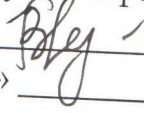


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«__» ____ 2024 р.

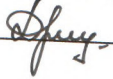
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності головного дизеля MAN B&W 7S80ME-
C9.4 контейнеровозу «Margrethe Maersk» шляхом удосконалення системи
газообміну

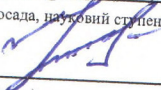
Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23з

 **Дранчевський Д.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

професор кафедри ЕМ, д.т.н., професор
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

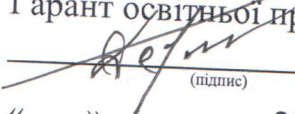
 **Грицук І.В.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« ____ » ____ 2024 р.

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

Студенту Дранчевському Денису Вячеславовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності головного дизеля MAN B&W 7S80ME-C9.4 контейнеровозу «Margrethe Maersk» шляхом удосконалення системи газообміну».

Керівник роботи Грицук І.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Суднова енергетична установка судна-контейнеровозу «Margrethe Maersk». Двигун прототип – головний двигун MAN B&W 7S80ME-C.

4. Вступ. 1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки. 2. Аналіз особливостей технічної експлуатації системи газообміну судових дизелів. 3. Обґрунтування доцільності модернізації системи газообміну головного судового двигуна. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. План розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна. 2. Головний судовий двигун MAN S80ME-C. 3. Загальний вигляд системи керування газообміном головного двигуна. 4. Індикаторна діаграма головного судового двигуна до і після модернізації

6. Консультанти роботи

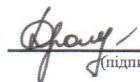
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

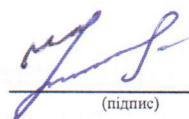
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	П
1	Вступ. Підготовка та проробка літературних джерел	18.09.2024	
2	Написання першого розділу	02.10.2024	
3	Написання другого розділу	16.10.2024	
4	Виконання розрахунків та написання третього розділу	30.10.2024	
5	Підготовка і написання розділу охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях	06.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	15.11.2024	

Студент


(підпис)

Дранчевський Д.В.

Керівник
роботи


(підпис)

Грицук І.В.

Анотація

В процесі підготовки та написання дипломної роботи було проведено аналіз основних конструктивних особливостей сучасного суднового двигуна моделі MAN B&W 7S80ME-C. На основі цього аналізу було розроблено низку заходів щодо покращення функціонування системи подачі повітря зазначеного двигуна, а саме: досліджено основні напрямки розвитку сучасних дизельних двигунів, які використовуються в якості головних; вивчені основні тенденції вдосконалення сучасних систем подачі повітря для двигунів; надано технологічні рекомендації щодо оптимізації режимів роботи суднових двигунів; запропоновано комплекс заходів для забезпечення безпеки персоналу під час обслуговування та ремонту агрегатів головного двигуна.

Результати розрахунків дають підстави вважати, що запропоновані технічні рішення є ефективними та сприятимуть поліпшенню експлуатаційних характеристик двигуна. Зокрема, модернізація системи подачі повітря, обумовлена зміною умов експлуатації, дозволить повноцінно використовувати судно для вантажних перевезень.

Додатково, проведений розрахунок показав, що зниження швидкості руху судна дозволить значно зекономити витрати палива під час експлуатації. Окрім того, буде можливість регулювати процеси подачі повітря, що забезпечить вивільнення однієї турбіни під час роботи системи енергетичного управління. Це, своєю чергою, підвищить надійність роботи суднового двигуна та сприятиме зменшенню витрат на його обслуговування.

Ключові слова: дизельний двигун, шатун, надлишок повітря, розрахунок робочого циклу, індикаторна діаграма, шум, тепловий розрахунок, газодизеля.

Abstract

In the process of preparing and writing the thesis, an analysis of the main design features of the modern marine engine of the MAN B&W 7S80ME-C model was conducted. Based on this analysis, a number of measures were developed to improve the functioning of the air supply system of the specified engine, namely: the main directions of development of modern diesel engines used as main ones were investigated; the main trends in improving modern air supply systems for engines were studied; technological recommendations were provided for optimizing the operating modes of marine engines; a set of measures was proposed to ensure the safety of personnel during maintenance and repair of main engine units.

The results of the calculations give reason to believe that the proposed technical solutions are effective and will contribute to improving the operational characteristics of the engine. In particular, the modernization of the air supply system, due to changes in operating conditions, will allow the vessel to be fully used for cargo transportation.

In addition, the calculation showed that reducing the speed of the vessel will significantly save fuel consumption during operation. In addition, it will be possible to regulate the air supply processes, which will ensure the release of one turbine during the operation of the energy management system. This, in turn, will increase the reliability of the ship's engine and help reduce its maintenance costs.

Keywords: diesel engine, connecting rod, excess air, calculation of the duty cycle, indicator diagram, noise, thermal calculation, diesel engine.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
--------------	----------

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	7
1.1 Загальні відомості	7
1.2 Основні характеристики судна «MARGRETHE MAERSK»	8
1.3 Морехідні якості	11
1.4 Суднові системи	11
1.5 Суднові пристрої	17
1.6 Характеристика суднової енергетичної установки	24

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СИСТЕМИ ГАЗООБМІНУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	29
2.1 Особливості технічної експлуатації агрегатів системи газообміну	39
2.2 Газодинамічна характеристика малообертових двигунів і характеристики компресора та турбіни	41
2.3 Обґрунтування режимів експлуатації суднового двигуна	50

РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ГАЗООБМІНУ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА	52
3.1 Визначення параметрів експлуатації суднового двигуна при виконанні модернізації	52
3.2 Тепловий розрахунок головного суднового двигуна MAN B&W 7S80ME-C	60

					ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розробив		Дранчевський Д.В.			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів		
Перевірів		Грицук І.В.								3	108	
Н. контр.		Грицук І.В.						61-ТЕМмаг-23з				
Затвердив		Нестеренко										

ВСТУП

Основне місце серед основних суднових силових установок займають двотактні малообертові дизелі. Конкуренція з іншими типами суднових енергетичних установок витримується саме цими дизелями завдяки їх високій економічності та довговічності, низьким експлуатаційним витратам, можливості прямої передачі крутного моменту на гвинт, а також новітнім конструктивним вдосконаленням, що дозволяють досягати потужності до 100 000 кВт у суднових агрегатах.

Різні двигунобудівні заводи застосовують свої підходи для узгодження суперечливих вимог. Одна з актуальних тенденцій базується на ретельному виборі конструктивних факторів, параметрів регулювання і характеристик робочих циклів з метою досягнення високих техніко-економічних показників. Це пояснює потребу в системному підході до розробки нових двигунів та модернізації тих, що перебувають в експлуатації.

Комплексне вирішення цих завдань повинно забезпечити оптимальне використання двигуна в умовах експлуатації, відповідаючи конкретним завданням і забезпечуючи надійність для заданого рівня механічних та теплових навантажень. Параметри систем наддуву і газообміну, а також організація індикаторного процесу мають бути оптимальними для досягнення максимальної економічності двигуна з урахуванням обмежень. Однак комплексний підхід до вибору параметрів, які забезпечують низьку витрату палива і зниження механічного та теплового навантаження, залишається відкритим питанням. Це пояснюється складністю оптимізації при врахуванні впливу численних настроювальних параметрів, обмежень та багатокритеріального характеру цільової функції. Тому методики визначення оптимального закону тепловиділення для заданих параметрів газообміну і наддуву, а також узгодження цих процесів у відповідному режимі експлуатації є предметом практичного інтересу. Вказане вище визначає мету цієї роботи.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ	Арк
						5
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Мета кваліфікаційної роботи: розробити комплекс заходів для підвищення ефективності експлуатації головного дизеля MAN B&W 7S80ME-C9.4 контейнеровозу Margrethe Maersk шляхом удосконалення системи газообміну.

Задачі що вирішуються у кваліфікаційній роботі:

1. Аналіз стану проблеми подальшого розвитку сучасних суднових двигунів, і зокрема двигунів серії 7S80ME-C фірми MAN B&W.
2. Проведення огляду і аналізу для вибору найбільш ефективних методів удосконалення суднових системи подачі повітря.
3. Розроблення технічних рішень та розрахункова перевірка їх ефективності експлуатації, визначення шляхів втілення запропонованих рішень.
4. Розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт.

Об'єктом досліджень є процес забезпечення раціональної експлуатації системи газообміну головного суднового дизеля в умовах експлуатації.

Апробація результатів дослідження – автор прийняв участь в Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасне автомобілебудування, автотехнічна експертиза, експлуатація автомобільного транспорту та підготовка фахівців галузі транспорт", яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом (м. Харків) 22-23 жовтня 2024 р. з доповіддю «Удосконалення процесів експлуатації енергетичної установки судна «AIDAcosma» за рахунок використання газових палив в умовах інфраструктури порту».

