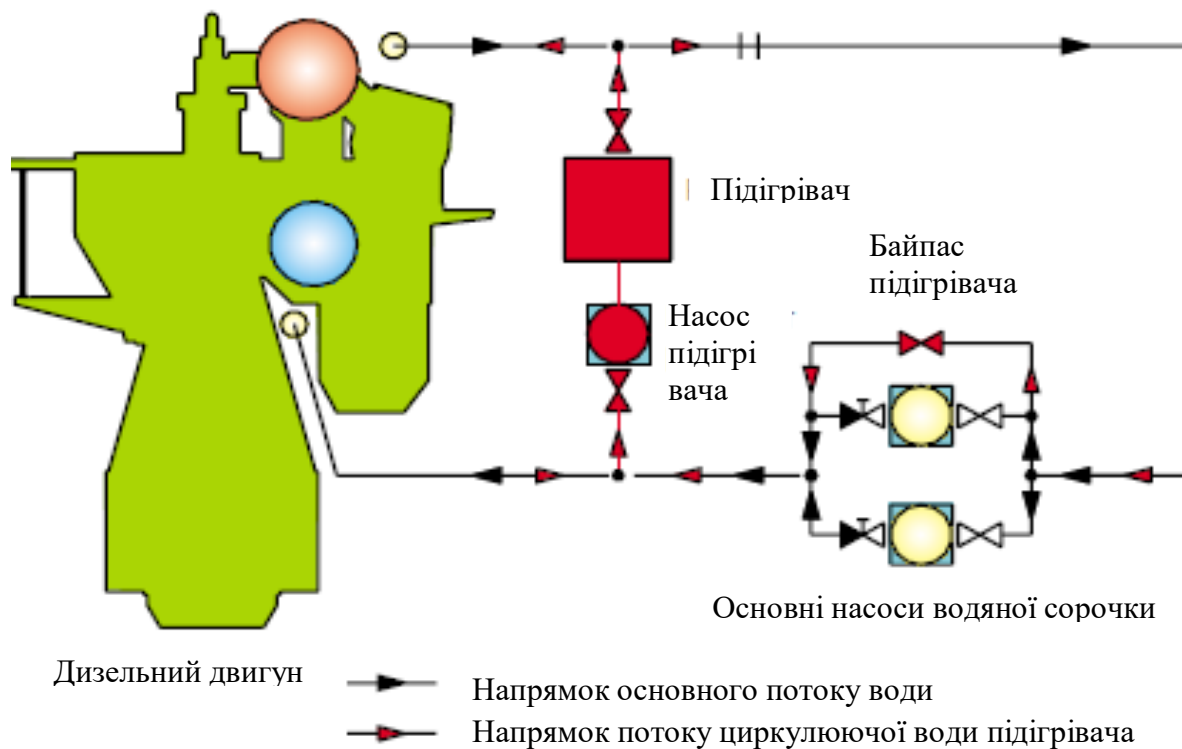


Рисунок 2.1 — Схема теплової підготовки води в сорочці охолодження двигуна за варіантом А

У варіанті схеми А потік циркулюючої води розділяється на дві самостійні гілки: одна прямує безпосередньо через блок двигуна, а інша замикається крізь зовнішню обвідну лінію. За такого компонування теплоносій від стоянкового підігрівача рухається всередині сорочок у напрямку, протилежному до штатного руху води при працюючому дизелі. Оскільки введення гарячої води реалізовано у верхній зоні двигуна, такий метод забезпечує більш рівномірне розсіювання тепла по всьому масиву металу під час стоянкових режимів.

У схемі варіанта В блок підігрівача та його циркуляційний насос увімкнені паралельно головним насосам прісної води. Рух гарячого теплоносія тут повністю збігається зі штатним напрямком циркуляції води в робочому режимі системи. В обох інженерних рішеннях робота нагрівальних елементів автоматично контролюється датчиком температури, встановленим на виході з бойлера.

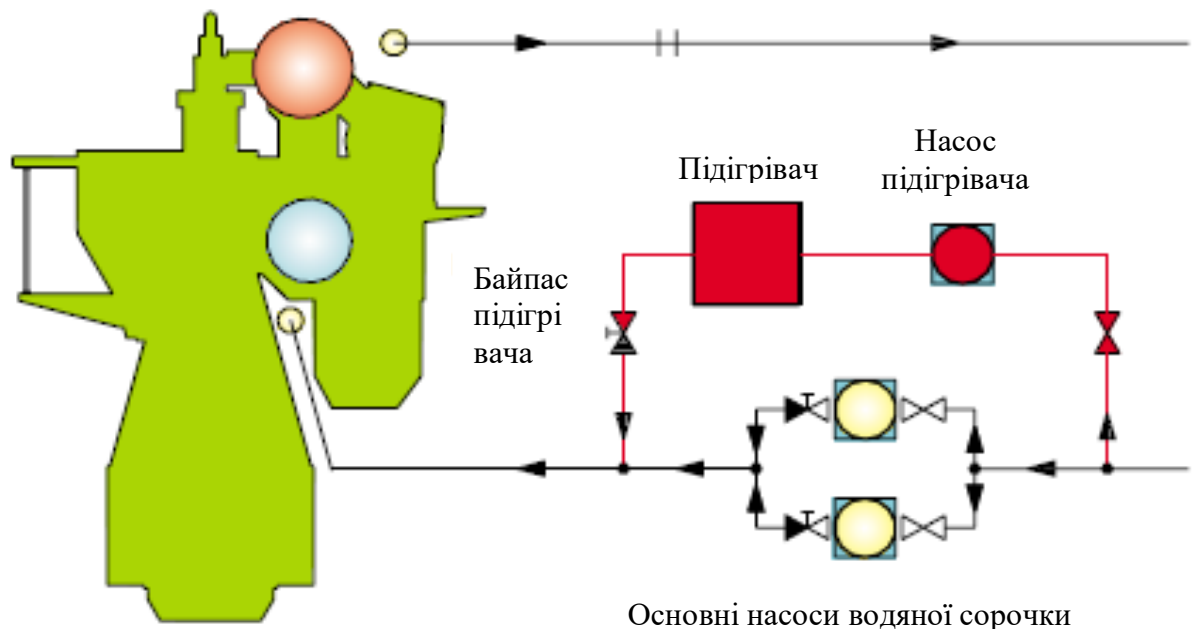


Рисунок 2.2 — Схема теплової підготовки води в сорочці охолодження двигуна за варіантом В

Параметри підбору стоянкових підігрівачів. При інтеграції підігрівача за схемами, показаними на рис. 2.1 та 2.2, об'ємна продуктивність його автономного помпового агрегату має становити приблизно 10% від потужності головного циркуляційного насоса високотемпературного контуру. Спираючись на досвід експлуатації суднових дизелів, оптимальне падіння тиску всередині підігрівача має становити близько 20 кПа. Електричні схеми пуску основного та стоянкового насосів обов'язково обладнують взаємним блокуванням, щоб унеможливити їх одночасне включення [17...20].

Потужність нагрівальних ТЕНів розраховують на основі заданого часу прогріву та необхідного температурного градієнта. Динаміка зміни температури в часі для п'яти різних типорозмірів підігрівачів (зазначених у % від номінальної потужності дизеля) схематично представлена на рис. 2.3 [17...20].

Стандартним завданням передпускової підготовки є підвищення температури блоку на 35 °С (з початкових 15 °С до робочих 50 °С). Якщо регламентний час прогріву встановлено на рівні 12 годин, потужність

стоянкового підігрівача має становити приблизно 1% від номінальної потужності самого дизеля. Під час рейсів в арктичних широтах виникає потреба в більш інтенсивному підігріві (на 45 °С і більше), що вимагає встановлення обладнання підвищеної теплової потужності.

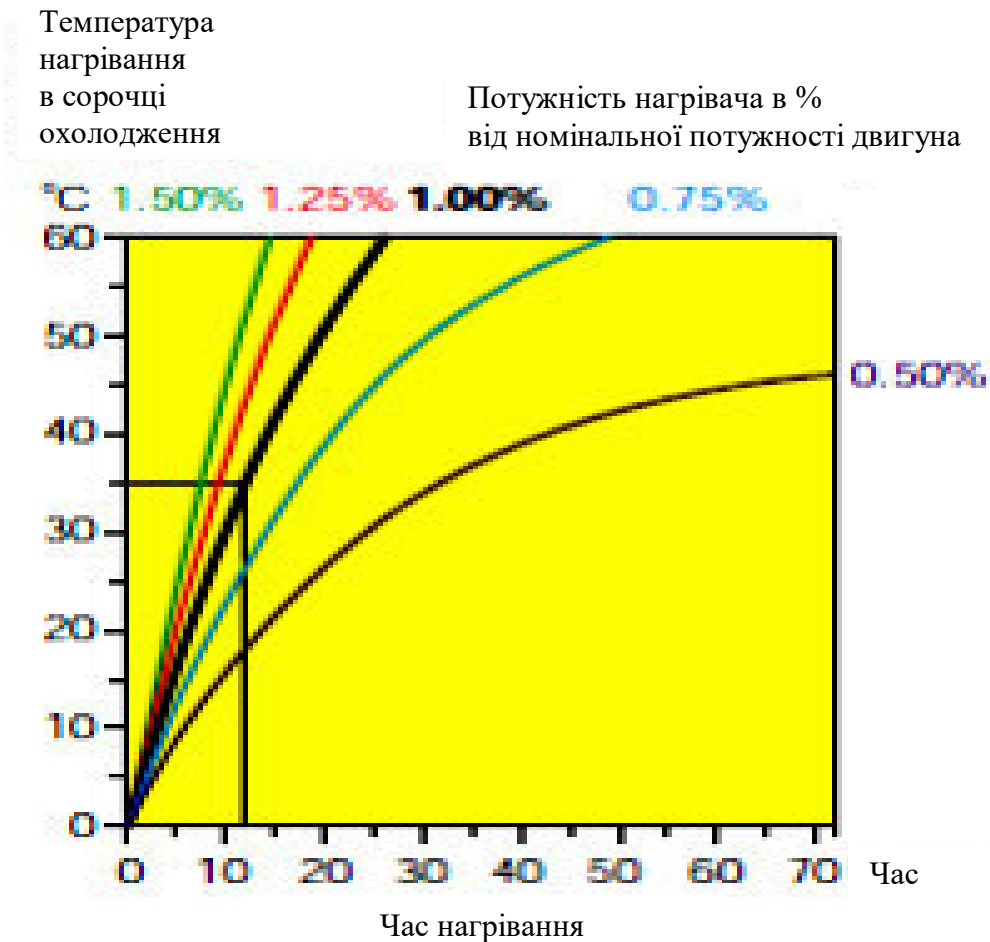


Рисунок 2.3 — Номограма кривих часу попереднього розігріву суднового дизеля залежно від потужності підігрівача

Криві на номограмі (Рис. 2.3) розраховані за умови, що на початку підігріву температури блоку двигуна та повітря в машинному просторі є однаковими. Математична модель передбачає рівномірне поширення тепла по всьому металу, для чого в розрахунок закладаються маси елементів нижньої частини станини та фундаменту. У реальних умовах експлуатації СЕУ існують значні теплові втрати в навколишнє середовище від працюючого обладнання. Використання цих вторинних джерел енергії за допомогою утилізаційних контурів або акумуляторів тепла дозволяє суттєво підвищити загальну

енергоефективність судна та забезпечити якісний передпусковий прогрів ДВЗ [17...20].

2.2. Технологічні вимоги до використання системи водяного охолодження двигуна

У суднових дизелях від 8% до 25% загальної теплоти, що виділяється внаслідок згоряння палива, поглинається стінками циліндрових втулок, кришками циліндрів та корпусом газотурбінного нагнітача (ГТН). Для запобігання термічному руйнуванню матеріалів ці зони потребують примусового охолодження. До теплових втрат також належить енергія механічного тертя деталей, яка трансформується в тепло і вбирається циркуляційним мастилом. Додатковим завданням є зниження температури наддувочного повітря після його стиснення в компресорі ГТН. Найнижчий показник теплових втрат у контур охолодження (на рівні 8...10%) притаманний великим двотактним малообертовим двигунам та агрегатам із високим рівнем наддуву.

Дисипація тепла реалізується через систему взаємопов'язаних контурів, які забезпечують: охолодження прісною водою циліндрових втулок, кришок циліндрів та блоків газових турбін; стабілізацію температури головкових частин (днищ) поршнів (за допомогою прісної води або мастила); охолодження паливних форсунок (прісною водою або безпосередньо паливом); відведення тепла забортною водою від усіх внутрішніх робочих середовищ установки; зниження температури повітряного заряду на наддуві.

За умови масляного охолодження поршнів їхній контур повністю інтегрується в загальну циркуляційну систему змащення дизеля із спільними помпами, фільтрами та холодильниками. Якщо для поршнів використовується водяне охолодження, цей контур виконують повністю автономним. Це обумовлено двома факторами: різними температурними рівнями сорочок і поршнів, а також високим ризиком забруднення води мастилом, яке проникає крізь ущільнення телескопічних пристроїв. Об'єднання ліній охолодження

циліндрів і поршнів призводить до утворення оливного нальоту на зовнішніх поверхнях втулок, що різко погіршує коефіцієнт теплопередачі. Водночас водяне охолодження поршнів забезпечує вищу тепловіддачу та є більш ефективним.

Охолодження паливних форсунок прісною водою також організують через ізольовану систему, оскільки вода в ній часто забруднюється важким паливом, що проникає через нещільності притертих площин розпилювачів. Поєднання контурів циліндрів і форсунок призводить до занесення шламу з сорочок у прецизійні канали розпилювачів. Якщо форсунки охолоджуються паливом, окрема автономна система потрібна лише у разі роботи ГД на важких сортах палива (мазутах). При експлуатації дизеля суто на дизельному паливі охолодження форсунок здійснюється потоком палива безпосередньо з лінії живлення ПНВТ. У сучасних проектах суднових двигунів від прямого охолодження форсунок поступово відходять завдяки зменшенню лобової поверхні розпилювачів та інтенсифікації охолодження посадочних гнізд у кришках циліндрів.

Охолоджувальний контур забезпечує відведення надлишкового тепла від усіх механізмів СЕУ, підтримуючи робочі температури в межах, визначених жароміцністю металів, термічною стабільністю мастил та оптимальним перебігом термодинамічних процесів. Як робочі тіла використовуються прісна й забортна вода, моторне мастило та паливо.

При проточній схемі охолодження блоку здійснюється безпосередньо забортною водою, яка прокачується насосом через сорочки. Цей тракт складається з кінгстонних ящиків, очисних фільтрів, pomp, трубопроводів, регулюючої арматури та засобів автоматизації й сигналізації. Контур забортної води зазвичай обладнують двома насосами, один з яких здатний виконувати роль резервного агрегату одночасно для ліній прісної та морської води. В аварійних ситуаціях для охолодження дозволяється задіяти технічні ресурси пожежної або рефрижераторної систем судна. Безперебійна робота контуру є критично важливою для живучості дизеля; більшість серйозних

поломок та тріщин блоку виникають саме внаслідок відмов або незадовільного обслуговування систем охолодження.

Потоками зовнішньої морської води забезпечується робота центральних теплообмінників прісної води, маслоохолоджувачів головних редукторів та систем змащення ДВЗ, а також охолодження повітряних компресорів, опорних підшипників валопроводу та іншого допоміжного обладнання. Окрім свого базового призначення, магістраль заборотної води може застосовуватися як резервний засіб для аварійного осушення трюмів машинного відділення та для постачання води загальносудновим споживачам.

Згідно з вимогами Регістру, у кожному машинному приміщенні обов'язково монтують як мінімум два незалежні кінгстонні ящики, що гарантують безперебійний забір води за будь-яких умов навігації. Комплекс повинен стабільно функціонувати в умовах тривалого крену судна до 15° та диференту до 5° . На сучасних судах проектують кінгстоно-розподільний колектор (канал).

Скидання відпрацьованої води за борт реалізується через незворотно-запірні клапани або клінкети. Щоб гаряча вода після теплообмінників знову не потрапляла в систему, прийомні та зливні отвори максимально розносять по довжині корпусу судна. Отвори для зливу розташовують на Дніщі або бортах, занурюючи їх щонайменше на 300 мм нижче конструктивної ватерлінії за максимальної осадки. Розрахункова температура заборотної води для суден необмеженого району плавання становить 32°C .

У більшості дизельних СЕУ впроваджують двоконтурні (замкнені) схеми. Внутрішній контур заповнюється прісною водою, яка безперервно циркулює крізь блоки двигуна і охолоджується заборотною водою у водоводному теплообміннику. Ефективність цього процесу визначається різницею температур прісної води на вході та виході з дизеля. Щоб уникнути підвищених термічних напружень у втулці і кришці циліндра, температура води на вході в двигун має бути не нижче 55°C . Це повністю виключає

використання заборотної солоної води безпосередньо для охолодження сорочок через миттєве утворення шару сольових відкладень та накипу.

Робоча температура суттєво впливає на загальний ККД установки. З підвищенням температури охолоджуючої води індикаторний ККД дещо знижується через погіршення наповнення циліндрів повітрям, скорочення періоду затримки самозаймання палива та падіння швидкості наростання тиску газів. З іншого боку, гаряче двигунне мастило стає менш в'язким, що мінімізує втрати на тертя (механічний ККД зростає) та зменшує знос деталей. Як наслідок, у широкому діапазоні температур теплоносія (від 50 до 150 °C) ефективний ККД дизеля змінюється незначно, демонструючи легку тенденцію до зростання при вищих значеннях.

Термічний режим прямо впливає на інтенсивність коксування мастила, появу нагару та швидкість деградації (окислення) моторного масла. Високі температури суттєво прискорюють ці деструктивні процеси. Проте, з погляду утилізації тепла та енергоефективності, підвищення робочої температури є вигідним: зростає енергетичний потенціал вихлопних газів, тоді як частка тепла, що марно втрачається з водою, зменшується. Масове впровадження високотемпературного охолодження на суднах поки що стримується, оскільки це сильно ускладнило б конструкцію дизеля та вимагало б специфічних матеріалів для забезпечення експлуатаційної надійності.

З огляду на це, виробники встановили жорсткі межі: для головних малообертових двигунів температура води на виході не повинна перевищувати 60...70 °C, а для середньообертових і допоміжних агрегатів цей показник становить 75...85 °C. Великий обсяг теплової енергії забирає вода під час охолодження наддувочного повітря (у нових серіях малообертових двигунів цей показник сягає 14% від загальної теплоти згорання). До 4% енергії розсіюється через масляний контур, частина тепла також витрачається на охолодження форсунок. Еволюція дизелебудування чітко демонструє тенденцію до зміни балансу: частка тепла, що відводиться прісною водою від

сорочок циліндрів, поступово зменшується, натомість зростають теплові втрати в контурі охолодження наддувочного повітря.

2.3. Аналіз конструкції та особливостей технічного використання систем охолодження головного двигуна MAN B&W

Охолодження сорочок головного та допоміжних двигунів здійснюється закритим контуром прісної води. Стабільний об'єм теплоносія циркулює замкненим колом: забирає тепло від дизеля, охолоджується у водоохолоджувачі потоком забортної води і знову надходить у двигуни. Робочий тиск у системі регулюється інструкцією заводу-виробника і становить 150...280 кПа. Підтримання стабільного тиску є обов'язковим для унеможливлення появи застійних або кавітаційних зон у внутрішніх порожнинах сорочки охолодження. Системи автоматики обов'язково оснащуються сигналізацією, яка спрацьовує при критичному падінні тиску, а деякі модифікації мають функцію аварійної зупинки для захисту двигуна від теплового удару.

Температурні стандарти теплоносія для сучасних установок становлять: на вході — 50...70 °C, на виході — 60...85 °C. У дизелях останніх поколінь робочу температуру на виході підтримують ближче до верхньої межі (80...85 °C), що дозволяє зменшити температурний градієнт у стінках циліндрів та оптимізувати теплові втрати. Цей параметр на виході має бути максимально стабільним. Будь-які коливання температури за межі норми посилюють знос циліндрових втулок та поршневих кілець внаслідок змивання масляної плівки або низькотемпературної сірчаної корозії. У разі фіксації критичного перегріву автоматично вмикається світлозвукова сигналізація.

Продуктивність циркуляційного насоса розраховується так, щоб гарантувати стабільне знімання тепла при номінальному температурному перепаді. Окрім датчиків, контури обладнують візуальними індикаторами для безпосереднього моніторингу руху рідини. Принципову схему прісноводного контуру судна представлено на рис. 2.4.

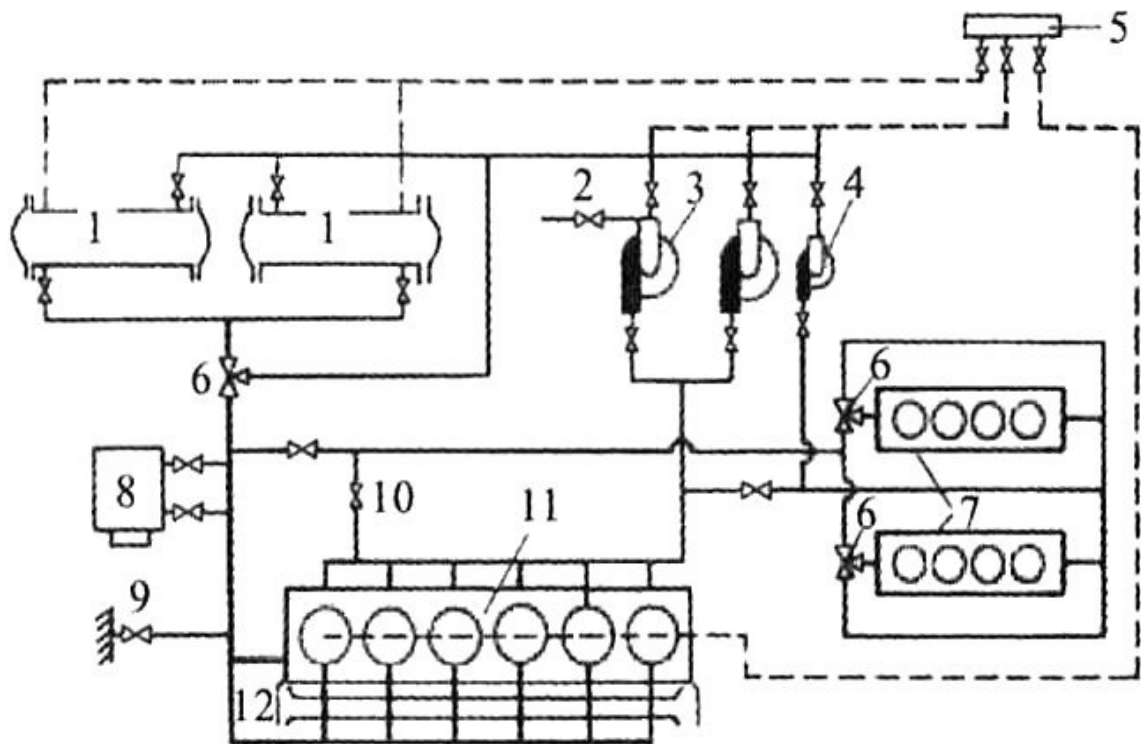


Рисунок 2.4 — Принципова схема суднової системи охолодження прісною водою: 1 — центральні водоохолоджувачі; 2 — лінія підведення заборотної води для аварійного режиму; 3 — основні циркуляційні насоси; 4 — портовий насосний агрегат; 5 — розширювальна цистерна; 6 — автоматичні терморегулюючі клапани; 7 — допоміжні дизель-генератори; 8 — випарна установка (опріснювач); 9 — магістраль скидання заборотної води; 10 — перепускний клапан для підігріву сорочки ГД від допоміжних двигунів; 11 — головний дизель; 12 — трубопровід відведення води від повітроохолоджувачів ГТН.

На більшості суден дизель-генератори 7 інтегровані в загальний контур головного двигуна. Під час стоянки, коли головний дизель 11 вимкнений, допоміжні агрегати переходять на автономне охолодження за допомогою портового насоса 4. Ця схема є реверсивною: вона дозволяє підігрівати сорочку непрацюючого головного двигуна теплом від допоміжних дизелів через спеціальний перепускний клапан 10. На всіх сучасних судах розподілом потоків керують автоматичні терморегулятори 6.

Для циркуляції прісної води застосовують відцентрові насоси. Вони мають високий ККД, конструктивно прості та не створюють перешкод для самопливного спорожнення контуру під час дренажу. Зазвичай встановлюють

один робочий насос і один універсальний резервний (спільний для прісної та морської води). На автоматизованих суднах встановлення окремого, повністю незалежного резервного насоса прісної води є обов'язковою умовою. Конструктивна простота відцентрових насосів спрощує їх технічне обслуговування, яке полягає у контролі параметрів роботи, регламентній заміні сальникових або торцевих ущільнень та профілактичних оглядах підшипників, крилаток і валів.

Запуск насосного агрегату виконують при повністю відкритій засувці на всмоктуванні та закритому або ледь відкритому нагнітальному клапані. Після пуску нагнітальний клапан відкривають, виводячи систему на штатний режим. Критеріями необхідної продуктивності служать тиск води в системі і температура води на вході і виході.

Перед пуском насоса після тривалого простою необхідно видалити повітря з його корпусу через повітряний пробний кран, а також провернути вал вручну, щоб переконатися у відсутності заклинювання ротора. Під час роботи насоса слід контролювати показання амперметра: аномальне зростання струму свідчить про підвищене тертя в механічній частині, тоді як різке падіння навантаження зазвичай вказує на кавітацію або пошкодження крильчатки.

На сунах експлуатуються пластинчасті або трубчасті теплообмінні апарати. Ремонт і профілактика водоохолоджувача зводиться до очищення порожнин забортної води від бруду, заміні протекторних пластин і вальцюванні або глушінні трубок. За умов плавання у чистих акваторіях ревізію водяних порожнин проводять не рідше одного разу на рік через інспекційні люки, на кришках яких зсередини змонтовано цинкові протектори. Якщо руйнування анода перевищує 50%, його замінюють. При плаванні на мілководді очищення охолоджувача виконують позачергово — при перших ознаках падіння ефективності теплообміну або зростанні гідравлічного опору.

Оскільки тиск у контурі морської води завжди тримають нижчим, ніж у контурі прісної води, герметичність трубок легко контролювати за швидкістю

падіння рівня прісної води. Для суден необмеженого району плавання нормативи вимагають встановлення двох паралельних охолоджувачів.

Розширювальний бак у прісному контурі служить для створення підпору на всмоктуючій лінії насосів, видалення повітря з системи і поповнення витоків. Бак монтують у найвищій точці машинного відділення і з'єднують із контуром кількома трубопроводами (зокрема з усмоктувальним патрунком насоса та верхньою частиною холодильника). Часто лінії повітровідведення також йдуть від кришок циліндрів та випускного колектора. Догляд за баком включає контроль його чистоти, очищення від відкладень та суворий облік об'ємів води для раннього виявлення прихованих витоків. Для підживлення контуру використовують дистильовану воду з опріснювача, параметри якої наведено у табл. 2.1. У виняткових випадках дозволено застосовувати питну воду з показниками: рН 6,5...8,0 (при 20 °C), 50 ppm (50 мг / літр); сульфати 50 ppm; силікати 25 ppm.

Раніше у судноплаванні використовували водоемульсійні масла, які створювали захисну плівку на металі. Проте з появою високофорсованих двигунів від них відмовилися на користь хімічних інгібіторів корозії. Головна причина відмови — при найменшому порушенні регламенту на стінках сорочки відкладався товстий оливний шар, який діяв як теплоізолятор, викликаючи критичний перегрів двигуна.

Таблиця 2.1 — Характеристики нітритно-боратних інгібіторів корозії для обробки прісної води

Компанія-виробник	Торгова назва присадки	Форма поставки	Мінімальна робоча концентрація
Castrol Ltd. (England)	Castrol Solvex WT4 Castrol Solvex WT2	Порошок Рідина	3 кг / 1000 л 20 л / 1000 л
Drew Ameroid Marine (USA)	DEWT NC Liquidewt Maxiguard	Порошок Рідина Рідина	3,2 кг / 1000 л 8 л / 1000 л 16 л / 1000 л
Nalfloc Ltd. (England)	NALFLEET 9-108	Рідина	2,25 л / 1000 л
Rohm & Haas (France)	RD11 DIAPROSIM	Порошок	3 кг / 1000 л
Unitor Rochem (Norway)	Dieselguard NB Rocor NB Liquid	Порошок Рідина	3 кг / 1000 л 10 л / 1000 л

Vecom (Holland)	CWT Diesel QC2	Рідина	12 л / 1000 л
-----------------	----------------	--------	---------------

Сучасна хімічна водообробка за допомогою спеціальних інгібіторів ефективно уповільнює корозію, пом'якшує воду та повністю блокує утворення накипу на теплообмінних поверхнях.

За умови використання масляного охолодження поршнів їхня циркуляція об'єднується в одну систему із загальними насосами, фільтрами, маслоохолоджувачами та цистернами. Для охолодження і мащення застосовується однаковий сорт масла, який вибирається з умов забезпечення якісного мащення підшипників. Охолодження поршнів кожного циліндра контролюють по температурі і характеру потоку масла, що виходить з поршнів. Температура масла на виході з поршнів, щоб уникнути його інтенсивного окислення, не повинна перевищувати $55\text{ }^{\circ}\text{C}$. З цієї ж причини не слід зменшувати кількість прокачуємого масла на режимах малого ходу і зупиняти насос раніше ніж через 40 хвилин після зупинки двигуна.

Охолодження поршнів проводиться спільно з охолодженням циліндрів або відокремлено. В останньому випадку система охолодження поршнів складається з таких же елементів, що і система охолодження двигуна прісною водою. Поділ систем пояснюється різними температурними режимами при охолодженні циліндрів і поршнів, можливістю потрапляння масла в воду охолодження поршнів і забруднення поверхонь теплообміну циліндрів. Питома витрата води на систему охолодження поршня складає 6–8 л/кВт·год, тиск води 300...400 кПа, підведення води до поршнів здійснюється тільки за телескопічними трубами. Шарнірні труби не застосовуються через складність ущільнення шарнірних з'єднань.

Досвід показує, що і в сучасних телескопічних системах не вдається повністю усунути попадання масла в циркуляційну воду системи охолодження поршня. Попадання води в масло або масла в воду виключається при розташуванні телескопічних пристроїв поза картером двигуна. Умови

відведення тепла і надійність роботи телескопічних або шарнірних труб залежать від гідродинаміки руху рідини в рухомих каналах системи.

Для більшості систем при частоті обертання двигунів понад 70% номінальної в рухомих каналах або в порожнині головки поршня під впливом інерційного напору, що викликається прискоренням поршня, створюються умови для розриву потоку. При зміні знака прискорення поршня і відновленні суцільності виникає гідравлічний удар, що супроводжується різким підвищенням тиску до 1,5...1,8 МПа в підвідних трубах і до 0,15 МПа в відвідних. Виникаючі при цьому вібрації труб погіршують роботу ущільнень і викликають появу тріщин в трубах і порушення підведення охолоджуючої рідини до поршня.

Система заборотної води має ті ж теплообмінники, що і система прісної води, але в двигунах з наддувом доповнюється повітроохолоджувачами. Система охолодження заборотною водою забезпечується робочим і резервним насосами і одним портовим насосом. В системі охолодження заборотною водою встановлюється один насос, а резервування забезпечується резервним насосом прісної води. При цьому повинні бути передбачені заходи, що не допускають змішування заборотної і прісної води. В автоматизованих установках обов'язково є окремий резервний насос заборотної води.

За Правилами Регістру система повинна мати два кінгстона, бортовий і донний, що розташовані в машинному відділенні і з'єднані між собою. На судах частіше встановлюють три кінгстона — два бортових і донний. Кінгстони встановлюють безпосередньо на кінгстонних ящиках (коробках), закритих з боку води запобіжними ґратами від попадання сторонніх предметів, здатних перекрити приплив води в систему або заклинить кінгстон у відкритому положенні. Крім того, кінгстонні коробки забезпечені повітряними трубами і трубами для продування стисненим повітрям і обігріву парою.

На відміну від повітряних труб танків і цистерн повітряна труба кінгстонної коробки забезпечується клапаном, призначення якого —

перекрити надходження води в машинне відділення при пошкодженні повітряної труби. У безпосередній близькості від кінгстона встановлюється приймальний сітчастий фільтр для запобігання системи від забруднень, при цьому повинна бути передбачена можливість очищення фільтрів без припинення роботи охолоджуючих насосів.

Експлуатація кінгстонних коробок і фільтрів зводиться до продування коробок і чищення фільтрів, а також до обігріву коробок в льодових умовах. У льодових умовах слід уважно стежити за показаннями мановакуумметра, встановленого на всмоктуючій магістралі насоса, і за виходом води з повітряного краника на кришці фільтра. Збільшення вакууму і припинення витікання води свідчить про засмічення фільтра льодом. При виявленні засмічення фільтра слід перейти на інший кінгстон і очистити фільтр від льоду, попередньо закривши кінгстон і клапан після фільтра. Особливо уважно спостерігають за показаннями мановакуумметра і повітряного краника при плаванні в крижаній шугі, дрібному бітому льоду і при ході в баласті.

На багатьох судах, призначених для плавання в льодових умовах, система заборотної води з'єднується з баластною через баластний або портовий насос заборотної води. Це забезпечує охолодження води і масла шляхом перекачування води з носових танків в кормові і навпаки. Так як температура води в танках при плаванні в льоді низька, то продуктивність баластного і навіть портового насоса охолодження виявляється достатньою для охолодження робочих рідин, циркулюючих в системах охолодження. Знаючи продуктивність насоса і ємність кожного танка, можна виробляти поперемінно перекачку води з танка в танк без зупинки і без виміру кількості води в танках. На суднах, призначених для плавання в льодових умовах, іноді передбачається рециркуляція заборотної води. Практика експлуатації систем з рециркуляцією показує, що найкращий ефект досягається при з'єднанні трубопроводу відходної заборотної води з кінгстонною коробкою.

2.4. Особливості застосування системи охолодження суднового двигуна MAN B&W 6S50ME-B судна «STI CAMDEN»

Охолодження робочих середовищ на сучасних суднах може бути організовано в декількох конфігураціях, проте найбільш поширеним та ефективним варіантом є центральна система охолодження.

Головні переваги центральної схеми полягають у наявності лише одного великого теплообмінника (центрального охолоджувача), який безпосередньо контактує з агресивним морським середовищем і потребує капітального обслуговування. Усі інші локальні споживачі (маслоохолоджувачі, холодильники сорочок) охолоджуються чистою прісною водою внутрішнього контуру. Це дозволяє виготовляти їх зі значно дешевших конструкційних матеріалів, мінімізує довжину некорозійних титанових трубопроводів, спрощує сервісний сервіс та розширює можливості для вторинної утилізації теплової енергії.