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

					ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ	Арк
						6
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальні відомості

1.1.1 Тип судна

Контейнеровоз «Margrethe Maersk» (IMO 9632131, MMSI 219629000) — сучасне екологічне судно, побудоване на верфі Daewoo Shipbuilding and Marine Engineering Co., Ltd. у Південній Кореї, (м. Кодже, Південна Корея) 13 квітня 2015 року (проект D4696). Воно передано компанії Maersk Line та відповідає всім вимогам Міжнародної морської організації щодо безпечного та надійного виконання контейнерних та вантажних операцій.

Контейнеровоз «Margrethe Maersk» створено з використанням новітніх технологій суднобудування та морської техніки. Під час його проектування було впроваджено високі екологічні та безпекові стандарти, які є важливими для транспортування різноманітних вантажів. Судно оснащено системою рециркуляції вихлопних газів, що сприяє зниженню шкідливих викидів в атмосферу, підвищенню ефективності силової установки та зменшенню витрат палива. «Margrethe Maersk» має півбак, вантажні трюми для контейнерів, а також вісім пар баластних танків з водою. Подвійний борт паливних танків зменшує ризик витоку згідно з чинними вимогами МАРПОЛ.

Судно має бак, ют, транцеву корму з кормовим розташуванням машинного відділення, житлову рубку для екіпажу з 34 осіб, а також здатне прийняти до 6 осіб додаткового персоналу. Воно обладнане подвійним дном і подвійними бортами, що збільшує його автономність — до 75 днів за запасами продовольства та 55 днів за запасами палива, води і мастил.

Протягом різних років судно мало назви MIRFRETHER MAERSK (2018, Данія) і MARGR (2018, Данія).

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										7
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк
8

1000



Рисунок 1.1 - Загальний вид судна «Margrethe Maersk»

Таблиця 1.1 – Основні розмірення судна

Параметр	Значення
Загальна довжина, м	399,225
Довжина між перпендикулярами, м	376,21
Ширина, м	59,00
Висота борта, м	30,30
Осадка судна, м	16,026
Дедвейт судна, т	196000
Валова місткість, т	194849
Швидкість судна, вузла	21,4

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк

9

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

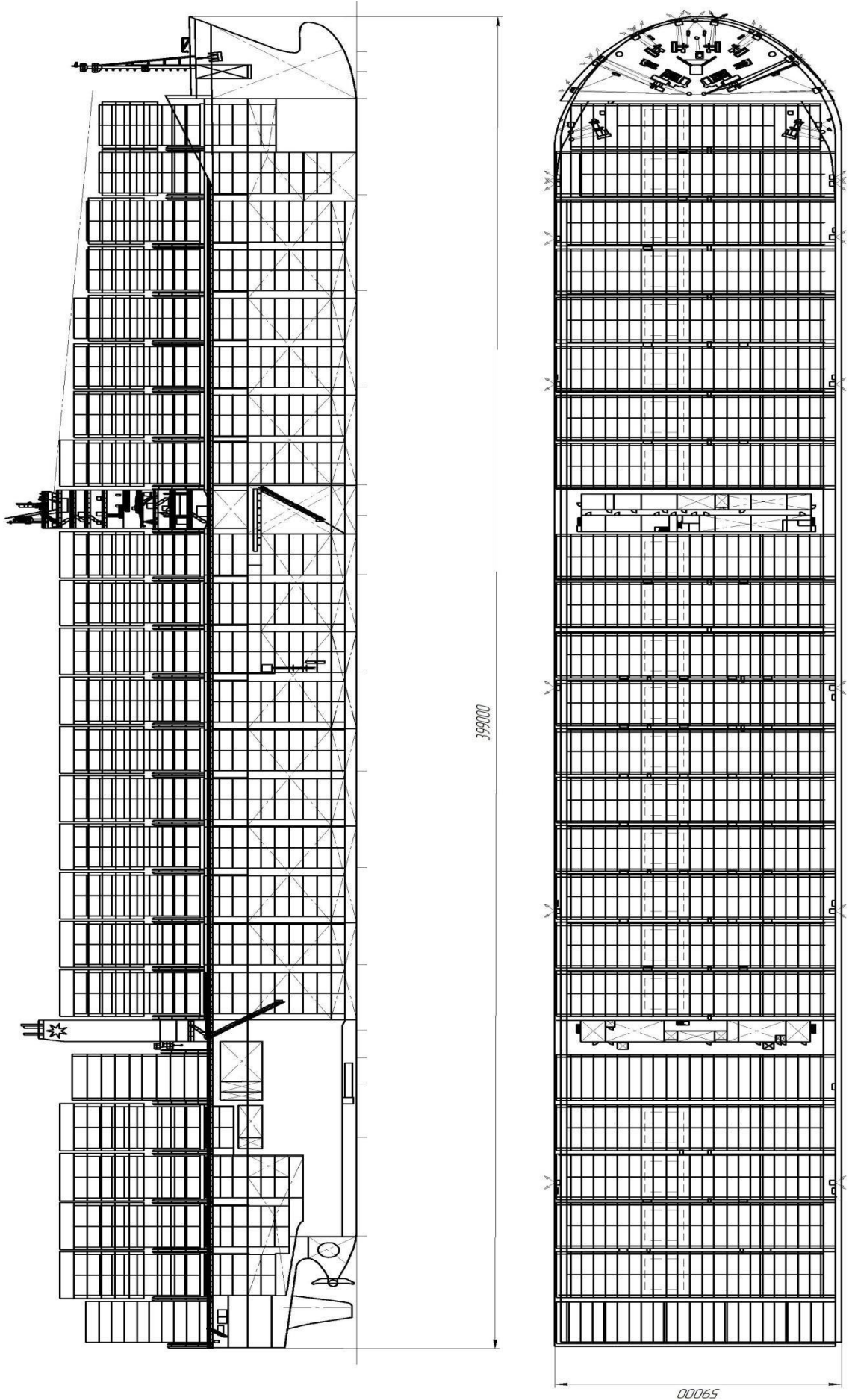


Рисунок 1.2 – Загальна схема судна «Margrethe Maersk»

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

- | | | | | |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Інв. № подп. | Підп. і дата | Взам. інв. № | Інв. № дубл. | Підп. і дата |
| | | | | |

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

системою кондиціювання повітря високої швидкості, яка дозволяє індивідуально налаштовувати температуру в кожній кімнаті.

1.4.1 Система парового опалення

Система парового обігріву запланована для господарських, побутових, а також інших приміщень судна, які не охоплені системою кондиціювання повітря. Пар з тиском 0,6 МПа подається до таких споживачів: повітряні підігрівачі машинного відділення, блок паливопідготовки, система підігріву дизелів перед запуском, сепаратори палива та масла, водонагрівачі гарячого водопостачання. Від паророзподільної колонки тиском 0,4 МПа пар подається до батарей для обігріву господарських приміщень, на пропарювання цистерн стічних вод та продування кінгстонних ящиків. Конденсат з обігрівальної системи і змійовиків відводиться через конденсаційний клапан до конденсатора та теплового ящика.

Парогенераторна установка містить один допоміжний паровий котел Aalborg OS та два економайзери вихлопних газів. У порту пар забезпечується паровим котлом, тоді як у морі – економайзерами вихлопних газів. Система підігріву оснащена допоміжним судовим котлом Aalborg Industries, модель Mission OS (вертикальний, газотрубний котел на мазуті), що генерує 5000 кг/год пари з тиском до 0,9 МПа для судових потреб, а також для підігріву танків важкого палива та мастила.

Крім того, система має два економайзери відпрацьованих газів Aalborg Industries моделі Mission XW-TG, які використовують тепло вихлопних газів для генерації пари. Економайзери (водотрубного типу з пароперегрівачами) виробляють насичену пару високого тиску 0,70 т/год, низького тиску 1,57 т/год, перегріту пару 5,44 т/год. Температура газів при вході в економайзер становить 268°C, а на виході – 163°C. Кожен економайзер встановлений у системі вихлопних газів головного двигуна і використовує їхнє тепло для виробництва пари, яка забезпечує судові потреби та живлення турбогенератора.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										12
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

1.4.2 Система кондиціонування та вентиляції повітря

У службових і санітарно-побутових приміщеннях передбачено штучну або природну вентиляцію для підтримки належного повітрообміну відповідно до санітарних норм. Усі житлові зони судна, включаючи кают-компанію, стернову й штурманську рубку, обладнані системою кондиціонування з можливістю індивідуального регулювання температури повітря. У теплий період року в житлових приміщеннях підтримується температура, що не перевищує 23°C, а в службових — до 24°C при розрахунковій зовнішній температурі 35°C.