Основними недоліками центральної архітектури є необхідність встановлення трьох незалежних груп насосних агрегатів (забортної води, низькотемпературного прісного контуру та високотемпературного контуру сорочок), що дещо підвищує первісну капітальну вартість системи. Схему центрального охолодження двигуна MAN B&W 6S50ME-B наведено на рис. 2.5.

Для унеможливлення ерозійного зносу трубних систем виробник обмежує граничні швидкості руху води на рівні 3,0 м / с для контурів сорочок сорочки, центральної системи прісної води та ліній забортного прокачування. При зміні кліматичних районів плавання автоматика повинна надійно утримувати температурний рівень у низькотемпературному прісному контурі на позначці не вище 36 °C за рахунок зміни продуктивності pomp. Загальну схему водяних контурів представлено на рис. 2.6.

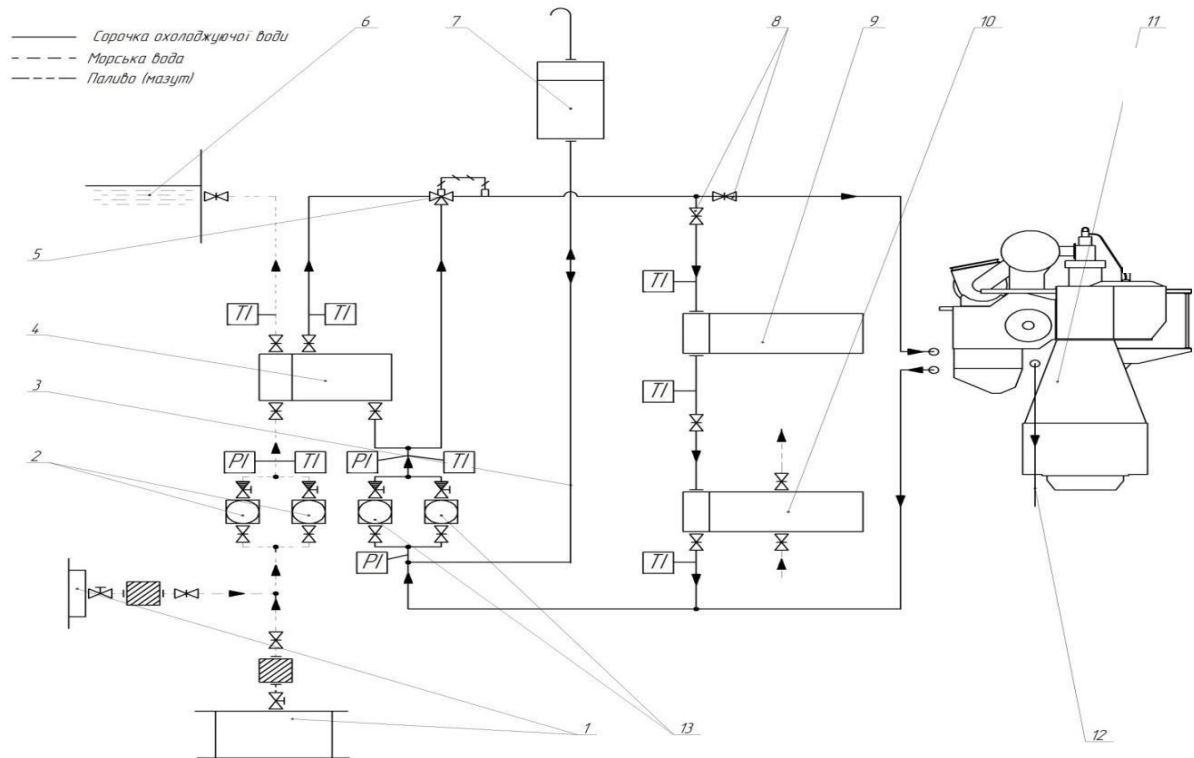


Рисунок 2.5 — Структурна схема центральної системи водяного охолодження двигуна: 1 — кінгстонний ящик; 2 — pompa морської води; 3 — магістраль забортного охолодження; 4 — центральний теплообмінник; 5 — триходовий терморегулятор; 6 — злив води за борт; 7 — розширювальний бачок; 8 — запірно-регулюючі клапани; 9 — маслоохолоджувач; 10 — холодильник прісної води сорочок; 11 — головний двигун; 12 — злив води після охолоджувача наддувочного повітря; 13 — насос низькотемпературного прісного контуру.

Прісна вода сорочок безперервно прокачується насосом 2 через блоки циліндрів та холодильник 4. Автоматичний триходовий клапан 3 на основі сигналів від датчика 8 на виході з ГД здійснює перерозподіл потоків між байпасом та охолоджувачем так, щоб температура блоку стабільно перебувала в межах 80...85 °С. Падіння температури нижче цієї межі є критичним, оскільки викликає миттєву конденсацію парів сірчаної кислоти на робочих поверхнях втулок, що різко прискорює їхній корозійний знос.

Локальна петля допоміжних двигунів забезпечує підтримання постійної температури 80 °С на їхньому виході. Для сепарації повітряних пробок у систему інтегровано циклонний деаератор 5. Компенсація температурних змін об'єму води реалізується розширювальним баком 6, обладнаним датчиками

граничних рівнів 19 та 20, а також блоком аварійно-попереджувальної сигналізації 9 на випадок інтенсивного пароутворення.

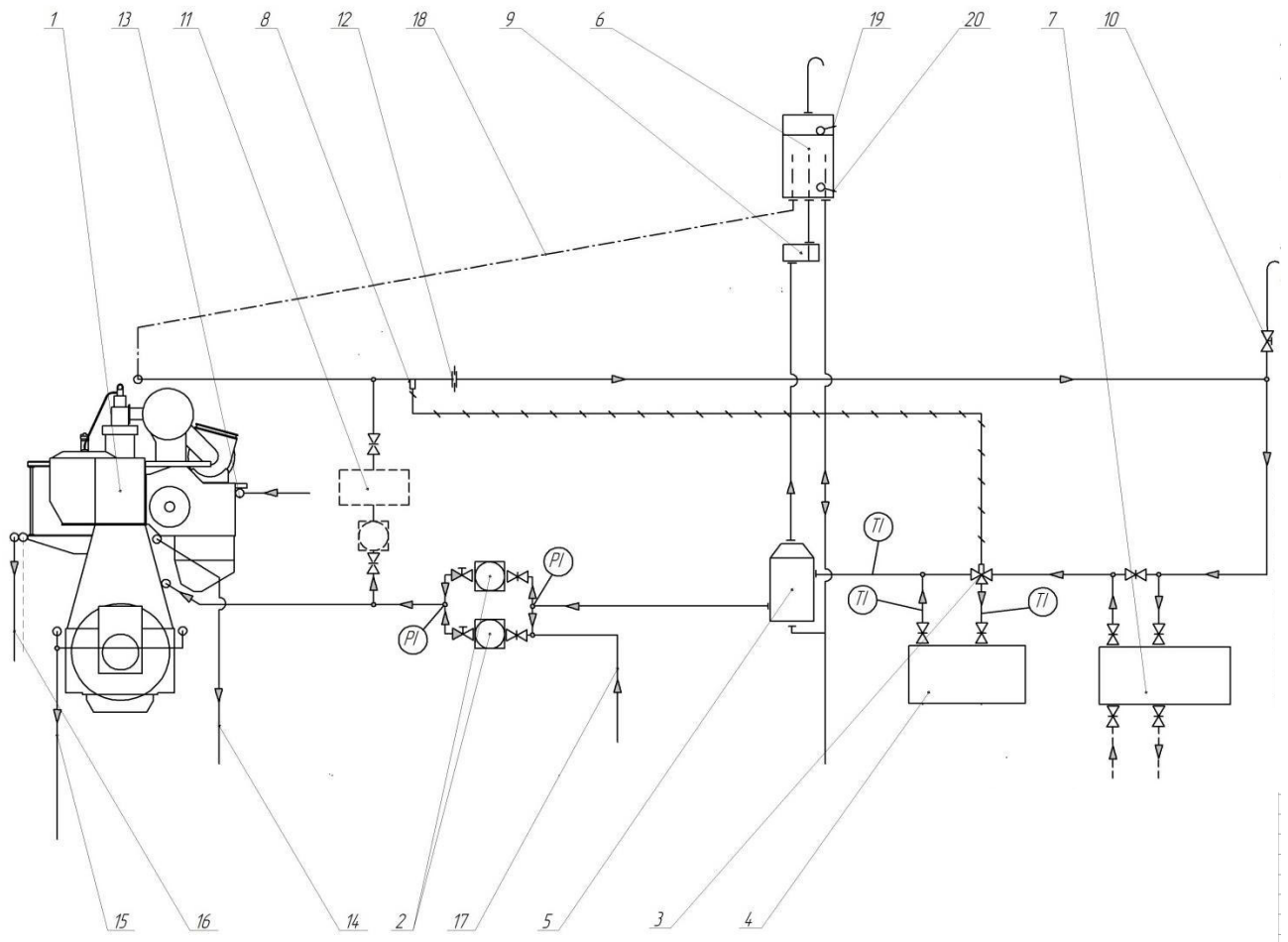


Рисунок 2.6 — Функціональна схема водяних контурів суднового дизеля: 1 — головний двигун; 2 — циркуляційний насос сорочок циліндрів; 3 — автоматичний термостат контуру сорочок; 4 — теплообмінник прісної води сорочок; 5 — деаераційний (циклонний) танк; 6 — розширювальний бак; 7 — утилізаційний генератор прісної води (опріснювач); 8 — сенсор температури; 9 — блок сигналізації; 10 — нормально закритий клапан; 11 — передпусковий бойлер-підігрівач; 12 — калібрувальна дросельна діафрагма; 13 — лінія миття турбокомпресора; 14 — переливний трубопровід; 15 — дренаж мийних відходів ТК у сладжеву цистерну; 16 — лінія зливу конденсату; 17 — лінія підживлення системи з танка; 18 — обвідний (перепускний) трубопровід; 19, 20 — сигналізатори граничного (високого й низького) рівня води в баку.

Під час стоянкових режимів у порту прогрів сорочок ГД здійснюється утилізаційним теплом гарячої води допоміжних дизель-генераторів за допомогою перемикання системи клапанів. При цьому напрямок руху

теплоносія змінюється на протилежний, а циркуляція забезпечується допоміжними помпами. Гаряча вода надходить безпосередньо у верхню зону сорочок ГД, після чого крізь вхідний патрубок прямує до стоянкового триходового термостата.

Оскільки в цьому режимі датчик контролює температуру на «холодній» ділянці, клапан повністю спрямовує потік в обхід холодильника сорочок безпосередньо на всмоктування стоянкових помп, забезпечуючи підтримання стабільної температури блока на рівні 80 °С. Допоміжні двигуни, що перебувають у резерві (режимі очікування), аналогічно автоматично підігріваються гарячою водою через систему клапанів.

Будь-які відхилення температурних параметрів не повинні бути наслідком похибок вимірювальних приладів чи заклинювання термостатів, через що всі елементи автоматики підлягають регулярній перевірці. Якщо температура води в сорочці окремого циліндра або всього двигуна досягає критичної позначки 90...100 °С, вахтовий інженер повинен негайно відкрити інспекційні (пробні) крани на виході з циліндрів для видалення пари.

2.5. Розрахунок основних елементів відцентрового циркуляційного насоса системи охолодження

Метою цього розрахунку є визначення конструктивних і технологічних параметрів відцентрової помпи низькотемпературного прісноводного контуру (*L.T. Cooling F.W. Pump*) моделі B125 VIC фірми Hyundai Mipo Dockyard CO., LTD (що встановлюється на суднах будівельних номерів H2451-2454, 2462-2465, 2476-2479, 2499/2500), та порівняння отриманих результатів із проектними специфікаціями (*Centrifugal Pump Data Sheet / Specification of Pumps*) [16].

Вихідні інженерні параметри насоса контуру охолодження:

1. Номінальна об'ємна подача: $Q = 97 \text{ м}^3/\text{год.} = 0,026944 \text{ м}^3/\text{с};$
2. Створюваний напір помпи: $H = 30 \text{ м};$
3. Номінальна частота обертання ротора: $n = 1750 \text{ хв}^{-1};$

4. Робоче середовище: хімічно оброблена прісна вода з густиною $\rho_v = 971,6 \text{ кг/м}^3$ (при робочій температурі $T_{cp} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$);
5. Кінематична в'язкість середовища: $\nu_v = 0.365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
6. Паспортні характеристики агрегату типу B125 VIC: діаметр крильчатки $D_2 = 320 \text{ мм}$, номінальний ККД $\eta_n = 83,5 \%$, потужність приводу $N = 18,5 \text{ кВт}$.
7. Допоміжні константи: прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, число $\pi = 3,1415927$.

Усі інші параметри насосу вибираємо з *Centrifugal Pump Data Sheet в Specification of Pumps* [16]. Розрахунок проводиться для проточних елементів робочого колеса (крильчатки) помпи. Загальний вигляд відцентрового циркуляційного насоса представлено на рис. 2.7.

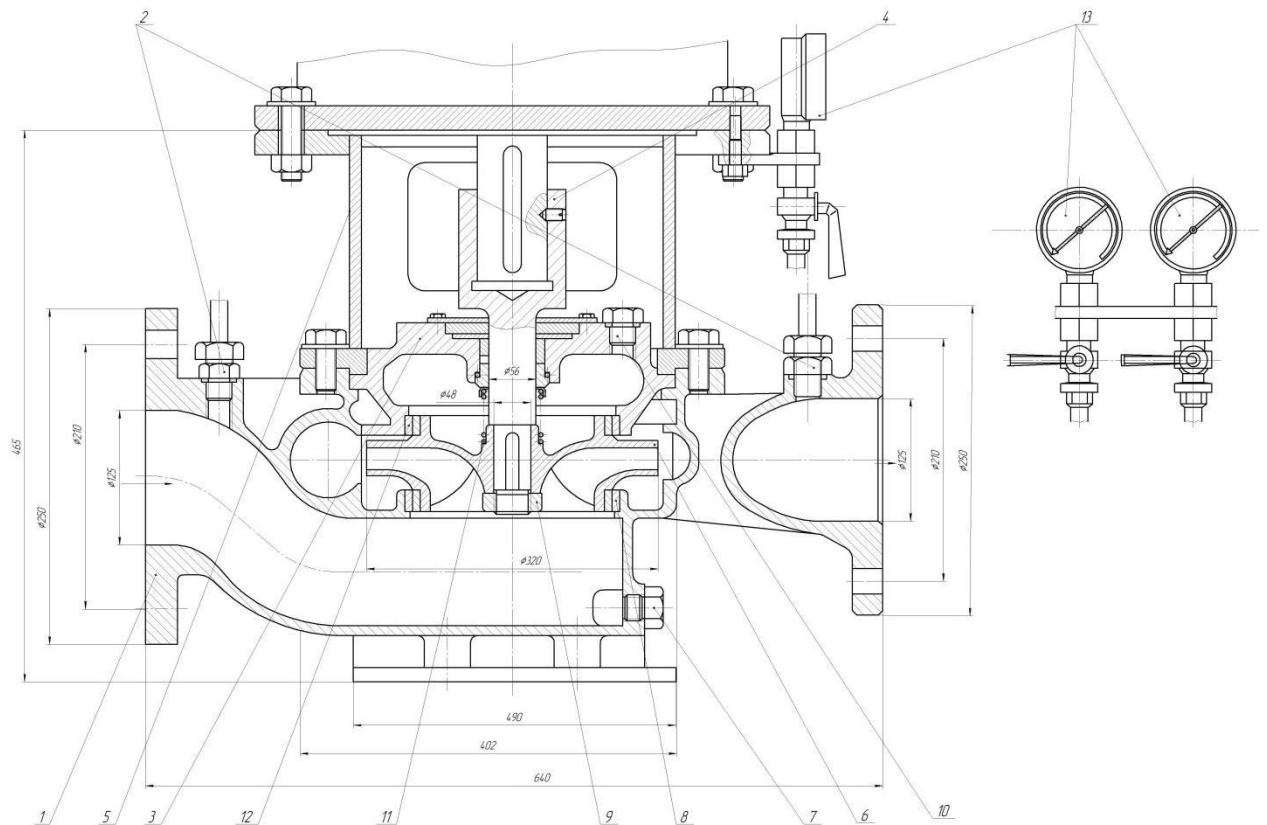


Рисунок 2.7 — Конструктивні елементи суднового відцентрового насоса типу B125 VIC: 1 — спіральний корпус (равлик); 2 — штуцери для підключення манометрів; 3 — корпус механічного ущільнення; 4 — з'єднувальна муфта; 5 — захисний кожух; 6 — робоче колесо (крильчатка); 7 — дренажна зливна пробка; 8 — переднє компенсаційне (щілинне) кільце; 9 — гайка кріплення крильчатки; 10 — фіксуючий гвинт; 11 — пружина

торцевого ущільнення; 12 — обойма щілинного ущільнення; 13 — датчики-манометри контролю перепаду тиску.