Система кондиціонування повітря на судні включає холодильну установку фірми Hi-Air Korea, моделі AC-1 і AE-1. Також, для зберігання провізії екіпажу, на головній палубі правого борту розміщено холодильну установку компанії Hi Pres Korea (система з повітряним охолодженням і фреоном R134a як робочою речовиною).

1.4.3 Система побутового водопостачання

На судні встановлені системи заборотної води та прісної побутової води з централізованим гарячим водопостачанням. Запас прісної води (близько 300 тонн) зберігається в цистернах, розташованих у трюмі судна. Вода в ці цистерни надходить або з берегового джерела, або через водоочисну установку для опріснення. Вода очищається і знезаражується озоном в установці ультрафільтрації ENWA BIN-X, яка служить бактерицидним бар'єром для підготовки води, що відповідає стандартам питної.

У системах питного водопостачання вода піддається різним зовнішнім впливам, що можуть погіршити її якість. BIN-X ефективно усуває механічні забруднення та бактерії, такі як Legionella і E-Coli. Ультрафільтрація в ENWA BIN-X знищує бактерії, що робить воду безпечною для споживання. ENWA BIN-X має сертифікацію VA для застосування в питних водопостачальних

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	1.4.3 Система побутового водопостачання					
					На судні встановлені системи заборотної води та прісної побутової води з централізованим гарячим водопостачанням. Запас прісної води (близько 300 тонн) зберігається в цистернах, розташованих у трюмі судна. Вода в ці цистерни надходить або з берегового джерела, або через водоочисну установку для опріснення. Вода очищається і знезаражується озоном в установці ультрафільтрації ENWA BIN-X, яка служить бактерицидним бар'єром для підготовки води, що відповідає стандартам питної.					
					У системах питного водопостачання вода піддається різним зовнішнім впливам, що можуть погіршити її якість. BIN-X ефективно усуває механічні забруднення та бактерії, такі як Legionella і E-Coli. Ультрафільтрація в ENWA BIN-X знищує бактерії, що робить воду безпечною для споживання. ENWA BIN-X має сертифікацію VA для застосування в питних водопостачальних					
					ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										13
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

системах. Після очищення вода надходить у накопичувальну цистерну об'ємом 6 тонн. З неї за допомогою насосного агрегату, що складається з електронасоса потужністю 3,9 м³/год і пневмоцистерни об'ємом 0,6 м³, вода подається в камбуз, санітарні вузли кают, умивальники, пральню та водопідігрівач.

Система заборотної води обслуговується агрегатом, що складається з електричних насосів Shinko моделі SVS260M продуктивністю 650 м³/год. У системі також є ежекторний насос FWG компанії Shinko типу GJ50-21M з продуктивністю 45 м³/год. Вода подається для промивання стічних цистерн, прибирання приміщень і на опріснювач Alfa Laval типу Aqua-125-HW низького тиску, продуктивністю 36 м³ за добу.

1.4.4 Пожежні системи

Для забезпечення пожежної безпеки на судні встановлені наступні системи:

Водяна пожежна система, що забезпечує подачу води до пожежних гідрантів, до систем гасіння піною, а також до ежектора для осушення та очищення баластних танків. Ця система обслуговується двома відцентровими електронасосами фірми Tanktech, моделі X - MIST (вертикального типу), кожен з яких має максимальну продуктивність 300 м³/год при напорі 1 МПа. Насоси розташовані в машинно-котельному відділенні. Окрім цього, на судні є аварійний пожежний насос фірми Desmi, модель NSL100-265 / E14, з продуктивністю 90 м³/год.

Система вуглекислотного гасіння передбачає ліквідацію пожежі в машинному відділенні, вантажних трюмах та приміщеннях аварійного дизель-генератора. Загальний вигляд схеми системи вуглекислотного гасіння на базі CO₂ представлений на рис.1.3. Вона складається з цистерни вуглекислоти низького тиску місткістю 40 тон, розподільувальних елементів, балонів азоту

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	гідрантів, до систем гасіння піною, а також до ежектора для осушення та очищення баластних танків. Ця система обслуговується двома відцентровими електронасосами фірми Tanktech, моделі X - MIST (вертикального типу), кожен з яких має максимальну продуктивність 300 м³/год при напорі 1 МПа. Насоси розташовані в машинно-котельному відділенні. Окрім цього, на судні є аварійний пожежний насос фірми Desmi, модель NSL100-265 / E14, з продуктивністю 90 м³/год. Система вуглекислотного гасіння передбачає ліквідацію пожежі в машинному відділенні, вантажних трюмах та приміщеннях аварійного дизель-генератора. Загальний вигляд схеми системи вуглекислотного гасіння на базі CO2 представлений на рис.1.3. Вона складається з цистерни вуглекислоти низького тиску місткістю 40 тон, розподільювальних елементів, балонів азоту	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ	Арк
						14

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

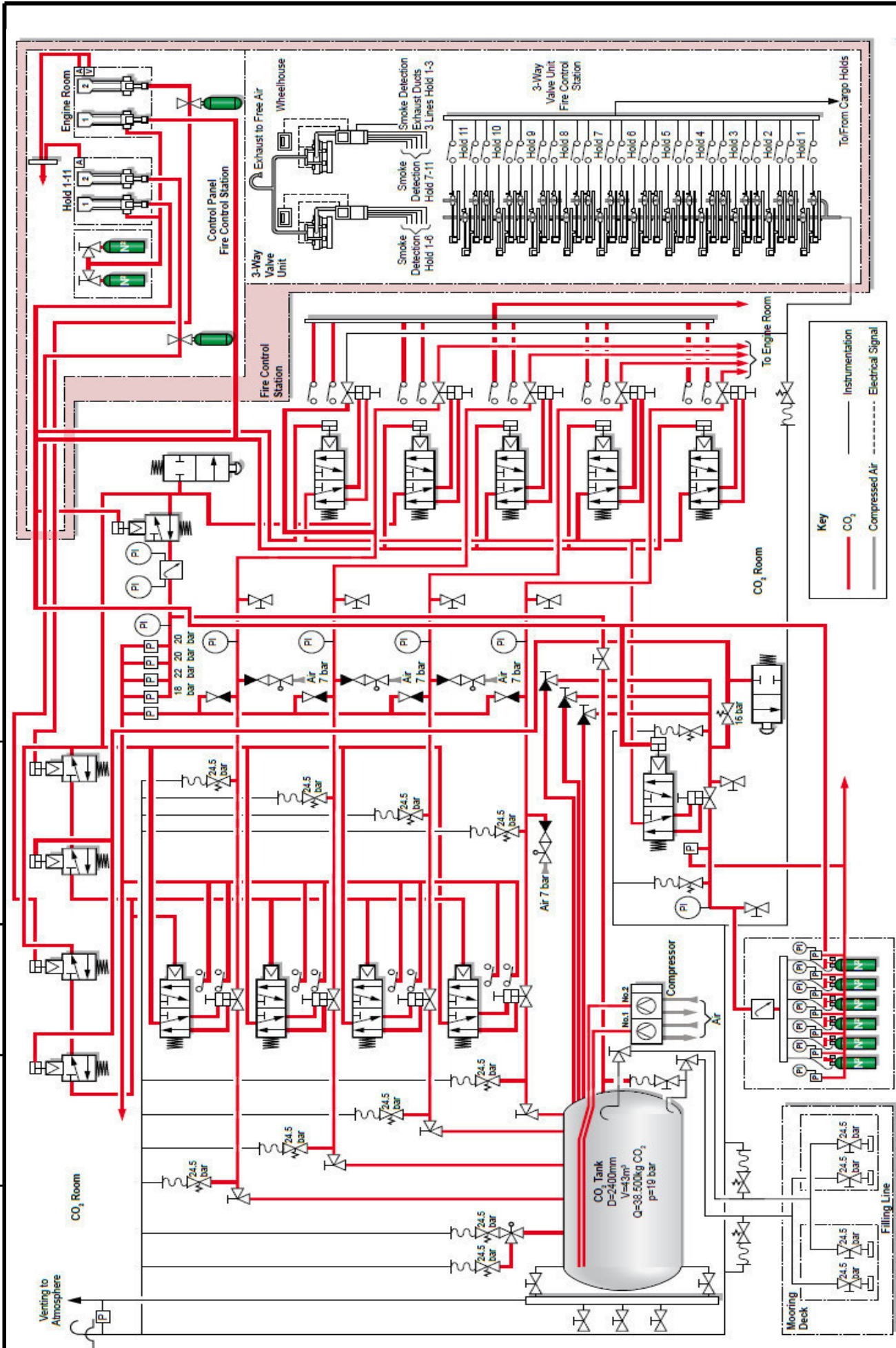


Рисунок 1.3 – Схема системи гасіння пожежі на базі газу CO₂

та трубопроводів, фірма виробник системи Danfoss Semco Fire Protection. У приміщеннях, де розташований аварійний дизель-генератор, встановлені автономні вуглекислотні батареї.