Розрахунок геометричних та гідродинамічних параметрів крильчатки

Визначаємо коефіцієнт швидкості робочого колеса n_s :

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{1750 \cdot \sqrt{0,026944}}{30^{3/4}} = 81,7958$$

Розрахункова продуктивність помпи Q_p з урахуванням коефіцієнта об'ємних втрат крізь щілинні ущільнення (для цього класу насосів об'ємний ККД приймається в межах $n_v \approx 0,9 \dots 0,98$, приймаємо $n_v = 0,97$):

$$Q_{расч} = \frac{Q}{\eta_v}$$

$$Q_{розрах.} = \frac{0,026944}{0,965} = 0,0279 \text{ м}^3/\text{с}$$

Приведений вхідний діаметр робочого колеса $D_{1пр}$ при коефіцієнті входу для перших ступенів $K_{вх} = 4,3$:

$$D_{1 пр.} = K_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{розрах.}}{n}} = 4,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,279}{\frac{1750}{60}}} = 0,423 \text{ м}$$

Обчислюємо орієнтовний гідравлічний ККД η_g , який враховує втрати напорю на тертя рідини в проточній частині $D_{1 пр.}$ підставляється в мм):

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}$$

$$\eta_g = 1 - \frac{0,42}{(\lg_{(108)} - 0,108)} = 0,931$$

Корисна гідравлічна потужність насоса $N_{кор}$:

$$N_{кор} = \rho_v \cdot g \cdot Q \cdot H = 0,026944 \cdot 971,6 \cdot 9,81 \cdot 30 = 7704,42 \text{ Вт}$$

$$= 7.7 \text{ кВт}$$

Споживана потужність на валу помпи $N_{\text{спож}}$ з урахуванням повного ККД насоса (η_H , $\eta = 83,5$):

$$N_{\text{спож}} = N_{\text{кор}} / \eta_H = 7702 / 0,835 = 9224 \text{ Вт} = 9,22 \text{ кВт}$$

Визначаємо мінімальний діаметр приводного вала d_v з умов міцності на кручення для консольних насосних агрегатів:

$$d_v = 120 - 130) \sqrt[3]{N_{\text{спож}} / \eta} = 125 \sqrt[3]{9,22 / 1750} \approx 21,7 \text{ мм}$$

З конструктивних міркувань та для забезпечення жорсткості ротора приймаємо діаметр вала під захисною гільзою $d_v = 30 \text{ мм}$. Тоді зовнішній діаметр маточини (втулки) робочого колеса становить:

$$d_{\text{вт}} = 1,4 \cdot d_v = 1,4 \cdot 30 = 42 \text{ мм} = 0,042 \text{ м}$$

Діаметр вхідного отвору (зіва) крильчатки D_0 :

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{лп}}^2 + d_{\text{вм}}^2}$$

$$D_0 = \sqrt{0,423^2 + 0,042^2} = 0,425 \text{ м}$$

Попередній розрахунковий діаметр робочого колеса D_2 за емпіричною залежністю для швидкості $n_s \leq 100$:

$$D_2 = 9,35 \cdot 1000 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = 9,35 \cdot 1000 \cdot \frac{\sqrt{30}}{1750} = 0,292 \text{ м} = 292 \text{ мм}$$

Орієнтовна ширина вихідного перерізу крильчатки b_2 :

$$b_2 = 1,5 \dots 2,0 / n_s \cdot D_2 = 1,75 \cdot 81,95 \cdot 0,292 = 0,0062 \text{ м} = 6,2 \text{ мм}$$

Середня швидкість теплоносія на вході в робочу камеру C_0 :

$$C_0 = \frac{4 \cdot Q_p}{3,14 \cdot D_{21\text{пр}}} = \frac{4 \cdot 0,0279}{3,14 \cdot 0,423} = 0,198 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Діаметр початку лопаток на вході D_1 :

$$D_1 = (1,02 \dots 1,05) \cdot D_0 = 1,03 \cdot 0,425 \approx 0,437 \text{ м}$$

Радіальна (витратна) складова абсолютної швидкості потоку на вході на лопатки C_{r1} з урахуванням коефіцієнта стеснення потоку лопатками ($\psi_1 = 0,85$):

$$C_{r1} = C_0 / \psi_1 = 0,198 / 0,85 \approx 0,233 \text{ м/с}$$

Колові швидкості крильчатки:

- на вхідному діаметрі D_1 :

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,437 \cdot 1750}{60} = 40,04 \text{ м/с}$$

- на попередньому вихідному діаметрі D_2 :

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,292 \cdot 1750}{60} = 26,75 \text{ м/с}$$

Кут набігання потоку на вхідні кромки лопаток β_1 :

$$\lg \beta_1 = C_{r1} / U_1 = 0,233 / 40,04 \approx 0,00582 \rightarrow \beta_1 \approx 0,33^\circ$$

Конструктивний кут встановлення лопаток на вході $\beta_{л1}$ з урахуванням оптимального кута атаки ($i_1 = 7^\circ$):

$$\beta_{л1} = \beta_1 + i_1 = 0,33^\circ + 7^\circ = 7,33^\circ$$

Для коефіцієнта швидкохідності $n_s = 81,95$ за рекомендаціями приймаємо конструктивний кут встановлення лопаток на виході з колеса $\beta_{л2} = 28^\circ$.

Кількість лопаток робочого колеса $z_{л}$ для литих крильчаток ($K = 6,5$):

$$z_{л} = K \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_{л2} + \beta_{л1}}{2}\right),$$

$$z_{л} = 6,5 \cdot \frac{0,292 + 0,437}{0,292 - 0,437} \cdot \sin\left(\frac{7,33^\circ + 28^\circ}{2}\right) \rightarrow z_{л} = 6 \text{ шт.}$$

Стеснення потоку лопатками на виході (коефіцієнт закручування ψ_2) при товщині литої лопатки $\delta_2 = 4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$:

$$\psi_2 = 1 - (z_{л} \cdot \delta_2 / 3,14 \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{л2}) = 1 - (6 \cdot 0,004 / 3,1415927 \cdot 0,292 \cdot 28^\circ) = 0,944$$

Витратна (радіальна) складова абсолютної швидкості на виході C_{r2} (при відношенні $C_{r2}/C_{r1} = 0,95$):

$$C_{r2} = C_{r1} \cdot 0,95 = 0,233 \cdot 0,95 \approx 0,221 \text{ м/с}$$

Теоретичний напір помпи H_T через гідравлічний ККД:

$$H_T = H / \eta_g = 30 / 0,931 \approx 32,22 \text{ м}$$

Теоретичний напір для нескінченної кількості лопаток H_{∞} за формулою К. Пфлейдерера (при коефіцієнті зменшення напору $\mu = 0,18$):

$$H_{\infty} = H \cdot (1 + \mu) = 32,22 \cdot (1 + 0,18) \approx 38,02 \text{ м}$$

Уточнене значення колової швидкості на виході U_2 за умови відсутності закрутки на вході ($C_u = 0$):

$$U_2 = \sqrt{g \cdot H_{\infty} / (1 - C_{r2} / (U_2 \cdot \tan \beta_{\lambda 2}))} \rightarrow \text{числовим методом отримуємо } U_2 \approx 19,82 \text{ м/с}$$

Оскільки уточнена швидкість відрізняється від попередньої емпіричної, виконуємо фінальне коригування геометричних розмірів проточної частини.

Уточнене значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 :

$$D_2 = 60 \cdot U_2 / \pi \cdot n = 60 \cdot 19,82 / 3,1415927 \cdot 1750 \approx 0,216 \text{ м} = 216 \text{ мм}$$

Уточнене значення вихідної ширини крильчатки b_2 :

$$b_2 = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{r2} \cdot \psi_2}$$

$$b_2 = \frac{0,02777}{3,14 \cdot 0,216 \cdot 0,221 \cdot 0,944} \approx 0,196 \text{ м} = 196 \text{ мм}$$

Колова складова абсолютної швидкості рідини на виході C_{u2} :

$$C_{u2} = U_2 - C_{r2} / \tan \beta_{\lambda 2} = 19,82 - 0,221 / \tan 28 \approx 19,40 \text{ м/с}$$

Кут виходу потоку в абсолютному русі α_2 :

$$\tan \alpha_2 = C_{r2} / C_{u2} = 0,221 / 19,40 \approx 0,0114 \rightarrow \alpha_2 \approx 0,65^\circ$$

Безрозмірний коефіцієнт корисного напору ψ_2 (для швидкохідності $n_s = 81,95$ відповідає обмеженням):

$$\psi_{\Pi} = g \cdot H / U_2^2 = 9,81 \cdot 30 / 19,82^2 \approx 0,75$$

Коефіцієнт продуктивності Φ :

$$\Phi = C_{r2} / U_2 = 0,221 / 19,82 \approx 0,011$$

Розрахунок геометрії лопатки в радіальній площині:

- радіус середньої лінії лопаті R_{λ} :

$$R_{\lambda} = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 \cdot (R_2 \cdot \cos \beta_{\lambda 2} - R_1 \cdot \cos \beta_{\lambda 1})};$$

$$R_{\text{л}} = \frac{0,216^2 - 0,437^2}{2 \cdot (0,216 \cdot \cos 28^\circ - 0,437 \cdot \cos 7,33^\circ)} \approx 0,298\text{м}$$

- радіус центрів кіл лопаток $R_{\text{ц}}$:

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_2^2 + R_{\text{л}}^2 - 2 \cdot R_2 \cdot R_{\text{л}} \cdot \cos \beta_{\text{л}2}}$$

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{0,1235^2 + 0,112^2 - 2 \cdot 0,1235 \cdot 0,112 \cdot \cos 25} = 0,212\text{м}$$

В результаті проведеного теплотехнічного та конструктивного розрахунку визначено геометричні й технологічні параметри відцентрової помпи *L.T. Cooling F.W. Pump* моделі B125 VIC фірми Hyundai Mipo Dockyard CO., LTD.

Порівняльний аналіз отриманих результатів із фактичними кресленнями специфікації (*Centrifugal Pump Data Sheet*) показав, що реальні геометричні розміри основних деталей (корпусу, вала, маточини) перевищують теоретичні розрахункові значення в 1,5...3 рази. Ця розбіжність обумовлена суто конструктивними вимогами виробника щодо забезпечення високої механічної жорсткості корпусу, міцності вала на згин від динамічних зусиль та підвищення загального експлуатаційного ресурсу суднового обладнання.

Перевірочний розрахунок підтвердив, що при середньому коефіцієнті експлуатаційного запасу 1,1 розрахункова продуктивність помпи надійно забезпечується на рівні заданих проектних значень 97 м³/год із напірними характеристиками 30 м при штатній частоті обертання електродвигуна 1750 хв⁻¹ та номінальній потужності приводу 18,5 кВт.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ОРГАНІЗАЦІЯ РЕМОНТУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА MAN B&W 6S50ME-B НА СУДНІ «STI CAMDEN»

3.1. Особливості конструктивного виконання та експлуатації елементів водоохолоджувального контуру дизеля MAN B&W 6S50ME-B

Для забезпечення циркуляції робочих середовищ у суднових контурах охолодження застосовують відцентрові насосні агрегати. Вони відзначаються спрощеною конструкцією, високими показниками ККД та не створюють перешкод для гравітаційного зливу рідини під час осушення системи. Штатна схема передбачає наявність одного робочого та одного загального резервного насоса для обслуговування прісноводного й забортного трактів. На суднах із високим рівнем автоматизації встановлення окремого автономного дублюючого насоса прісної води є обов'язковою вимогою Класифікаційного Товариства.

Стабілізація температурного стану деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) реалізується за допомогою одного з двох відцентрових насосів із власним електроприводом. Вони забезпечують безперервне подавання прісного теплоносія до сорочок циліндрів, дефлекторів, кришок та корпусів вихлопних клапанів. Для інтенсифікації теплообміну у верхніх буртах циліндрових втулок, кришках та сідлах клапанів виконано систему спеціальних інженерних свердлін (каналів).

У процесі технічного використання відцентрового насосного обладнання вахтовий персонал повинен суворо дотримуватися затверджених регламентів сервісного обслуговування. Ключовою вимогою є постійне заповнення проточної частини рідиною. Поява повітряних кишень або пробок усередині раглика помпа є неприпустимою; у разі їх виникнення повітря негайно стравлюють через повітряні клапани. Вахтовий інженер зобов'язаний контролювати інтенсивність дренажу з інспекційного отвору торцевого

ущільнення, перевіряти надійність болтових кріплень станини, оцінювати рівень вібрації та акустичний фон. Параметри тиску й температури в контурі підлягають регулярній фіксації за показаннями штатних КВП.

Конструктивна простота відцентрових pomp суттєво полегшує їхній технічний менеджмент, який під час ходової ваhti зводиться до візуального моніторингу, планової заміни сальникових або торцевих ущільнень, а також до періодичної ревізії підшипникових вузлів, робочих коліс (крильчаток), приводних валів та еластичних елементів з'єднувальних муфт.

Запуск насосного агрегату виконують при повністю відкритій запірній арматурі на лінії всмоктування та закритому (або ледь причиненому) нагнітальному клапані. Після виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання клапан нагнітання плавно відкривають, виводячи помпу на штатний режим роботи. Критеріями досягнення проектної продуктивності є стабілізація тиску в напірному колекторі та нормалізація температурного перепаду на вході й виході з дизеля. Перед пуском насоса після тривалого періоду бездіяльності слід видалити повітря з його корпусу за допомогою пробного крана, а також повернути ротор вручну. Це дозволяє переконатися, що вал не затиснутий сальниковим ущільненням і обертається вільно, без заїдань. Окрім візуального огляду, необхідно контролювати навантаження електродвигуна за амперметром на щиті керування. Зростання сили струму за інших рівних умов сигналізує про підвищене механічне тертя у підшипниках чи деталях ущільнення, тоді як аномальне падіння струму вказує на зрив потоку (кавітацію) або руйнування лопатей робочого колеса. Загальну схему відцентрової помпи представлено на рис. 3.1 а.

Забортні насоси розташовують у машинному приміщенні нижче конструктивної ватерлінії. Таке просторове розміщення гарантує безперебійний забір води навіть при тривалому нахилі судна (крен до 15° та диферент до 5°).

Прийом морської води здійснюється через донний або бортовий кінгстонні ящики, які інтегровані в спільну магістраль, від якої

відгалужуються приймальні трубопроводи pomp. Зовнішні отвори боксів захищені щільними решітками, площа живого перерізу яких має щонайменше у 2,5 раза перевищувати внутрішній прохідний переріз кінгстонів чи клінкетних засувок. Це дозволяє знизити швидкість вхідного струменя на решітках до безпечного рівня — не більше 0,5 м/с. Для очищення від сміття та розтоплення крижаної шуги кожна кінгстонна коробка обладнується перфорованою трубною секцією, через яку подається гостра пара або стиснене повітря під тиском до 0,49 МПа. Повітря з верхніх точок видаляють за допомогою вентиляційних клапанів. Внутрішній огляд та очищення приймальних боксів виконують через інспекційні горловини (лази). Для нейтралізації гальванічної корозії у порожнинах ящиків монтують жертвні цинкові аноди (протектори). Конструкцію суднового фільтра забортної води представлено на рис. 3.1 б.

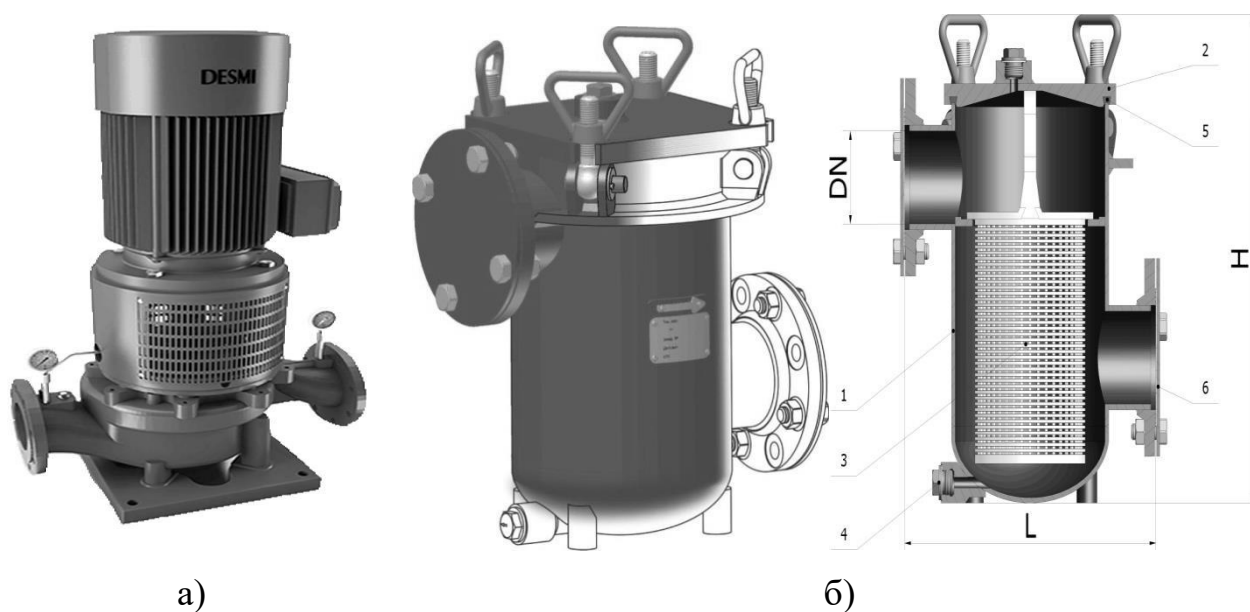


Рисунок 3.1 — Загальний вигляд відцентрового циркуляційного насоса (а) та суднового фільтра забортної води (б): 1 — литий корпус; 2 — знімна кришка; 3 — сітчастий фільтрувальний патрон (елемент); 4 — дренажна спускна пробка; 5 — ущільнювальна прокладка; 6 — запірна заглушка.

Нормативний термін служби сітчастих фільтрів до моменту першого заводського ремонту становить 2,5...10 років, а повний ресурс до списання варіюється в межах 5...25 років (що відповідає напрацюванню 12...60 тис. годин та 25...120 тис. годин відповідно).

Комплекс водяного охолодження судна об'єднує групу спеціалізованих теплообмінних апаратів: водомасляні (для стабілізації температури циркуляційного мастила дизеля), водо-водяні (для обслуговування замкненого контуру прісної води сорочок) та водоповітряні (для охолодження повітряного заряду після турбокомпресора).