Основним засобом для гасіння пожеж на суднах є система піногасіння. Зазвичай на судні є дві піногасильні станції: основна - на кормі та аварійна - в надбудові бака. Між цими станціями по всьому судну прокладено магістральний трубопровід, від якого в кожний вантажний відсік відходить окремий трубопровід з повітряно-пінним стволом. Для гасіння пожеж на відкритих палубах судно оснащується лафетними повітряно-пінними стволами, які розміщуються на палубі надбудов. Лафетні стволи здатні подавати струмінь піни на відстань більше 50 метрів. Вантажні трюми мають бути захищені системою піногасіння середньої кратності. Для виготовлення піни використовується спеціальний піноутворювач, який працює як з прісною, так і з морською водою. Система забезпечує гасіння пожеж в машинному відділенні, житлових та службових приміщеннях, а також на палубі. Концентрат піни зберігається в спеціальних цистернах. Крім того, судно обладнане системою виявлення диму та сигналізацією від компанії Danfoss/Semco, моделі Scantec ST-990. Ця система використовується для виявлення диму (SDS) у вантажних трюмах і на палубі за допомогою спеціальних димових сповіщувачів - Smoke Detector Fan Exhaust - Mooring Deck. Вона контролює та направляє CO2 в трюми при необхідності.

Система об'ємного хімічного гасіння для групи приміщень включає блок автоматичного набору необхідної кількості балонів з вогнегасною рідиною для кожного приміщення та блок управління підривом піропатронів. Ця система забезпечує постійний контроль за станом піропатронів за допомогою струму контролю безпечної величини, який проходить через нитки піропатронів під час пожежогасіння. Крім того, підриг піропатронів та відкриття балонів з вогнегасною рідиною відбувається одночасно для всіх балонів в групі після отримання сигналу від датчика пожежі, що розміщений у приміщенні.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										16
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

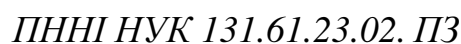
Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Всі операції з баластування та відкачування для кожного танку повинні реєструватися в баластному журналі, форма ID 207Q, з обов'язковим зазначенням дати, посади на судні, температури, питомої ваги, кількості закачаної води, кількості танків та інших важливих зауважень, відповідно до Резолюції IMO Resolution A868 (20) та Регламенту Lloyd's.

1.5.1 Стерновий пристрій

Стерновий пристрій призначений для забезпечення керованості судном, зміни курсу, маневрування та утримання на заданому курсі. Стерно та стернова машина, а також елементи керування в цілому, складають кермовий пристрій судна. Управління стернового електроприводу забезпечує переключку стерна, його зупинку, реверсування та регулювання швидкості. На

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата



Арк
18

судні встановлено два навпіл балансирних, підвісних стерна профілю НАСА, площею 60,078 м². Стернова машина виробництва фірми Yoowon-Mitsubishi, моделі: YDFT-475-4 x 2 з крутним моментом 5 394 Кн/м при 35°, забезпечує перекладання стерна при повному передньому ході і при роботі одного насосного агрегату з 35 ° одного борту на 30 ° іншого борту протягом 28 секунд, гідравлічна схема стернової машини приведена на рис. 1.5.

Керування стерною машиною передбачається дистанційне, авторульовим з навігаційної рубки, ручне - з румпельного приміщення та приміщення аварійного насоса стернової машини. У румпельному приміщенні передбачена стаціонарна цистерна запасу масла, достатня для заправки гідросистеми стернового приводу. Також передбачені електричні обмежувачі повороту пера руля в системі управління стернової машини та механічні в конструкції пера стернової машини.

1.5.2 Носовий підрулюючий пристрій

Для поліпшення керованості на малому ході та при швартуванні як засіб активного управління на судні встановлюється два тунельних підрулюючих пристрої, які розташовуються в носовій частині судна - це підрулюючі пристрої виробництва фірми Kawasaki Heavy Industries (KHI) типу КТ-219В5 потужністю 2500 кВт при 880 хв⁻¹ електродвигуна. Два носових підрулюючих пристроя представляють собою поперечні гвинти с керованим шагом, розміщені в циліндричній трубі.

Призначення даних пристроїв:

- покращити маневровість судна при роботі на маленькій швидкості, або у вузьких місцях;
- утримувати судно у заданому положенні при бічному вітрі на стоянці (рейді);
- переміщувати судно при швартових операціях в заданому напрямку.

Підрулюючий пристрій включає в себе електродвигун з постійною

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										19
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

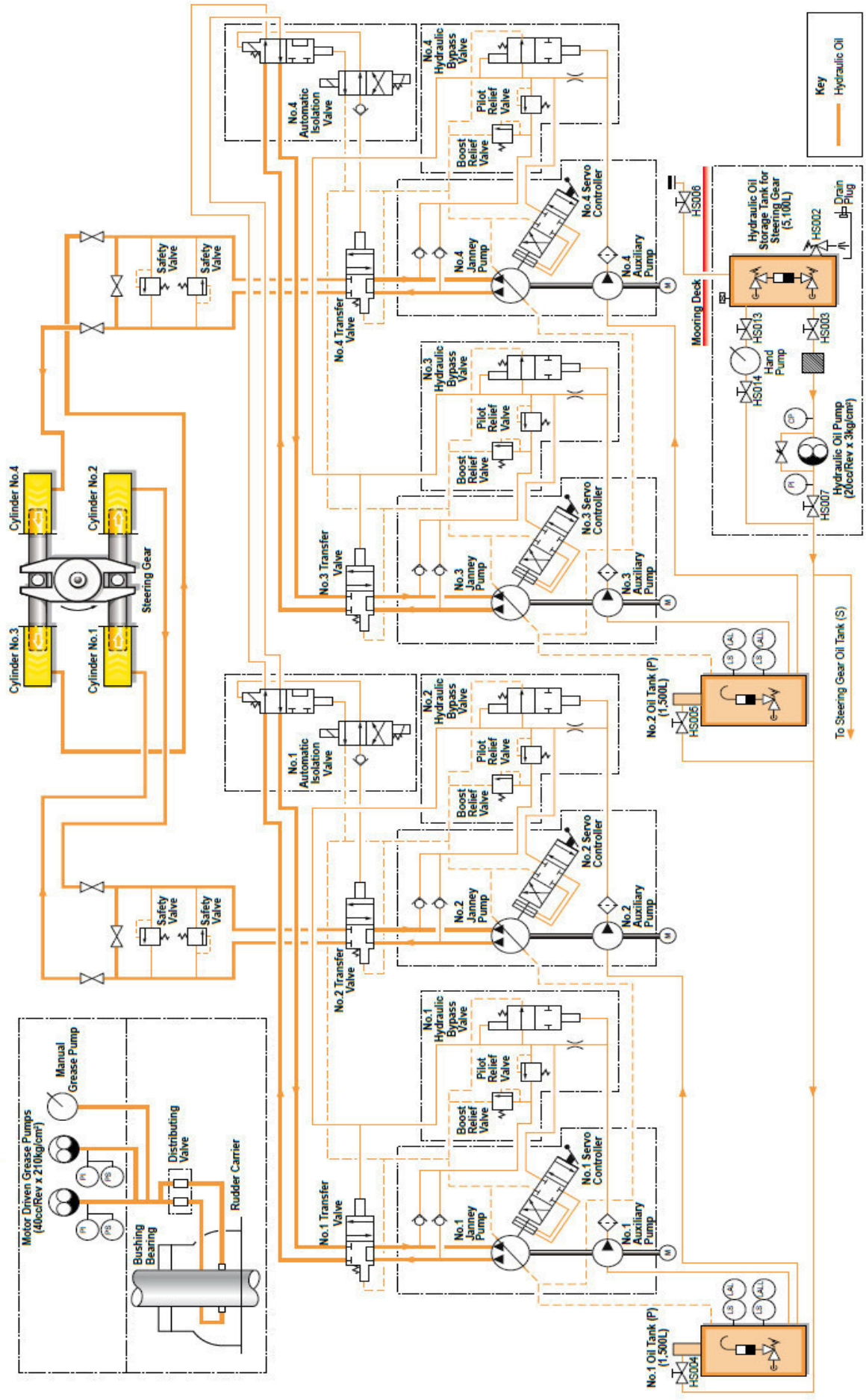


Рисунок 1.5 – Гідравлічна схема стернові машини UDFT-475-4 фірми Yoowon-Mitsubishi

швидкістю, який працює в фіксованому напрямку, і гвинт з регульованим кроком. Напрямок (лівий або правий борт) і сила створюваної тяги контролюються регулюванням кроку гвинта в межах робочого діапазону двигуна. Підрулюючий пристрій складається з наступних блоків: привід електродвигуна, приводний вал, конічне зубчасте колесо та карданний вал; гвинт з регульованим кроком; гідравлічний блок для керування кроком гвинта; електричний блок керування.