Паралельно головній магістралі охолодження підключаються локальні теплообмінники, що забезпечують температурний режим газотурбінних нагнітачів, реверс-редукторних передач, форсуночного вузла та іншого допоміжного обладнання.

У сучасній суднобудівній практиці використовуються апарати трубчастого або пластинчастого типів. Регламентне обслуговування та ремонт цих пристроїв полягає в механічному або хімічному очищенні внутрішніх каналів від мулу та накипу, дефектації й заміні анодних пластин, а для трубчастих моделей — у глушінні або перевальцюванні пошкоджених трубок. За умов навігації в чистих океанських районах розкриття та ревізію водяних порожнин проводять за графіком не рідше одного разу на рік.

Ці роботи виконуються через інспекційні люки, на внутрішній поверхні яких зафіксовані цинкові протектори. Якщо знос анода за масою перевищує 50%, його негайно замінюють новим. Під час руху мілководдям чи у забруднених річкових акваторіях огляд теплообмінників проводять позачергово, орієнтуючись на стрімке зростання гідравлічного опору та падіння ефективності теплопередачі. Оскільки робочий тиск у контурі заборотної води завжди свідомо тримають нижчим, ніж у прісноводній системі, герметичність трубних пучків легко контролювати за інтенсивністю витоків (втрати рівня) прісної води. На судах необмеженого району плавання для забезпечення живучості СЕУ завжди встановлюють дубльовану пару охолоджувачів.

На сучасному флоті найбільше визнання здобули розбірні пластинчасті теплообмінні апарати (РПТО), які є найбільш ефективним інженерним рішенням у сфері суднової теплотехніки. Їхня конструкція та принцип дії

відзначаються високою практичністю. При стисканні пакета гофрованих пластин утворюється мережа каналів, якими циркулюють робочі середовища. Усі теплообмінні пластини в пакеті є ідентичними, але при збиранні кожна наступна повертається відносно попередньої на 180 градусів. Таке взаємне розташування формує сувору черговість «гарячих» і «холодних» каналів.

Рідини найчастіше рухаються назустріч одна одній (у протитоці), завдяки чому гарячий теплоносій ефективно віддає енергію через тонку металеву стінку. Щоб запобігти внутрішнім перетіканням та змішуванню середовищ, у зонах портів передбачено подвійне гумове ущільнення з контрольною канавкою. Блочно-модульна архітектура апарата дозволяє швидко модернізувати його (змінювати потужність шляхом додавання чи вилучення пластин) або проводити оперативний ремонт у разі пошкодження окремого ущільнення чи пластини (Рис. 3.2 а).

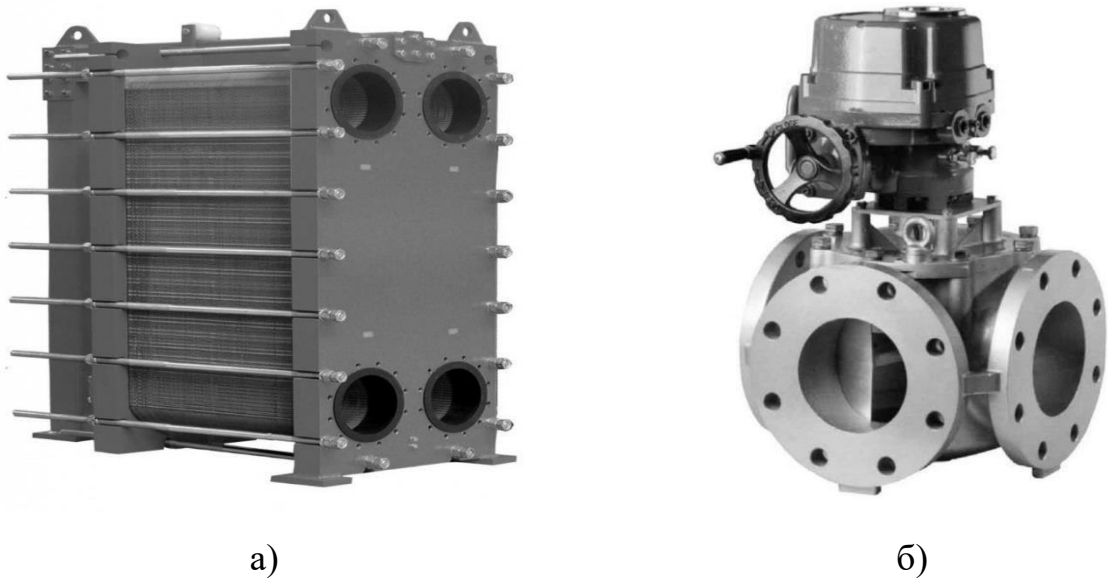


Рисунок 3.2 — Загальний вигляд розбірного пластинчастого теплообмінника (а) та триходового терморегулятора контуру охолодження (б)
До базових конструктивних вузлів РПТО належать:

1. Пакет теплообмінних пластин. Їхня кількість, геометрія рифлення та матеріальне виконання розраховуються під конкретну теплову програму. Залежно від хімічної агресивності середовищ, пластини штампують із хромонікелевих або хромонікельмолібденових

нержавіючих сталей, а для контурів із прямою циркуляцією морської води — з високоміцного титану.

2. Ущільнювальні прокладки. По периметру кожної пластини випресовано спеціальний фігурний паз для еластомерного ущільнення. Прокладки ізолюють канали, блокуючи витоки за борт та внутрішнє змішування рідин. Матеріалом для них слугує нітрильний каучук (NBR), етиленпропіленовий еластомер (EPDM) або фторкаучук (Viton), залежно від температурного режиму та робочого тиску.

3. Опорна рама. Складається з масивної нерухомої плити, рухомої притискної плити, верхньої і нижньої напрямних консолей та задньої стійки. Набір шпильок забезпечує рівномірне стягування пакета пластин між плитами до досягнення розрахункового монтажного розміру.

Суміжні пластини формують щілинні канали, в яких поперемінно рухаються гріюче та охолоджувальне середовища. Стабілізація теплового стану суднового дизеля полягає у прецизійному підтриманні постійної температури прісної води на виході з двигуна на всіх експлуатаційних режимах, що реалізується за допомогою автоматичних терморегуляторів.

Автоматичний регулятор температури (термостат) працює в парі з байпасним (обвідним) трубопроводом. Залежно від поточного теплового стану, клапан терморегулятора ділить потік: направляє потрібну частину гарячої води з сорочок двигуна до холодильника, а решту пускає в обхід. У змішувальному вузлі (або розширювальному баку) охолоджена та гаряча вода поєднуються, після чого теплоносій із оптимальною температурою знову подається помпою в сорочки циліндрів.

Залежно від проекту СЕУ, терморегулюючі клапани можуть здійснювати контроль на потоці всмоктування (керований впуск) або на потоці зливу (керований випуск). За умови однакових налаштувань чутливих елементів конфігурація системи не впливає на кінцеву температуру сорочок. При будь-якій схемі датчик термостата завжди омивається водою, що

виходить із двигуна, і саме цей параметр визначає положення виконавчого органу клапана. Схеми з керованим впуском вважаються більш стабільними, оскільки змішування гарячого байпасного потоку з охолодженою водою відбувається в буферній ємності безпосередньо перед насосом, що мінімізує температурні коливання в контурі.

Терморегулятори здійснюють кількісне або якісне регулювання потоків методами «розділення» або «змішування» і однаково успішно експлуатуються як у прісних, так і в солоноводних контурах (рис. 3.2 б). Виконавчі клапани налаштовані так, щоб температура на вході в охолоджувач наддувочного повітря та маслоохолоджувачі ні за яких умов не падала нижче 10 °С.

Графік планового технічного обслуговування вимагає демонтажу терморегулятора та повної перевірки працездатності його термоелементів кожні 7000 годин нальоту. Параметри спрацьовування задаються заводом-виробником під час виготовлення; будь-яке відновлення чи ремонт внутрішніх елементів (термостатів) у суднових умовах неможливі. У разі виявлення дефектів весь комплект термоелементів замінюють повністю. При повній відмові автоматики передбачено режим ручного керування: для примусового зниження температури необхідно повернути регульовальний важіль за годинниковою стрілкою. Проте такий режим є суто аварійним і тривала експлуатація на ньому заборонена.

Для демонтажу, дефектації або заміни компонентів терморегулятора виконують такий алгоритм дій: повністю осушують пов'язані ділянки трубопроводів; віддають гайки та відкручують фланцеві з'єднання підвідних магістралей; обережними обертальними рухами виймають корпус регулятора з посадочного місця; проводять ретельне промивання деталей з наступним продуванням стисненим повітрям; протирають внутрішні поверхні та перевіряють корпус на наявність пітингової або виразкової корозії.

Для верифікації працездатності термоелемента: пристрій занурюють у калібрувальну водяну ванну, температура якої на 15 °С перевищує номінальну

робочу точку, зазначену в паспорті; візуально контролюють рух штока — клапан повинен відкриватися плавно, без ривків, заїдань чи перекосів.

Під час зворотного збирання та монтажу терморегулятора на штатне місце всі гумові ущільнювальні кільця замінюють новими, а після запуску контуру систему ретельно перевіряють на герметичність під робочим тиском.

3.2. Регламент та загальні заходи з технічного обслуговування системи охолодження

Моніторинг стану охолоджувальних контурів та хімічний аналіз теплоносія проводяться за чітким часовим графіком. Усі результати вимірювань обов'язково заносять до машинного журналу для відстеження динаміки та тенденцій зміни параметрів води. За першої можливості (під час стоянок) внутрішні порожнини системи проглядають на наявність намулу, шламів та твердих відкладень.

Обов'язковій інспекції підлягають трубні секції, зарубашкові простори верхньої частини циліндрових втулок, кришки циліндрів та зони посадочних сидел випускних клапанів. Поява шламових відкладень зазвичай зумовлена забрудненням системи або деградацією цинкових гальванічних покриттів.

Практичний досвід показує, що використання оцинкованих труб у контурах прісної води часто призводить до зворотного ефекту: цинк активно кородує з утворенням великої кількості пластівчастого шламу, навіть за умови належного інгібування рідини. Окрім того, регулярне промивання контурів кислотними розчинами повністю руйнує цей захисний шар. Через це застосування оцинкованого прокату в прісноводних лініях СЕУ не рекомендується.

Відбір проб теплоносія для аналізу здійснюють щотижня виключно на працюючому двигуні. Воду беруть безпосередньо з робочого циркуляційного контуру (заборонено брати проби з розширювального бака чи застійних дренажних ліній). Хімічний стан води контролюють за допомогою суднової

міні-лабораторії, яка постачається виробником антикорозійних присадок. Обов'язковому контролю підлягають такі індикатори:

- Концентрація інгібітора. Падіння вмісту присадки нижче ліміту, встановленого хімлабораторією, різко підвищує ризик корозійного руйнування металу. Якщо виробник вказує робочий діапазон «від-до», концентрацію завжди намагаються утримувати біля верхньої межі.

- Водневий показник рН. При температурі 20 °С цей параметр має перебувати в межах 8,5...10. Зменшення рівня рН, що супроводжується зростанням концентрації сульфатів, сигналізує про прорив вихлопних газів у водяну сорочку через дефекти ущільнень або тріщини в кришці циліндра. Тимчасово підняти рН можна додаванням свіжої порції присадки, але у разі значних відхилень теплоносій підлягає повній заміні.

- Вміст хлоридів. Гранична норма становить 50 мг/л (ppm). У форс-мажорних обставинах допускається короткочасне зростання до 100 мг/л, але слід орієнтуватися на нормативи постачальника хімії. Збільшення концентрації хлористих солей сигналізує про внутрішні протікання забортної води через трубні пучки чи пластини холодильників. Таке підсолювання необхідно локалізувати та усунути за першої інженерної можливості.

Періодичність планового контролю та обслуговування контуру: щотижня — експрес-аналіз на борту судна; щоквартально — відбір та відправка проби для розширеного берегового лабораторного аналізу (контроль вмісту заліза, сульфатів, активних речовин та загальної мінералізації); щороку — повне спорожнення контуру, промивання та заповнення свіжою водою з введенням повної дози інгібіторів.

Кожні 4–5 років експлуатації (або після тривалої консервації судна), спираючись на дані дефектації, проводять комплексне генеральне очищення системи від оливних шламів, продуктів корозії та кальцієвого накипу з наступним заповненням кондиційною хімічно обробленою водою. Компенсація втрат здійснюється виключно дистилятом, отриманим із

суднового випарника. Після будь-яких ремонтних робіт (наприклад, після перебирання окремого циліндра) нову порцію інгібіторів вводять негайно.

Загальні інженерні рекомендації: Первинне очищення та промивання системи є обов'язковими передумовами перед першим введенням інгібітора в новий або відремонтований контур. Це гарантує формування однорідної захисної пасиваційної плівки на металі та оптимізує теплообмін. В умовах експлуатації очищення контуру повторюють кожні 4...5 років. Воно включає стадію лужного знежирення (видалення оливних конгломератів) та стадію кислотного травлення (руйнування іржі та водного каменю).

Реагенти для очищення: Спеціалізовані хімічні сполуки купують у сертифікованих брендів, які здійснюють повне технічний супровід та лабораторний моніторинг контурів (див. табл. 2.1). Інструкцій постачальників хімії слід дотримуватися беззастережно. Робочі розчини не повинні руйнувати структуру еластомерів, прокладок та торцевих ущільнень насосів. Перед застосуванням необхідно підтвердити сумісність хімії з усіма конструкційними матеріалами СЕУ. Заборонено засипати чи заливати концентровані очисні засоби безпосередньо в контур — їх попередньо повністю розчиняють у буферній ємності з водою. Для видалення замаслених відкладень використовують водні емульсії або слабкі лужні розчини. Застосування легкозаймистих рідин для промивання замкнених контурів суворо заборонено з міркувань пожежної безпеки.

3.2.1. Хімічні характеристики та вимоги до складу теплоносія

При підготовці води для заливання в систему приділяють особливу увагу її мінеральному складу, оскільки він безпосередньо впливає на надійність роботи ДВЗ. Вода є універсальним розчинником, тому в ній завжди присутні солі, луги, кислотні залишки, а також розчинені гази (кисень O_2 , азот N_2 , вуглекислота CO_2). Наявність у рідині розчинених солей кальцію та магнію визначає її жорсткість. Загальноприйнятою одиницею вимірювання є

міліграм-еквівалент солей на один літр води (мг-екв/л). Один такий еквівалент відповідає наявності в літрі води 20,04 мг іонів Ca або 12,16 мг іонів Mg.

Тимчасова (карбонатна) жорсткість обумовлена присутністю розчинних бікарбонатів кальцію $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ та магнію $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$. При термічному нагріванні ці сполуки нестабільні й розпадаються на практично нерозчинні карбонати, що випадають в осад (накип), та вільний вуглекислий газ, який видаляється в атмосферу. Постійна (некарбонатна) жорсткість залежить від наявності солей, які залишаються у розчиненому стані навіть при кип'ятінні, якщо їхня концентрація не перевищує межу насичення. До цієї групи належать сульфати й хлориди кальцію та магнію (CaSO_4 , CaCl_2 , MgSO_4). Загальна жорсткість води визначається як сума її карбонатної та некарбонатної складових.

Мінімальний вміст мінеральних солей має дощова (атмосферна) та дистильована вода. Розчинені гази є головними винуватцями активації процесів корозії, тоді як тверді солі утворюють на теплопередаючих поверхнях шар накипу, який має вкрай низький коефіцієнт теплопровідності. Через це водний камінь викликає локальний перегрів металу деталей ЦПГ, перевитрату палива й мастила, падіння ефективної потужності дизеля, прискорений механічний знос та появу термічних тріщин через значні внутрішні напруження. Попадання нафтопродуктів у водяний тракт є надзвичайно небезпечним: олива не лише погіршує теплопровідність накипу, а й провокує інтенсивне спінювання рідини з її подальшим викидом через дихальні труби розширювального бака.

За відсутності дистилату для заповнення внутрішніх контурів як компроміс дозволяється використовувати річкову або озерну воду після її попередньої підготовки. Пом'якшення води здійснюють методом хімічного осадження або пропусканням крізь іонообмінні фільтри. Найпростішим бортовим методом є тривале кип'ятіння (не менше 30 хвилин) з наступним відстоюванням та фільтрацією через дрібну сітку. Якщо пом'якшити воду неможливо, до неї додають спеціалізовані антинакипіни. На старіших типах

суден як антинакипіни використовували мильні розчини, емульсоли типу Е-2, хромпик $K_2Cr_2O_7$ чи оливи типу Shell Dromus Oil В. Ці реагенти не лише блокують ріст кристалів накипу, а й суттєво гальмують кавітаційну ерозію металу.

Дозування хромпіку залежить від вихідних параметрів рідини: за умов загальної жорсткості до 5,5 мг-екв/л в контур вводять 3 г речовини на літр води, а при жорсткості 5,5...9 мг-екв/л — 10 г/л. Хромпик є високотоксичною сполукою, тому робота з ним вимагає обов'язкового використання засобів індивідуального захисту (гумових рукавичок, респіратора або протигаза). Для двигунів із чавунними блоками часто застосовують трикомпонентну суміш: на 1 м³ води беруть 1,5 кг хромпіку, 2 кг нітрату натрію та 0,3 кг каустичної соди.

Для мінімізації електрохімічної (гальванічної) корозії у водяних порожнинах СЕУ монтують жертвні цинкові аноди. Протектори фіксують виключно за допомогою сталевих шпильок або болтів; використання кріплення з кольорових металів (латунь, бронза) суворо заборонено через ризик втрати електричного контакту. У міру розчинення анодні пластини замінюють новими під час планових перевірок.

3.2.2. Технологія видалення накипу з водяного контуру

Руйнування та видалення твердого накипу з внутрішніх поверхонь двигуна проводять за допомогою розчинів соляної кислоти (HCl). При взаємодії кислоти з карбонатами виділяється вуглекислий газ, який розпушує структуру водного каменю та відшаровує його від металу, а частина сполук переходить у розчинну форму і вимивається під час наступного промивання. Оскільки соляна кислота є надзвичайно агресивною до чорних і кольорових металів, до робочого розчину обов'язково додають інгібітори корозії — пасиватори (типу КС, «Антра», Ж-1 тощо). Пасиватори не впливають на швидкість розчинення накипу, але створюють захисний бар'єр на чистій поверхні металу, суттєво зменшуючи виділення токсичного кислотного туману та вибухонебезпечного водню.

Концентрація пасиватора становить 0,5...1,0 кг на кожні 100 літрів готового розчину. Наприклад, для приготування 200 л робочого розчину на основі соляної кислоти з питомою вагою 1,15 використовують таку пропорцію: на 100 л розчину припадає 14,7 л кислоти та 85,3 л дистильованої води. Відповідно, для отримання 200 л суміші необхідно відміряти 29,4 л кислотного концентрату, 170,6 л води та 1 кг сухого або рідкого пасиватора.

У точній кількості кислоти спочатку повністю розчиняють присадки-пасиватори. У дерев'яну або пластикову ємність (бочку) заливають розрахований об'єм води, і вже в неї тонкою цівкою поступово вливають кислоту. Готову суміш підігрівають до температури 70...80 °С та ретельно перемішують для інтенсифікації реакції. Перед початком хімічного травлення з двигуна знімають усі компоненти, які можуть постраждати від дії кислоти: датчики, контрольно-вимірювальні прилади, зливні крани, нарізні пробки та цинкові аноди, а також від'єднують суміжні трубопроводи. Усі відкриті отвори в блоці циліндрів, крім найвищого, глушать дерев'яними або пластиковими пробками. Через верхній патрубок за допомогою лійки систему заповнюють розчином. Під час травлення верхній отвір залишають відкритим для вільного виходу газів та пари. Якщо процедура проводиться безпосередньо в машинному відділенні, вмикають вентиляцію на максимальну потужність. Час травлення залежить від товщини та щільності шару відкладень.

Якщо через добу після заливання розчину виділення газу та утворення піни триває, процес травлення вважається незавершеним. У такому разі відпрацьовану рідину зливають і заповнюють контур свіжим розчином. Момент повного припинення газування та піноутворення свідчить про успішне завершення очищення. Після цього хімічний розчин повністю видаляють із двигуна, а сорочки промивають чистою прісною водою до нейтрального стану. Наявність залишків соляної кислоти у промивній воді контролюють за допомогою хімічного індикатора (метилоранжу). Промивання ведуть доти, доки індикатор при взаємодії зі стоком повністю перестане забарвлюватися в рожево-червоний колір. Графік проведення очищення

залежить від експлуатаційного температурного режиму та жорсткості води; видалення накипу рекомендується проводити, коли товщина шару досягає 1 мм.

При експлуатації двоконтурних (замкнених) систем накип також утворюється, хоча і значно повільніше, ніж у проточних контурах. Для видалення відкладень із закритих систем прісної води зазвичай застосовують безпечніші лужні розчини. Робочу суміш готують у пропорції: 1 кг кальцинованої соди та 0,5 л гасу на кожні 10 літрів води. Загальний об'єм розчину має повністю покривати весь контур охолодження. Після заповнення системи лужною сумішшю запускають двигун, який прогрівають на малих обертах протягом 10...15 хвилин. Після цього дизель зупиняють, а розчин залишають всередині сорочок на 10...12 годин для розм'якшення відкладень. Після закінчення цього часу двигун знову запускають на малі оберти на 5...10 хвилин, після чого глушать і негайно, поки рідина гаряча, зливають весь об'єм разом із брудом.

Для фінального очищення контур заповнюють чистою прісною водою, прокручують двигун протягом 15...20 хвилин, після чого воду повністю зливають. Після завершення промивання систему заповнюють штатним дистиллятом із додаванням повного пакета антикорозійних присадок згідно з інструкцією виробника. Водно-водяні та маслоохолоджувачі промивають за аналогічною лужною технологією. Після демонтажу та розбирання теплообмінника пакет пластин або трубний пучок занурюють у мийну ванну на 10...15 хвилин, після чого поверхні охолоджувача промивають у прісній воді й перевіряють методом опресування на герметичність.

3.3. Технічне обслуговування та організація ремонту відцентрового циркуляційного насоса

Судновий циркуляційний агрегат відцентрового типу має видовжену конструкцію корпусу, що об'єднує вхідний і вихідний патрубки, опорно-привідну частину, приводний вал, проточну камеру та робоче колесо

(крильчатку) з профільованими лопатями. Умовний діаметр робочих патрубків становить не менше 100 мм, що значно полегшує виконання розбирально-складальних операцій та дефектації деталей. Для максимізації відцентрової сили лопаті крильчатки мають фігурний профіль із вигином у бік, протилежний до напрямку обертання ротора помпи.

У робочому режимі високошвидкісне обертання крильчатки створює динамічне розрідження в центральній зоні камери, внаслідок чого теплоносії безперервно всмоктується через вхідний патрубок. Під дією кінетичної енергії обертання рідина відкидається лопатями до периферійних стінок спірального корпусу (равлика), де кінетична енергія переходить в потенційну енергію тиску. Під цим надлишковим тиском вода виштовхується в напірну магістраль СЕУ. Постійний рух рідини створює безперервний цикл циркуляції теплоносія по контурах охолодження дизеля.

Технічний регламент зобов'язує проводити повний демонтаж, дефектацію деталей та перевірочні випробування відцентрової помпи після кожних 15 000 годин експлуатації агрегату. Схематичне зображення основних етапів сервісного обслуговування та розбирання насосного вузла представлено на рис. 3.3. При виборі обладнання критично важливо, щоб технічні характеристики та об'ємна подача помпи строго відповідали параметрам гідравлічного опору контуру охолодження двигуна MAN B&W. Значне перевищення номінальної продуктивності насоса над пропускною здатністю системи створює небезпеку зриву потоку та переходу помпи в режим сухого тертя.

Експлуатація відцентрового обладнання вимагає дотримання кількох обов'язкових інженерних правил, які дозволяють максимізувати безвідмовність агрегату:

- Категорична заборона сухого пуску. Запуск насосного агрегату за відсутності рідини в його робочій камері є неприпустимим, оскільки це призводить до миттєвого теплового руйнування торцевого ущільнення та заклинювання опорних вузлів. Для утримання стовпа води в системі перед

пуском проточну частину примусово заливають теплоносієм, а на всмоктувальній лінії встановлюють незворотний клапан.

- Захист від абразивного зносу. Потрапляння в робочу камеру сторонніх включень (піску, продуктів корозії) викликає ерозійне руйнування лопатей та корпусу. Захист забезпечується монтажем сітчастого фільтра грубого очищення на всмоктувальному патрубку.

- Попередження статичного окислення. Якщо відцентровий насос перебуває в тривалому резерві, його необхідно вмикати за графіком щонайменше один раз на місяць на 15 хвилин для запобігання закисанню рухомих деталей та окисленню поверхонь вала.

- Контроль робочої точки. Експлуатація помпи з суттєвим відхиленням фактичної подачі від рекомендованої паспортної зони призводить до виникнення підвищених радіальних навантажень на вал, кавітаційного зносу крильчатки та прискореної деградації підшипників. До аналогічних поломок призводить і недотримання температурного режиму води, що перекачується.

Класифікація типових несправностей відцентрових pomp та методи їх усунення:

1. *Руйнування плавкого запобіжника у колі керування.* Виникає внаслідок нестабільності напруги або стрибків струму в судновий мережі. Несправність усувається заміною запобіжника після попередньої перевірки параметрів живлення.

2. *Електродвигун працює (гуде), але подача рідини відсутня.* Найбільш поширеною причиною є закисання або окислення поверхонь ротора та вала під час простою. Алгоритм усунення дефекту включає: повне відключення агрегату від головного розподільного щита, осушення проточної камери та від'єднання трубопроводів; демонтаж болтових кріплень корпусу та виймання ротора в зборі з крильчаткою. Поверхні очищають від оксидів, змащують спеціальними сумішами та збирають у зворотному порядку з перевіркою вільного обертання.

3. *Блокування вала сторонніми предметами.* Виникає при пошкодженні захисних сіток фільтра. Потребує розбирання ралика помпа, видалення бруду та відновлення цілісності фільтрувальних елементів.

4. *Відсутність живлення на робочих клемах.* Напругу на всіх ділянках силового кабелю перевіряють тестером, за потреби дефектні клемні колодки або пошкоджені кабельні лінії замінюють новими.

5. *Короткочасний запуск із наступною раптовою зупинкою.* Свідчить про наявність твердих відкладень або накипу у зазорі між статором і ротором. Потребує повного розбирання двигуна з очищенням робочих поверхонь.

6. *Підвищений акустичний шум під час роботи.* Головною причиною є наявність повітряних пробок у системі. Повітря з всмоктувальних ліній необхідно негайно видалити через повітряні вентиля, оскільки робота в умовах повітряних кишень призводить до кавітаційного руйнування металу лопатей.

7. *Висока вібрація в поєднанні зі звуком сухого тертя.* Вказує на недостатній підпір рідини на всмоктуванні (насос працює в режимі «голодування»). Слід перевірити прохідний переріз магістралі або замінити помпу на менш потужну модель. Якщо вібрація супроводжується радіальним биттям вала — причиною є граничний знос опорних підшипників, які підлягають заміні після розбирання корпусу.

Усі відновлювальні роботи виконуються силами машинної команди або залученими сервісними інженерами. Перед початком демонтажу відцентрової помпи виконують такі підготовчі операції (рис. 3.3): циркуляційний контур переводять на роботу від резервного чи аварійного насосного агрегату; повністю перекривають запірну арматуру та дренують воду з патрубків помпи; від'єднують фланцеві з'єднання трубопроводів системи охолодження від корпусу; роз'єднують напівмуфти приводу, знімають кріпильні болти станини та демонтують насос із фундаменту (Рис. 3.3 а, б); знімають елементи з'єднувальної муфти з вала та проводять дефектацію їхніх робочих поверхонь

на предмет механічного зносу або тріщин (за наявності дефектів еластичні вставки замінюють).

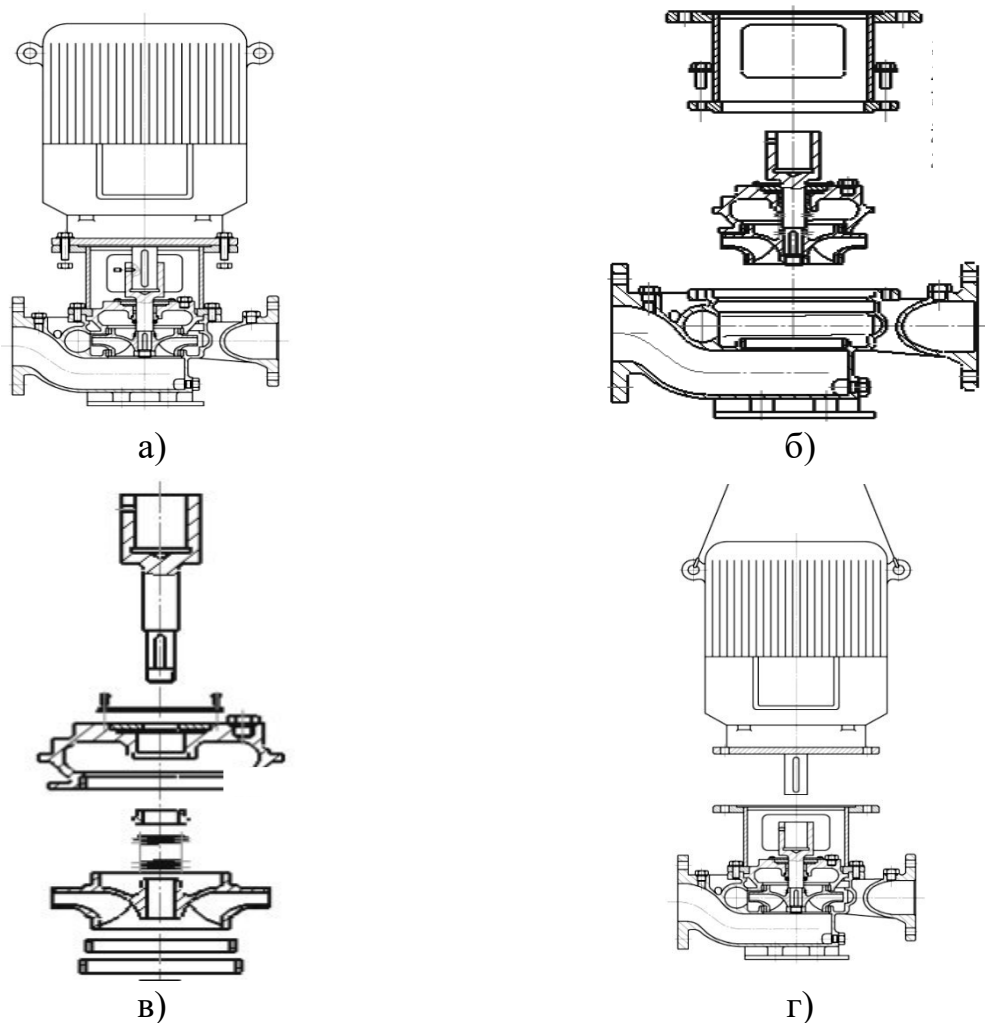


Рисунок 3.3 — Основні операції технічного обслуговування і ремонту циркуляційного відцентрового насоса системи охолодження суднового двигуна: а) демонтаж двигуна циркуляційного насоса; б) демонтаж нагнітальної частини циркуляційного насоса; в) розбирання привідної частини циркуляційного насоса; г) монтаж електродвигуна циркуляційного насоса.

Після демонтажу помпи на її деталі наносять складальні мітки, що фіксують взаємне розташування передньої кришки та равлика. Знімають передню кришку, віддають фіксуючу гайку робочого колеса та знімають стопорну шайбу. За допомогою спеціального гвинтового знімача крильчатку акуратно знімають із конуса вала, після чого демонтують компоненти механічного (торцевого) ущільнення. Далі віддають задню кришку корпусу та виймають ущільнювальні кільця. Привідний вал випресовують (вибивають) із підшипникових гнізд за допомогою молотка та виколотки з м'якого

кольорового металу (міді, бронзи або алюмінію), щоб унеможливити пошкодження центрових отворів та нарізі.

Після повного розбирання всі деталі промивають у гасі та піддають дефектації. Робоче колесо візуально оглядають на наявність тріщин та кавітаційних раковин; при глибоких пошкодженнях лопатей крильчатку замінюють. Інспектують дренажні та розвантажувальні отвори в корпусі — вони мають бути чистими, без замулювання. Посадочні місця підшипників ковзання ретельно зачищають. Збирання помпи проводять у зворотній послідовності: встановлюють вал у корпус (використовуючи інструмент із м'якими губками), фіксують задню кришку за мітками. Перед монтажем крильчатки перевіряють точність її прилягання до конусного посадочного місця вала та встановлюють новий комплект торцевого ущільнення. Робоче колесо для забезпечення щільного натягу попередньо нагрівають до температури не більше 200 °С, монтують на вал і затягують гайку кріплення з нормованим зусиллям 90 Нм, фіксуючи контргайку за допомогою анаеробного фіксатора нарізі (Loctite). Встановлюють передню кришку, змонтовану помпу з'єднують із електродвигуном (Рис. 3.3 в, г), підключають трубопроводи, заповнюють контур водою та перевіряють систему на герметичність під робочим тиском.

3.4. Особливості ремонту відцентрового циркуляційного насоса системи охолодження

Перед початком ремонтних маніпуляцій з помпи знімають захисні кожухи, від'єднують імпульсні трубки манометрів та датчиків температури, а вільні фланці трубопроводів глушать інвентарними заглушками. На торцевих ділянках валів встановлюють спеціальні індикаторні пристосування для перевірки центрування напівмуфт. Гранично допустиме паралельне зміщення осей у вертикальній та горизонтальній площинах не повинно перевищувати 0,5 мм, а допустиме кутове відхилення (злам осей) становить $\pm 0,12 \text{ мм}$ на 1000 мм довжини. Величину осьового люфту (розбігу) ротора

вимірюють індикатором годинникового типу з ціною поділки 0,02 мм; цей параметр має перебувати в межах 0,2...0,3 мм.

Для демонтажу опорно-упорного підшипникового вузла віддають гайки, зміщують уздовж вала ущільнювальний фланець сальника та виймають відпрацьовану набивку. Після цього знімають торцеву та верхню кришки корпусу підшипника. Величину зазору (натягу) в опорній частині контролюють методом свинцевих відбитків за допомогою м'якого дроту; мінімальний натяг має становити 0,03 мм.

За допомогою пластинчастого щупа вимірюють радіальні зазори в масляних ущільненнях корпусу підшипника, де нормативне значення має становити 0,380...0,495 мм. Після зняття верхнього вкладиша перевіряють величину верхнього та бічних зазорів опорного підшипника на валу: верхній зазор має становити 0,10...0,16 мм, бічний — 0,05...0,08 мм. Торцеве биття упорного диска контролюють за допомогою двох індикаторів годинникового типу; гранично допустиме биття становить 0,02 мм.