Приблизна вага підрулюючого пристрою 22,6 тони, матеріал гребного вала та корпусу-сталь. Управління двигуном підрулюючого пристрою - дистанційне з навігаційної рубки та крил містка має сумісність з іншими судовими системами, такими як ДП, управління судном або реєстратор даних рейсу VDR.

1.5.3 Якірний пристрій

Судно обладнано двома стоянковими якорями типу Холла, виготовленими компанією Kum Hwa Cast Steel Co. Ltd., Корея, моделлю (High holding power, stockless bower), вагою по 15500 кг кожен. Якірні ланцюги для цих якорів — електрозварні з розпіркою підвищеної міцності зі сталі категорії 3, калібром 92 мм, довжиною 357 м для правого борту та 325 м для лівого, виготовлені компанією Dai Han Anchor Chain. Ланцюги зберігаються в спеціальних контейнерах, що забезпечують їх самостійну укладку.

Прокладання якорного ланцюга з клюза на лебідку здійснюється через ролик. Підйом та віддача якорів здійснюються гідравлічними якірно-швартовими лебідками, які дозволяють підняти якір з номінальної глибини стоянки 110 м. Керування роботою якірних механізмів здійснюється локально, а гальмування приставок — вручну або дистанційно з рульової рубки. Для стабільної стоянки судна на якорях передбачено встановлення стопорів для якірних ланцюгів.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						21

1.5.4 Швартовий та буксирний пристрої

Судно оснащено шістнадцятьма електричними швартовними лебідками, виготовленими компанією TTS Kocks GmbH. З них шість розташовані на палубі баку, вісім — на юті, дві — на вантажній палубі. Лебідки можуть функціонувати як в ручному, так і в автоматичному режимі. В автоматичному режимі лебідки підтягують судно до причалу, регулюючи натяг троса, або ослаблюють його при зміні позиції судна під час вантажних операцій.

На борту судна є також швартові кнехти та троси (канати). Троси закріплюються на кнехтах за допомогою накладених шлагів, що утворюють вісімку, при цьому ходовий кінець троса знаходиться зверху. Для пропуску тросів між судном і причалом використовуються універсальні клізи з поворотною обоймою і роульсами, які запобігають перетиранню троса.

Швартовні та буксирні лебідки оснащені наступними канатами: десять швартовних нейлонових канатів діаметром 75 мм, довжина кожного — 210 м, з розривним зусиллям 570 кН; один буксирний трос діаметром 65 мм і довжиною 280 м, виготовлений зі сталі і з розривним зусиллям 1690 кН. Всі ці канати зберігаються в носовій тросовій камері.

1.5.5 Рятувальне та шлюпочне обладнання

Судно «Margrethe Maersk» оснащено рятувальними засобами та обладнанням відповідно до вимог СОЛАС та кодексу LSA, зокрема: рятувальними кругами, морськими жилетами, гідротермокостюмами, страховочними жилетами, засобами індивідуального захисту шкіри та аптечками. На борту є дві моторні рятувальні шлюпки виробництва Fassmer-Marland Ltd, кожна з яких розрахована на 34 особи. Шлюпки оснащені дизельними двигунами з електричним стартером і двома акумуляторами для запуску. Крім того, на судні знаходиться одна моторна пластикова шлюпка Fassmer, модель RR4.9, з вантажопідйомністю 1000 кг і місткістю 8 осіб. Також встановлені чотири рятувальні плоти на 20 осіб, що спускаються за

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
22				

допомогою кран-балки, та п'ять надувних плотів на 10 осіб кожен, оснащених пристроєм для гідростатичного спуску, а також два плоти на 6 осіб. Кожен пліт знаходиться в пластиковому контейнері з гідростатичним пристроєм спуску.

1.5.6 Вантажні пристрої

Для навантаження провізії, та для обслуговування машинно-котельного відділення через люк на нижньому містку по правому борту, встановлюється вантажний кран Dongnam Marine Crane Co. Ltd. моделі ННІ 180L 24kW x 4p електрогідравлічного типу з номінальною вантажопідйомністю 5 тон з максимальним вильотом 10,5м і мінімальним 2,5м. Виліт стріли крана за борт судна (тільки на правий борт). Для подачі вантажів з провізійних камер в камбуз передбачається вантажний камбузний ліфт вантажопідйомністю 150 кг. Для обслуговування машинно-котельного відділення і з'єднання його з вище розташованими приміщеннями передбачається пасажирський ліфт вантажопідйомністю 300 кг. Кран оснащений системою контролю чутливості до гідравлічного навантаження, та всі три операції підйому, обертання, спускання вантажу можуть бути виконані одночасно.

1.5.7 Валопровід та гребний гвинт

Валопровід складається з гребного, проміжного та упорного валів, а також опорних та упорних підшипників, дейдвудних та валообертальних пристроїв, гальмівних систем та інших елементів, які забезпечують його функціонування. Гребний вал використовується для кріплення рушія, і його підтримка здійснюється підшипниками дейдвудного механізму. Упорний вал передає зусилля, яке генерується рушієм, до упорного підшипника, що надійно закріплений в корпусі судна. Гребний гвинт та проміжні вали виготовлені з вуглецевої сталі з межею міцності 480 МПа. З'єднання між гребним валом, гвинтом та напівмуфтою є конічним, без використання шпонок. Передбачено стопорний механізм, який запобігає обертанню

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
23				

валопроводу під час буксирування судна на швидкості до 10 вузлів. Головний упорний підшипник інтегрований в головний двигун. В якості рушія використовується чотирилопатевий гвинт з фіксованим кроком від компанії Hyundai, діаметром 9,65 м і кроком 1,094 м..

1.6 Характеристика суднової енергетичної установки

1.6.1 Головна енергетична установка

Судно обладнане двома основними двигунами, кожен з яких обертає гвинт з фіксованим кроком. Валовий провід кожного мотора оснащений валогенератором, який може використовуватись для подачі електричної енергії на головні щити розподілу або для приводу гвинта.

На контейнеровозі «Margrethe Maersk» встановлені два двигуни компанії Doosan, виготовлені за ліцензією MAN B&W 7S80ME-C. Це семициліндрові, електронно керовані, двотактні, реверсивні двигуни типу крейцкопф з газотурбонагнітачем MHI-Doosan MET 83MB, що працюють при постійному тиску газів перед турбокомпресором. Вони оснащені прямоточно-клапанною продувкою і вбудованим упорним підшипником, мають діаметр циліндра 800 мм і хід поршня 3450 мм. Потужність двигуна досягає 23310 кВт при обертанні колінчатого валу на 72 об/хв.

Цей двигун не має стандартного розподільного валу, замість нього використовується електронна система для контролю роботи паливних насосів і випускних клапанів. Він забезпечує необхідну потужність для досягнення заданої швидкості судна, а рушій перетворює енергію обертання в упор, що впливає на рух судна. Валовий провід передає потужність від основного двигуна до рушія, а допоміжні механізми постачають електричну енергію, пару для побутових потреб, опріснену воду та інші необхідні ресурси. Двигун MAN B&W 7S80ME-C може працювати на паливі з в'язкістю до 700 мм²/с при температурі до 150°C, а також на паливі типу RMG 380 та більш високої категорії.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										24
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

На рис. 1.6 зображена енергетична установка судна «Margrethe Maersk».

1.6.1.1 Головний двигун

Основний двигун надійно закріплений на епоксидних клинах на рамі фундаменту. Фундаментна рама виконана з металу та зварена. Станина виготовлена зі сталі, суцільно зварена. Блоки являють собою циліндрові рубашки, які литі з чавуну та з'єднуються у єдину жорстку конструкцію за допомогою болтів. Усі елементи каркасу з'єднані анкерними зв'язками, які знижують напруги розтягнення, що виникають від газового тиску. Запуск двигуна можливий як з машинного відділення, так і з ходової рубки. Двигун має вертикальне рядне розташування циліндрів і систему прямого впорскування пального. Поперечний переріз показано на рис. 1.7. Технічні характеристики двигуна Doosan MAN B&W 7S80ME-C наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розміщення та кількість циліндрів	рядне 7
Порядок роботи циліндрів	1-7-2-5-4-3-6
Діаметр циліндра D, мм	800
Хід поршня S, мм	3450
Циліндрова потужність, кВт	3330
Максимальна потужність, кВт	23310
Частота обертання колінчастого валу, хв. ⁻¹	72
Питома витрата палива, г/(кВт/год.);	161,7
Середньо ефективний тиск, МПа	1,6
Турбокомпресор, шт	2xMHI-Doosan, MET 83MB

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					25

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

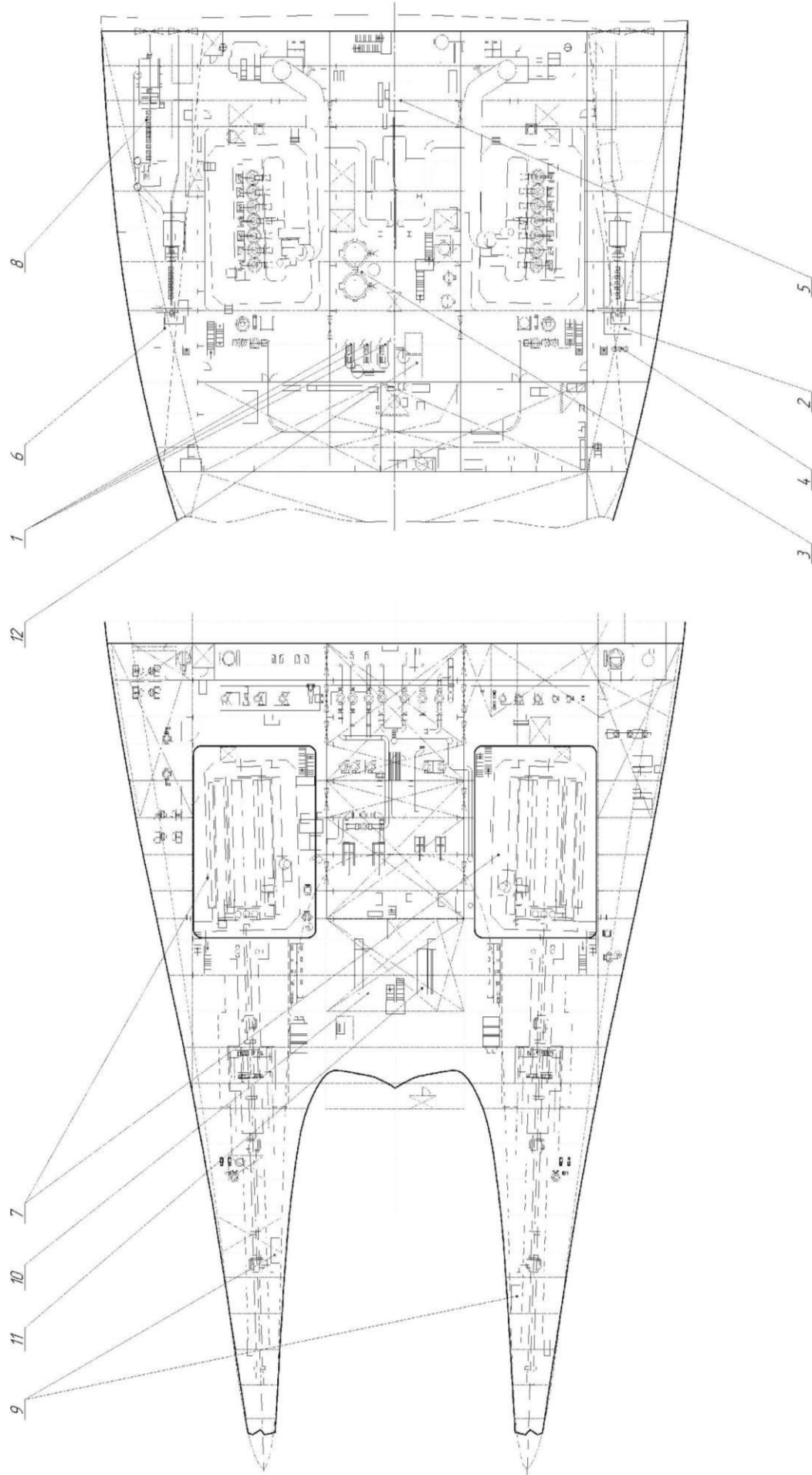


Рисунок 1.6 - Энергетична установка судна «Margrethe Maersk»: 1 – головний повітряний компресор; 2 – дизель-генератор №4; 3 – головний повітряний резервуар; 4 – головний масляний насос; 5 – турбогенератор; 6 – дизель-генератор №3; 7 – головний двигун; 8 – дизель-генератор №1; 9 – кормовий насос і охолоджувач дейдвуда; 10, 11 – головний масляний теплообмінник; 12 – компресор повітря управління.

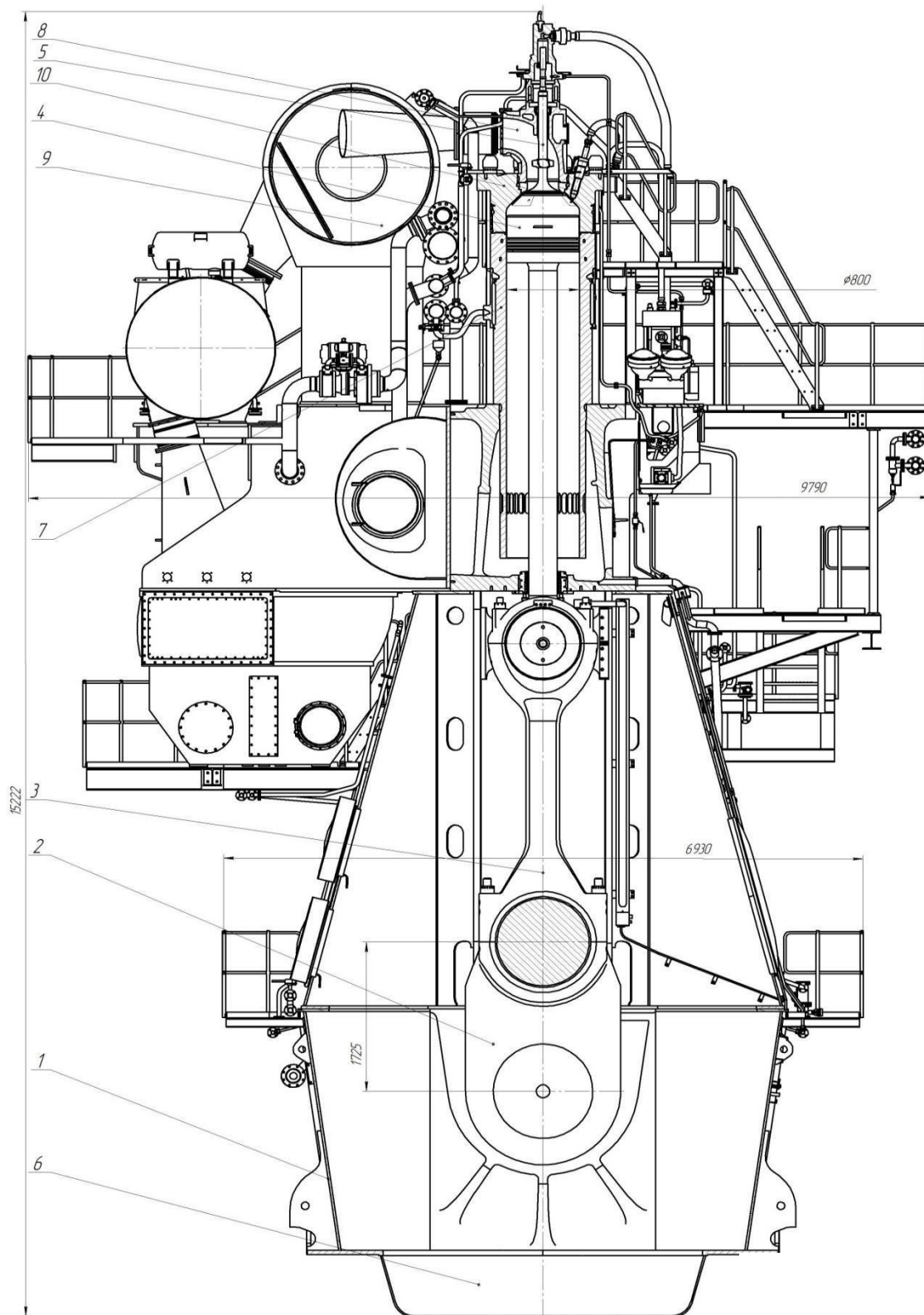


Рисунок 1.7 – Поперечний переріз головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C: 1 – фундаментна рама; 2 – колінчастий вал; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – випускний клапан; 6 – піддон картера; 7 – втулка циліндра; 8 – випускний колектор; 9 – випускний патрубков циліндра; 10 – кришка циліндра

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

В якості аварійного джерела електроенергії на судні передбачено дизель-генератор STX Cummins моделі 12VTA28DMGE потужністю 500 кВт і частотою обертання 1800 хв-1, який розташований у спеціальному приміщенні на палубі.