Демонтаж упорного диска виконують за допомогою рим-болтів. У разі прикипання деталі до вала допускається її демонтаж із застосуванням інтенсивного локального підігріву газовим пальником або паяльною лампою до температури 100...110 °С (при цьому сам вал необхідно захищати від нагрівання для запобігання термічним деформаціям). Після зняття внутрішнього кільця підшипника вал ротора піднімають та виймають нижній вкладиш опорного підшипника шляхом його провертання навколо осі вала на 180° (при цьому максимальна висота підйому вала не повинна перевищувати 0,3 мм).

Для демонтажу другого опорного підшипника знімають верхню кришку його корпусу. Методом свинцевих відбитків верифікують натяг кришки, який також має бути не менше 0,03 мм. Після зняття верхньої половини корпусу перевіряють зазори в підшипнику по валу ротора з точністю до 0,02 мм: верхній зазор має становити 0,10...0,16 мм, бічний — 0,05...0,08 мм.

Припіднявши вал, від'єднують від корпусу сальника нижній вкладиш опорно-упорного підшипника, після чого знімають маслорозподільні кільця, фланець та корпус сальникового ущільнення. За допомогою індикатора вимірюють зазор між розвантажувальним (врівноважуючим) диском та його сидлом, який має становити 0,05...0,10 мм. Виймання врівноважуючого диска та інших деталей ротора здійснюють за допомогою гвинтового витяжного пристрою.

При повній розборці корпусу помпи спочатку демонтують патрубок з боку нагнітання, після чого послідовно виймають ротор та дистанційні втулки. Якщо робочі колеса (крильчатки) прикипіли до валу через відкладення накипу, їхні посадкові місця рясно змочують гасом або спеціальною проникаючою рідиною. У разі неефективності хімічного методу допускається підігрів маточини крильчатки газовим пальником до температури 100...110 °С при обов'язковому охолодженні самого валу. Під час розбирання проточної частини обов'язково вимірюють зазори в міжступневих ущільненнях.

До найбільш поширених дефектів приводних валів належать: пластичний прогин (викривлення), механічний знос опорних шийок, пошкодження нарізових ділянок та шпонкових пазів. Після розбирання вал підлягає обов'язковому неруйнівному контролю на наявність втомних тріщин: поверхневі дефекти виявляють магнітопорошковим методом, а внутрішні мікротріщини — за допомогою ультразвукової дефектоскопії. У разі виявлення будь-яких тріщин подальша експлуатація валу суворо заборонена, і деталь підлягає заміні.

Величину прогину валу визначають у центрах токарного верстата за допомогою індикатора годинникового типу, виконуючи заміри у кількох контрольних перерізах по всій довжині. Геометричні параметри опорних шийок вимірюють мікрометричним інструментом у трьох перерізах (по краях та в середині шийки) у двох взаємно перпендикулярних площинах для виявлення овальності чи конусності. Допустимі значення биття валу не

повинні перевищувати проектних значень, а за їх відсутності — меж, зазначених у табл. 3.1.

Для захисту тіла вала від механічного та корозійного зносу в зоні дії сальникових набивок встановлюють захисні гільзи (втулки). Гранично допустима конусність робочої поверхні гільзи становить 0,1 мм, а її овальність та хвилястість не повинні перевищувати 0,03 мм. Радіальне биття зовнішніх поверхонь та торцеве биття захисних гільз відносно внутрішнього діаметра обмежене величиною 0,03 мм. Максимальний зазор між діаметром вала та внутрішнім отвором гільзи не повинен перевищувати 0,044 мм.

Таблиця 3.1 — Гранично допустимі величини биття приводного вала помпи

Контрольні зони вимірювання биття вала	Гранично допустимі значення биття, мм
Опорні шийки під підшипники кочення (ковзання)	0,020...0,025
Посадочні місця під робочі колеса (крильчатки)	0,030
Опорні та зтяжні торцеві поверхні вала	0,025

Підшипники кочення підлягають обов'язковій заміні та не допускаються до подальшої експлуатації у разі виявлення таких дефектів: наявність втомних тріщин або сколів металу на бігових доріжках кілець чи тілах кочення; поява раковин, вибоїн або точкових відбитків (лунок) на робочих поверхнях; лущення металу, наявність сітки мікротріщин або корозійних каверн, видимих візуально; руйнування, деформація або поява тріщин на сепараторі, а також послаблення або зрізання заклепок сепаратора; наявність ступінчастого зносу бігових доріжок кілець.

Під час дефектації підшипників кочення обов'язково вимірюють величину радіального та осьового зазорів. Величину радіального зазору визначають на спеціальному індикаторному пристосуванні: внутрішнє кільце підшипника жорстко фіксують на плиті за допомогою конусної шайби, а радіальний зазор обчислюють за різницею показань індикатора при переміщенні зовнішнього кільця у двох протилежних напрямках. За остаточне значення приймають середнє арифметичне результатів чотирьох вимірів, що виконуються з послідовним поворотом кілець на 90°.

Підшипники підлягають безумовній заміні, якщо фактичний радіальний зазор перевищує такі граничні межі: 0,10 мм — для підшипників із внутрішнім діаметром до 50 мм; 0,15 мм — при діаметрі шийки 50...100 мм; 0,20 мм — для підшипників із діаметром отвору понад 100 мм. Величину осьового люфту підшипника також фіксують за індикатором при вертикальному переміщенні вільного кільця з нижнього в граничне верхнє положення.

Робоче колесо (крильчатка) помпи не повинно мати тріщин незалежно від їхніх розмірів та локалізації. Поверхні маточини, посадочний конус та торці мають бути повністю очищені від задирок, забоїн чи слідів корозійного пітингу. Гранично допустимий знос тіла лопатей та дисків крильчатки внаслідок кавітаційної ерозії чи корозії становить не більше 25% від їхньої номінальної заводської товщини. Будь-які пластичні деформації (вигин) лопатей є неприпустимими.

Після завершення збирання та монтажу насосна установка підлягає обов'язковим приймально-здавальним випробуванням. Метою цього етапу є верифікація якості виконаного ремонту, перевірка герметичності корпусу та фланцевих з'єднань, оцінка стабільності роботи торцевого (сальникового) ущільнення вала, вимірювання параметрів вібрації помпи та підвідних трубопроводів, контроль температурного режиму підшипників, а також визначення створюваного напору, об'ємної подачі та ККД агрегату.

Програма випробувань насосної установки реалізується у такій послідовності:

1. Короткочасний (пробний) пуск агрегату. Виконується при повністю заповненому робочому просторі помпи, відкритому входному клінкеті на всмоктуванні та повністю закритій засувці на нагнітальній лінії. Під час пробного пуску оцінюють характер роботи підшипникових вузлів, контурів охолодження, торцевих ущільнень, перевіряють щільність стиків допоміжних трубопроводів та контролюють відсутність сторонніх стуків, гідравлічних ударів або підвищеної вібрації. Тривалість пробного пуску не

повинна перевищувати 5 хвилин. У разі виявлення відхилень ремонтна бригада негайно зупиняє помпу для їх усунення.

2. Випробування насосного агрегату під номінальним робочим навантаженням. Виконується ходовою інженерною вахтою після успішного завершення пробного пуску. Тривалість безперервної роботи помпи під навантаженням має становити щонайменше 4 години. При використанні сальникових набивок інтенсивність контрольованого просочування рідини крізь грундбоксу для охолодження зони тертя не повинна перевищувати 10 крапель за хвилину.

Усі дефекти та відхилення, виявлені під час випробувань, підлягають усуненню до досягнення таких технічних показників: абсолютно спокійна, рівномірна робота помпи без сторонніх шумів, стуків чи кавітаційних ударів, при цьому амплітуда вібрації не повинна перевищувати норм, встановлених Класифікаційним Товариством; стабільний та стійкий тиск теплоносія в напірному колекторі системи охолодження дизеля MAN B&W відповідно до режимних параметрів; повна герметичність корпусу, сальників та фланцевих з'єднань, відсутність пропусків або паріння у стиках трубопроводів; нормалізація температурного режиму підшипникових вузлів.

Усі базові робочі показники насосної установки (об'ємна подача, створюваний напір, частота обертання ротора, навантаження електроввигуна та температура підшипників) фіксуються в акці випробувань після повного виходу агрегату на сталий тепловий режим роботи.

РОЗДІЛ 4.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ЕКІПАЖУ

4.1. Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

Базовим законодавчим актом у сфері захисту інтересів працівників в Україні є Закон «Про охорону праці». Він закладає правові засади реалізації конституційних прав громадян на збереження життя та здоров'я під час професійної діяльності. Цей документ регулює взаємовідносини між судовласником (роботодавцем) та членами екіпажу у сфері промислової безпеки, виробничої санітарії та гігієни праці.

Під час виконання робіт у межах машино-котельного відділення (МКВ) судна інженерна служба керується вимогами спеціалізованої нормативно-технічної документації [7–9]: Правила технічної експлуатації судових енергетичних установок (ПТЕ СЕУ); Правила технічної експлуатації судового електрообладнання (ПТЕ СЕО); Правила будови та безпечної експлуатації судин під тиском, а також парових і водогрійних котлів; Правила будови та безпечної експлуатації судових двигунів внутрішнього згоряння; Правила техніки безпеки при експлуатації тепломеханічного та електричного обладнання на суднах.

Правове регулювання безпеки життєдіяльності на морському транспорті має дворівневу структуру, що охоплює внутрішнє законодавство України (Кодекс законів про працю (КЗпП), Закон «Про охорону праці», підзаконні акти) та норми міжнародного морського права (Конвенції ІМО). До ключових міжнародних документів, ратифікованих Україною, належать Конвенція з охорони людського життя на морі SOLAS-74/78 (прийнята 25.05.1980 р.), Конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти STCW-78/95 (ПДНВ), Міжнародний кодекс з управління безпекою МКУБ (ISM Code) (прийнятий у 1994 році в Лондоні), Конвенція щодо запобігання забрудненню

з суден MARPOL-73/78 та Конвенція про міжнародні правила запобігання зіткненню суден у морі COLREG-72 (МППСС).

4.2. Комплексний аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному просторі

Судно, як складна інженерна споруда з великою кількістю енергетичного обладнання, систем під тиском та високооберткових механізмів, класифікується як об'єкт підвищеної небезпеки. Перелік потенційних загроз для екіпажу в МКВ згруповано в табл. 4.1 [7–8].

Таблиця 4.1 — Класифікація потенційних небезпек та шкідливих чинників у МКВ

Клас виробничих факторів	Конкретні прояви та види виробничих загроз	Наявність
1. Фізичні чинники	<i>Шкідливі:</i> шум, механічна вібрація, електромагнітні поля, надмірні тепловиділення, підвищена відносна вологість повітря.	+
	<i>Небезпечні:</i> ризик виникнення пожежі, небезпека ураження електричним струмом, наявність відкритих рухомих та оберткових вузлів машин.	+
2. Хімічні чинники	<i>Шкідливі:</i> речовини подразнюючої дії (кислотні та лужні розчини, хімічні розчинники, кислі гази).	+
	<i>Небезпечні:</i> речовини з канцерогенними властивостями (нафтопродукти, бензопірен у вихлопних газах).	+

Джерелами цих факторів є технічні засоби та загальні умови праці. Зокрема, при експлуатації валогенераторних комплексів суден типу СТМ основними джерелами небезпек виступають електричні машини та блоки систем автоматичного керування. Головну загрозу становлять трифазні силові мережі змінного струму напругою 380 В (для електродвигунів) та однофазні лінії напругою 220 В (для контурів автоматики).

Електричні машини під час роботи генерують постійну вібрацію, що загрожує розвитком професійного захворювання — вібраційної хвороби. Згідно з діючими нормами, граничний рівень звукового тиску в МВ залежно від октавної смуги має перебувати в межах 92...108 дБ (регламентується

ГОСТ 12.1.003-83), а обладнання повинно безвідмовно працювати в умовах вібрацій із частотою 3...50 Гц та амплітудою до 1 мм.

Для стабілізації параметрів мікроклімату в МКВ функціонують системи примусової вентиляції та опалення. Оптимальними є умови, коли температура повітря становить 18...22 °С при відносній вологості 40...60%. Особлива увага приділяється штучному освітленню робочих зон (норматив — 200 лк). Ергономічні вимоги ГОСТ 12.2.032-78 та ГОСТ 12.2.033-78 зобов'язують проектувати робочі місця так, щоб кут огляду інформаційного поля не перевищував 120°, а ширина вільних проходів у робочій зоні становила не менше 1 м. Математичне моделювання режимів дозволяє оптимізувати параметри валогенератора, що суттєво знижує навантаження на персонал.

До основних токсичних домішок в атмосфері машинного простору належать пари вуглеводнів, сірчаний та сірчистий ангідриди. Перевищення їхньої гранично допустимої концентрації (ГДК), встановленої відповідно до ГОСТ 12.1.005-76, викликає гострі отруєння. Основним засобом захисту є загальнообмінна вентиляція та ЗІЗ органів дихання. Надмірне зростання температури повітря призводить до швидкого теплового виснаження та перегріву організму, що знижує концентрацію уваги і провокує травматизм. Для унеможливлення конденсації вологи на металевих конструкціях температура огорожувальних поверхонь має бути не більше ніж на 6 °С нижчою за температуру повітря в приміщенні та перевищувати точку роси.

Через відсутність природного світла в МКВ застосовують штучне освітлення. Оптимальний розподіл світлового потоку досягається поєднанням загальної та локальної систем освітлення. При переході на аварійне освітлення рівень інсоляції проходів та трапів має бути не менше 5 лк. Загальні суднове нормативи ГОСТ 2506-81 вимагають утримувати рівень освітленості на палубі МВ не менше 20 лк, на шкалах приладів — 75 лк, а на сходах трапів — 20 лк.

Протипожежний захист. Головним принципом боротьби за живучість судна при пожежі є негайна локалізація вогнища та введення вогнегасних

засобів, що забезпечується стаціонарними системами пожежогасіння. Вуглекислотні установки (CO_2) є найбільш поширеними засобами ліквідації пожеж у машинних приміщеннях методом об'ємного гасіння. Перед пуском газу приміщення повністю герметизують. Оскільки вуглекислий газ у 1,5 раза важчий за повітря, він швидко затікає під пайоли (плити) машинних та котельних відділень, витісняючи кисень із важкодоступних місць.

На суднах діоксид вуглецю зберігається в рідкому стані у сталевих 40-літрових балонах під тиском близько 12,5 МПа (кожен містить 25 кг газу). Балони монтують вертикально у спеціальних станціях пожежогасіння, повністю ізольованих від житлових блоків, оскільки висока концентрація CO_2 в повітрі (вище 22%) є смертельною для людини. При відкритті пускових клапанів рідина миттєво розширюється і переходить у газоподібний стан, збільшуючись в об'ємі понад 500 разів. Газ обволікає палаючі предмети, знижуючи концентрацію кисню в зоні горіння. Повного припинення горіння вдається досягти при концентрації CO_2 в атмосфері приміщення на рівні 22...23%.

4.3. Розрахунок параметрів припливно-витяжної вентиляції МКВ

Конфігурація вентиляційної системи вибирається на основі архітектури судна, його призначення, району навігації та сумарної потужності СЕУ. Кратність повітрообміну n , (год^{-1}) показує частоту повного оновлення повітря в приміщенні за одну годину і обчислюється за рівнянням:

$$n = L/V, \quad (4.1)$$

де: L — об'ємна витрата припливного повітря, $\text{м}^3/\text{год}$; $V = 19000 \text{ м}^3$ — повний об'єм приміщення машинного відділення.

Необхідна годинна подача повітря за умовою асиміляції надлишкового тепла становить:

$$L = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T), \quad (4.2)$$

де: $Q_{\text{заг}}$ — сумарні явні тепловиділення від працюючого обладнання МВ, Вт (переведені з одиниць ентальпії $\text{кДж}/\text{год}$); $c = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — питома

теплоємність повітря; $\gamma = 1,3 \text{ кг/м}^3$ — густина повітря при температурі 20°C ; ΔT — нормативний температурний перепад між зовнішнім та внутрішнім повітрям МВ $\Delta T_{\text{літо}} = 12^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{зима}} = 27^\circ\text{C}$.

Кількість конвекційного тепла, що надходить у простір МВ від корпусу головного двигуна ($K_T = 0,02$) при його ефективній потужності $N_e = 10690 \text{ кВт}$, нижчій теплотворності палива $B = 42500 \text{ кДж/кг}$ та питомій витраті палива $g_e = 0,162 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$:

$$Q_T = K_T \cdot N_e \cdot B \cdot g_e = 0,02 \cdot 42500 \cdot 10690 \cdot 0,162 = 1\,472\,013 \text{ кДж/год}, \quad (4.3)$$

Для підставлення в термодинамічні рівняння асиміляції тепла переведемо годинне тепловиділення в одиниці теплової потужності (Вт):

$$Q_{\text{заг}} = 1472013 \cdot 10^3 / 3600 \approx 408892,5 \text{ Вт}$$

Об'єм повітря, що видаляється витяжною вентиляцією, дорівнює різниці між загальним припливом та об'ємом повітря, яке споживається двигуном для забезпечення горіння в циліндрах:

$$L_{\text{Вит}}' = L_B - L_D, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.4)$$

Годинне споживання повітря судовим дизелем при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,4$:

$$L_D = 14,6 \cdot g_e \cdot \alpha \cdot N_e = 14,6 \cdot 0,162 \cdot 2,4 \cdot 10690 = 60681,6 \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.5)$$

Підставивши значення сумарних тепловиділень у рівняння (4.2), визначимо необхідний об'єм припливного повітря для літнього та зимового періодів:

- для літнього періоду:

$$L_{\text{літо}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 1\,472\,013 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 12) \approx 93425,6 \text{ м}^3/\text{год}.$$

- для зимового періоду:

$$L_{\text{зима}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 1\,472\,013 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 27) \approx 41522,5 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Знайдемо об'єм повітря, що видаляється витяжною вентиляцією за формулою (4.4):

- літній режим: $L_{\text{Вит.літо}} = 93425,6 - 60681,6 = 32744 \text{ м}^3/\text{год};$

- зимовий режим: $L_{\text{Вит.зима}} = 41522,5 - 60681,6 = -19159,1 \text{ м}^3/\text{год}$

(негативне значення свідчить, що взимку двигун споживає

повітря більше, ніж потрібно для асиміляції тепла; витяжні вентилятори вимикають, а приплив йде під надлишковим тиском).