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СИСТЕМИ ГАЗООБМІНУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

2.1 Особливості технічної експлуатації агрегатів системи газообміну

Робота комбінованого двигуна значною мірою залежить від ефективності системи подачі повітря. Наддув дає змогу суттєво збільшити циліндричну та агрегатну потужність дизеля (на 40-80%) за умови незначного збільшення його розмірів, а також часто покращує економічність. Завдяки цим перевагам наддув широко застосовується в дизелебудуванні.

Комбінований двигун являє собою інтеграцію трьох основних елементів: компресора, дизеля та турбіни, що працюють як єдиний силовий комплекс. Будь-які зміни в режимі роботи чи технічному стані цих компонентів впливають на роботу всього двигуна.

Наприклад, зниження тиску наддуву через несправність компресора призводить до зміни умов продувки і заповнення циліндрів, а також змінює масу повітря, що подається, та температуру вихлопних газів. Це, в свою чергу, впливає на роботу турбіни. Зменшення прохідної площі вихлопних або продувних пристроїв змінює умови наповнення і продувки циліндрів, що також позначається на режимі роботи компресора.

Компресор комбінованого двигуна повинен забезпечувати подачу повітря в необхідній кількості та з відповідними параметрами на всіх режимах роботи, аби дизель мав оптимальну потужність і високу економічність при допустимих механічних та теплових навантаженнях.

Кількість та характеристики повітря, що подається компресором, мають відповідати вимогам до дизеля, зокрема змінювати його потужність, крутний момент, витрату палива та інші параметри залежно від режиму роботи.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		29

Режим роботи дизеля визначається частотою обертання валу та потужністю, які змінюються в залежності від потреб користувача. Наприклад, для суднового головного двигуна потужність дизеля повинна змінюватися відповідно до закону кубічної параболи залежно від частоти обертання гвинта.

У випадку з дизелем, з'єднаним з генератором, потужність повинна варіюватися при сталому числі обертів. Важливо, щоб робота дизеля та компресора була далека від межі нестабільної роботи, тобто лінії помпажу на характеристиці компресора. Крім того, компресор повинен мати високий коефіцієнт корисної дії на всіх режимах.

Економічна та надійна робота двигуна можлива тільки при узгодженні характеристик усіх його елементів: компресора, дизеля та турбіни. Це узгодження передбачає взаємне узгодження основних техніко-експлуатаційних, гідродинамічних і конструктивних параметрів дизеля та турбокомпресора.

Узгодження характеристик здійснюється в кілька етапів. На першому етапі комбінуються характеристики компресора та турбіни. Найпростіше це зробити для схеми наддуву з одним турбокомпресором, де турбіна та компресор з'єднані загальним валом і обертаються з однаковою частотою. Тому між ними існує баланс потужностей: потужність, що виробляється турбіною, повністю витрачається компресором на стиск і нагнітання повітря в дизель.

При поєднанні характеристик турбіни та компресора можна, з достатньою точністю для практики, припустити, що витрата газів через турбіну дорівнює витраті повітря через компресор. У такому разі характеристики компресора та турбіни можна представити на одному графіку з спільною абсцисною віссю.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
					Арк				
					30				

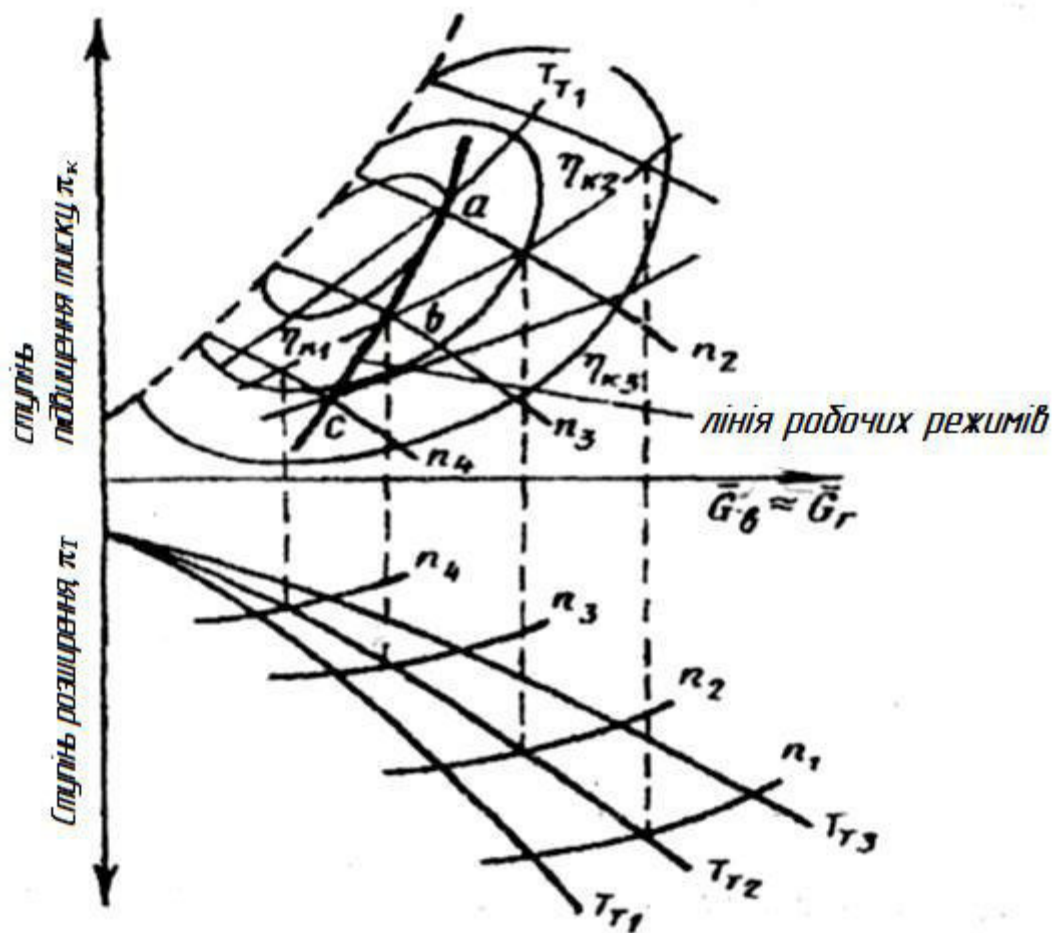


Рисунок 2.1 - Сумісні характеристики турбіни та компресора ТК

На наступному етапі узгодження формують лінію робочих режимів турбокомпресора (ТК), яка є графічним зображенням, що визначає параметри роботи ТК на різних режимах дизеля, включаючи ступінь підвищення тиску наддуву, витрату повітря через компресор, а також ККД турбіни й компресора. У схемі з одним ТК витрата повітря через компресор дорівнює витраті повітря через дизель, а тиск після компресора майже збігається з тиском у продувальному ресивері. Тому лінії робочих режимів збігаються з витратною характеристикою дизеля. Лінія робочих режимів ТК на його характеристиці вважається прийнятною при виконанні таких основних умов [24]:

1. На основному робочому режимі дизеля компресор і турбіна ТК повинні мати максимальний ККД.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ
					Арк
					31

- покращення техніко-економічних показників агрегатів у порівнянні з серійно випускаються аналогами;
- технологічність конструкції;
- легкість спостереження і огляду;
- мінімальний рівень шуму. Задоволення цих вимог також залежить від правильного вибору розрахункового режиму. Наприклад, заданий режим роботи комбінованого двигуна може бути досягнутий відповідним підбором параметрів поршневої частини (її гідравлічної характеристики, умов утворення суміші тощо), характеристик паливної апаратури та агрегатів системи постачання повітря. Практика показує, що для забезпечення високих експлуатаційних характеристик при виборі параметрів і характеристик елементів двигуна не можна зосереджуватись тільки на максимальних показниках питомої потужності і економічності на номінальній частоті обертання. Важливіше мати високий коефіцієнт адаптації та паливну економічність на найбільш ймовірних експлуатаційних режимах. Розрахунковий режим для агрегатів системи постачання повітрям суднових дизелів і дизель-генераторів — це режим номінальної потужності, який є найбільш складним для дизелів цього типу. Проте комбінований двигун може працювати в широкому діапазоні зміни навантаження та частоти обертання. У зв'язку з цим параметри газу на вході в турбіну змінюються значно. Оскільки оптимальні умови для турбіни забезпечуються тільки на розрахунковому режимі (який вибирається залежно від вимог до характеристик і умов роботи дизеля), на інших режимах його показники погіршуються, що порушує відповідність між вимогами дизеля і можливостями турбіни. Для вирішення цієї проблеми існують кілька підходів:
- використання турбокомпаундної установки (ТКУ);
- застосування регулювання турбонаддува;

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										33
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

- використання реєстрового наддуву. На рис. 2.2 показана типова схема ТКУ. Надлишкова енергія газів спрямовується до силової турбіни, яка з'єднана через гідравлічну муфту і редуктор з валом дизеля. Автоматика регулює клапан для перепуску газу і муфту. Коли потужність дизеля зменшується до 50%, клапан закривається, муфта відключається, і газ повністю направляється в ТК.