Розрахункова кратність вентиляції для літнього періоду згідно з виразом (4.1) становить:

$$n_{\text{літо}} = L_{\text{літо}} / V = 93425,6 / 19000 \approx 4,9 \text{ год}^{-1}.$$

Виконаний теплотехнічний розрахунок доводить, що встановлені на судні припливно-витяжні комплекси повністю задовольняють вимогам санітарних норм. Потужність штатних вентиляторних агрегатів марки SMC8–100 є цілком достатньою для підтримання метеорологічних параметрів на оптимальному рівні. При спільній роботі з повітряним опаленням система надійно утримує вологість у межах 40...60% у літній та зимовий періоди експлуатації.

4.4. Техніка безпеки при виконанні ремонтних робіт головного циркуляційного насоса

До виконання розбирально-складальних операцій та ремонту суднових насосних установок допускаються особи з числа машинної команди, які пройшли спеціалізовану підготовку та первинний інструктаж. Будь-які роботи з демонтажу pomp починають лише після повної ізоляції їхніх електродвигунів від джерел електроживлення.

Під час проведення ремонту персонал зобов'язаний суворо дотримуватися таких правил:

- застосовувати виключно справний слюсарний та вимірювальний інструмент відповідних типорозмірів;
- задіяти для демонтажу важких вузлів лише сертифіковані суднової талі, вантажопідйомні пристрої та стропи, що мають чітке маркування та не прострочені терміни випробувань;

- під час очищення внутрішніх порожнин та сорочок циліндрів рідким каустиком чи кислотними розчинами обов'язково використовувати комплекти ЗІЗ: прогумовані фартухи, довгі захисні рукавиці та щільні окуляри;
- повністю відсікати ремонтвані ділянки трубопроводів від діючих магістралей за допомогою глухих інвентарних заглушок;
- перед початком робіт на електричних компонентах повністю знімати напругу, а суміжні силові лінії (парові, гідравлічні, пневматичні) перекривати запірною арматурою з блокуванням;
- на органах керування автоматикою, пультах та головному електрощиті в обов'язковому порядку вивішувати заборонні плакати стандартного зразка: «Не вмикати! Працюють люди!».

Виконання будь-яких налаштувань, підтягування нарізних з'єднань чи ремонтних операцій на обладнанні, що перебуває під тиском або в роботі, категорично заборонено. При ремонті великих pomp переміщення вузлів, маса яких перевищує 20 кг, має здійснюватися суто за допомогою засобів механізації (кран-балок, талей). Маса вантажу не повинна перевищувати номінальну вантажопідйомність механізмів, а підйом та кантування слід виконувати плавно, рівномірно, без ривків.

При виконанні операцій на висоті персонал зобов'язаний застосовувати перевірені запобіжні пояси зі страховочними лініями. Мобільні драбини перед розгортанням підлягають обов'язковому огляду. Під час ремонту вживають заходів для унеможливлення випадкового падіння інструменту в трюмні простори МВ. Усі члени ремонтної бригади повинні знати місця розташування та вміти користуватися первинними засобами пожежогасіння. Виконання вогневих (зварювальних) робіт дозволяється лише після отримання спеціального судового дозволу (*Hot Work Permit*), повного очищення робочої зони від горючих матеріалів та виставлення пожежного поста.

ВИСНОВКИ

У даному дипломному проекті на основі детального аналізу архітектури, конструктивних особливостей та специфіки теплового стану малообертового двигуна MAN B&W 6S50ME-B, який функціонує у складі суднової енергетичної установки танкера «STI CAMDEN», було розроблено й обґрунтовано комплекс інженерно-технічних заходів щодо оптимізації експлуатації, сервісного обслуговування та організації ремонту елементів водоохолоджувального контуру.

Зокрема, у роботі детально досліджено практичні аспекти технічного використання, дефектації та технології відновлення ключового вузла системи — головного циркуляційного насоса охолодження дизеля. У межах проекту також виконано повірочний теплотехнічний і конструктивний розрахунок основних елементів та проточної частини цього відцентрового насосного агрегату.

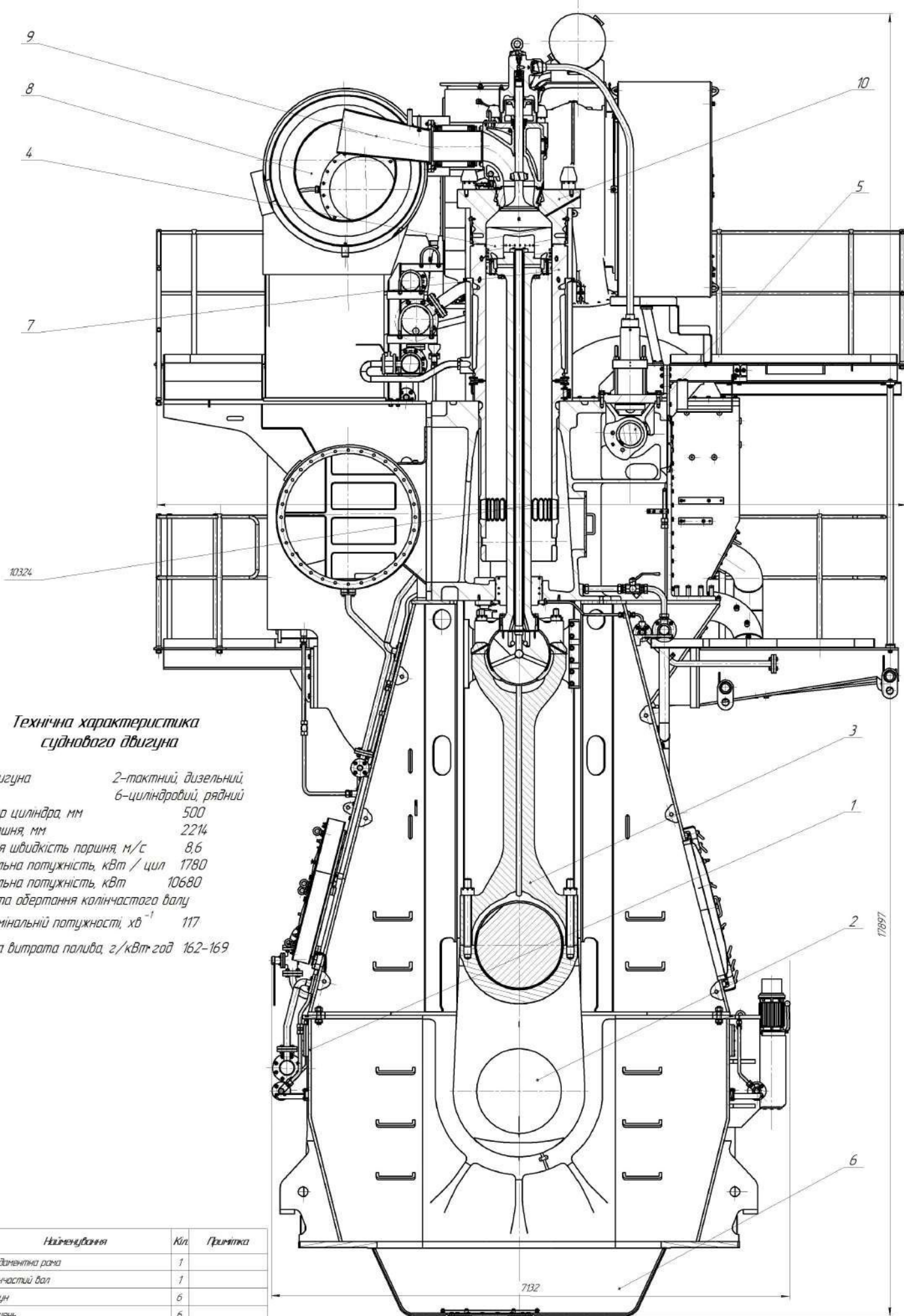
Доведено, що впровадження запропонованого чіткого регламенту планово-попереджувальних ремонтів та кваліфікованого технічного сервісу дозволяє підтримувати стабільний тепловий баланс СЕУ, забезпечує високий рівень експлуатаційної надійності, максимізує безвідмовність роботи контуру та повністю унеможливорює ризик виникнення аварійних ситуацій чи позапланових виведень суднового дизеля з експлуатації.

З огляду на отримані результати та розроблені інженерні рішення, усі завдання, які були поставлені в технічному завданні до дипломної роботи, виконано в повному обсязі.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/538005403>.
2. MAN B&W S50ME-B9.3-TII. IMO Tier II. Project Guide. – 2014 - 302 с.
3. <https://www.balticshipping.com/vessel/imo/9691723>
4. Woodyard, D. (2009). *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines* (9th ed.). Butterworth-Heinemann. – 892 p. (Заміна загальної теорії та будови ДВЗ).
5. Kuiken, K. (2012). *Diesel Engines for Ship Propulsion and Power Plants* (Vol. 1 & 2). Target Global Energy BV. – 720 p.
6. Christensen, S. G. (2002). *Medium and High Speed Marine Diesel Engines*. Institute of Marine Engineering, Science and Technology (IMarEST). – 248 p.
7. Taylor, D. A. (2011). *Introduction to Marine Engineering* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann. – 416 p.
8. Heywood, J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2nd ed.). McGraw-Hill Education. – 1056 p.
9. Mollenhauer, K., & Tschöke, H. (2010). *Handbook of Diesel Engines*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 636 p.
10. McGeorge, H. (2002). *Marine Auxiliary Machinery* (7th ed.). Butterworth-Heinemann. – 544 p..
11. Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P., & Heald, C. C. (2008). *Pump Handbook* (4th ed.). McGraw-Hill Education. – 1632 p.
12. Rowen, A. L., Harrington, R. L., & Woodward, J. B. (1992). *Marine Engineering*. The Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME). – 968 p.
13. Gülich, J. F. (2014). *Centrifugal Pumps* (3rd ed.). Springer International Publishing. – 1060 p.
14. International Maritime Organization. (2020). *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS)*. IMO Consolidated Edition.

15. Watson, N., & Janota, M. S. (1982). *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. Macmillan International Higher Education. – 608 p.
16. Specification of Pumps. Hyundai Mipo Dockyard CO., LTD. H2452. The Final Painting: Munsell No. 7.5 BG 7/2 For Final Drawing – 2014 – p.334.
17. Al-Nimr, M. A., & Al-Amrat, M. A. (2019). Thermal energy storage systems for internal combustion engines preheating: A review of current technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 112, 452-468.
18. Kauranen, P., Elonen, T., Wikström, L., & Laurila, J. (2010). Temperature state and performance of latent heat storage system for engine preheating in arctic operations. *SAE Technical Paper*, No. 2010-01-1204.
19. Zou, Y., & Zhang, X. (2015). Experimental and numerical investigation on the thermal state of engine blocks during cold-start and preheating phases. *Applied Thermal Engineering*, 87, 311-322.
20. Influence of Ambient Temperature Conditions Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Электрон. ресурс] / – Режим доступа: <http://www.marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/influence-of-ambient-temperature-conditions.pdf?sfvrsn=26> - 03.12.2018г.

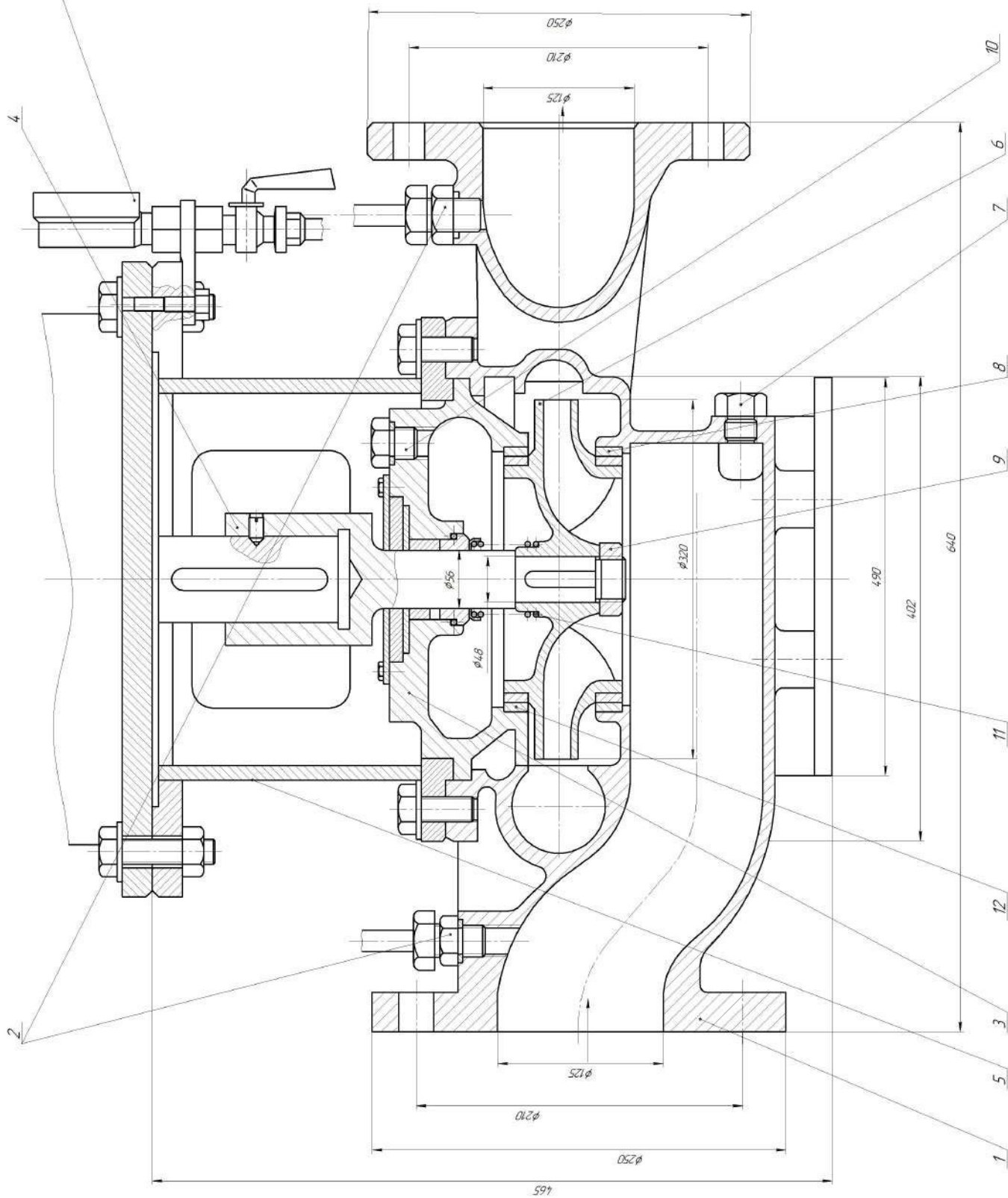


Технічна характеристика суднового двигуна

Тип двигуна	2-тактний, дизельний, 6-циліндровий, рядний
Діаметр циліндра, мм	500
Хід поршня, мм	2214
Середня швидкість поршня, м/с	8,6
Номинальна потужність, кВт / цил	1780
Номинальна потужність, кВт	10680
Частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності, хв ⁻¹	117
Питома витрата палива, г/кВт·год	162-169

Поз	Наименования	Кіл	Примітка
1	Фундаментна рама	1	
2	Колінчастий вал	1	
3	Шатун	6	
4	Поршень	6	
5	Розподільний вал	1	
6	Піддон картера	1	
7	Втулка циліндра	6	
8	Впускний патрубкок циліндра	6	
9	Випускний колектор	1	
10	Кришка циліндрів	6	

					ПННН НУК 14.24.126.07.01				
Мат. Мат.	№ докум.	Пол.	Мат.	Городовой		А/м	Пасс.	Насунов	
Резерв	Полн. ПЛ			судовой билет		Н		183	
Рез.	Городов. ДМ			6550ME-B					
Трансп.	Городов. ДМ					А/м	А/м	1	
Насунов	Городов. ДМ					ПННН НУК			
Штат	Городов. ДМ								



Технічні характеристики

Продуктивність насосу	$Q = 97 \text{ м}^3/\text{год.}$
Напір насосу	$H = 30 \text{ м.}$
Число обертів ротора	$n = 1750 \text{ об}^{-1}$
Потужність електродвигуна	$N = 18.5 \text{ кВт}$

Поз.	Наименование	Количество	Примечание
1	Корпус	1	
2	Шпатель для подвешивания манометров	2	
3	Картус уплотнения	1	
4	Муфта	1	
5	Кожук	1	
6	Рабочее колесо	1	
7	Эластик прокладка	1	
8	Манжетка кильце рабочего колеса	1	
9	Гайка	1	
10	Корпусный эллит	1	
11	Уплотнения прокладки	1	
12	Картус компенсационного кильца	1	
13	Манометры для для проверки герметичности системы охлаждения	2	

[illegible]