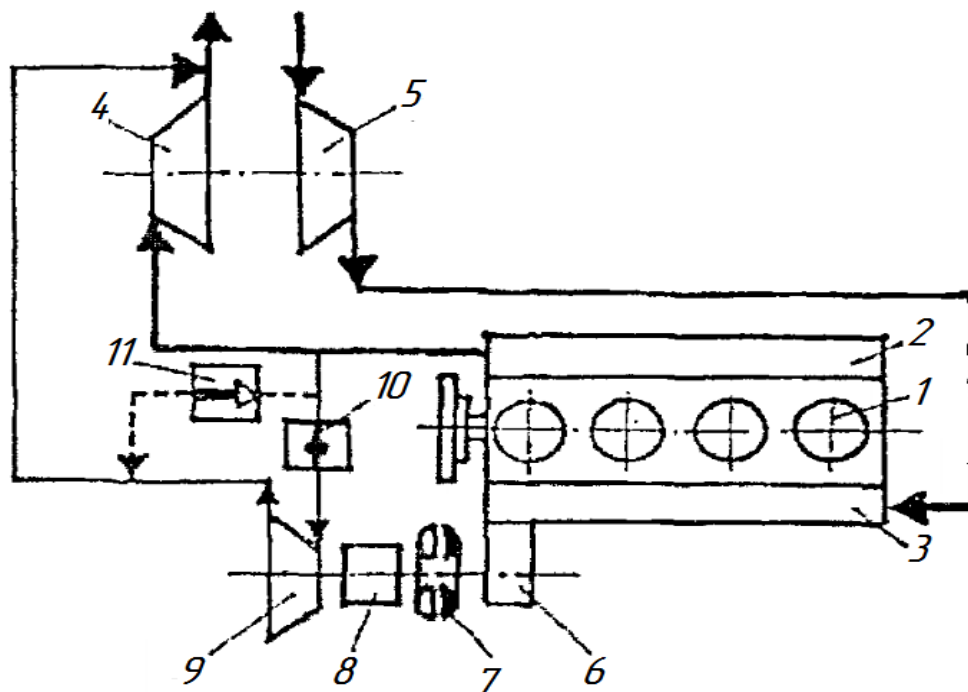


Рисунок 2.2 - Схема турбокомпаундної установки: 1- головний двигун; 2 - випускний колектор; 3 - повітряний ресивер; 4 - турбіна; 5 - компресор; 6 - механізм відбору потужності на валогенератор; 7 - гідромфту; 8 - редуктор СТ; 9 - силова турбіна (СТ); 10 - заслінка підводу газу до СТ; 11 - клапан перепуску газу

Таким чином, досягається ефективне регулювання потужності турбокомпресора (ТК), поліпшення характеристик наддуву та економічності дизеля в усіх режимах експлуатації. Іншим методом забезпечення оптимальної роботи дизеля і ТК в широкому діапазоні режимів є регулювання турбонаддува. Це може здійснюватися трьома способами:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
34				

- регулюванням компресора за допомогою лопаткового дифузора;
- регулюванням турбіни через сопловий апарат;
- комбінованим використанням двох попередніх методів.

Останній метод є найбільш універсальним та ефективним, хоча й складним з точки зору розробки автоматичної системи регулювання наддуву, створення її конструктивних елементів та забезпечення стабільної роботи. Для судових дизельних двигунів найбільше поширення отримало регулювання соплового апарату (СА) турбіни. Для цього застосовуються СА із змінною геометрією. При роботі на малих навантаженнях використовується СА з малим прохідним перетином, а при переході на повні навантаження – з більшими перетинами. Для турбін радіального типу компанія МАК розробила конструкцію з двома СА: один для часткових навантажень і другий для навантажень від 80% і більше. Ці два СА знаходяться в корпусі турбіни та переміщуються пневматично залежно від зміни положення рейки паливних насосів. Для осьових турбін ТК серії ТСА та радіальних турбін ТК серії TCR компанія MAN розробила конструкцію СА з постійно змінюваною площею прохідного перетину, що змінюється залежно від навантаження, і яка отримала назву "variable turbine area". Положення лопаток в СА контролюється та регулюється електронною системою. Тестування на стендах показали, що ККД ТК у цьому випадку є максимальним як при часткових, так і при повних навантаженнях. Внаслідок цих нововведень покращено згорання палива при часткових навантаженнях під час роботи на важких видах палива, збільшено крутний момент, а витрати пального зменшилися на близько 5%.

Ще одним методом розширення робочих режимів з високою ефективністю є використання реєстрового наддуву. Схему системи наддуву можна побачити на рис. 2.3. Залежно від частоти обертання дизеля і крутного моменту характеристика компресора розділена на чотири зони, що відповідають роботі з одним, двома, трьома і чотирма ТК. Зі збільшенням швидкості обертання дизеля швидке перемикання газових і повітряних заслінок дозволяє проходити через різні зони характеристик. Підбір

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ Арк 35				
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата					

пропускної здатності турбіни дозволяє підвищити тиск наддуву, забезпечити хорошу прийомистість судна та оптимізувати викиди дизеля при повному навантаженні.

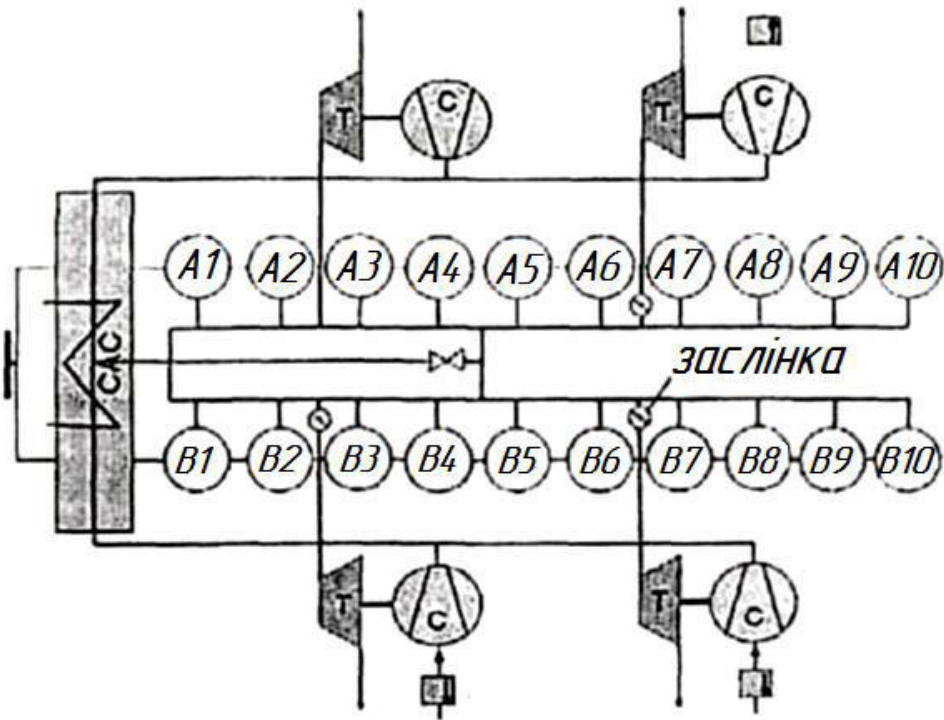


Рисунок 2.3 - Схема реєстрового наддува:

С - компресор; Т - турбіна; САС - охолоджувач наддувного повітря

У більшості частин характеристик дизеля ТК працює з оптимальнішим ККД, який дає вищий ККД дизеля.

Інв.№ подп.	Підп. і дата
Взам. інв.№	Інв. № дубл.
Підп. і дата	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				Арк
				36

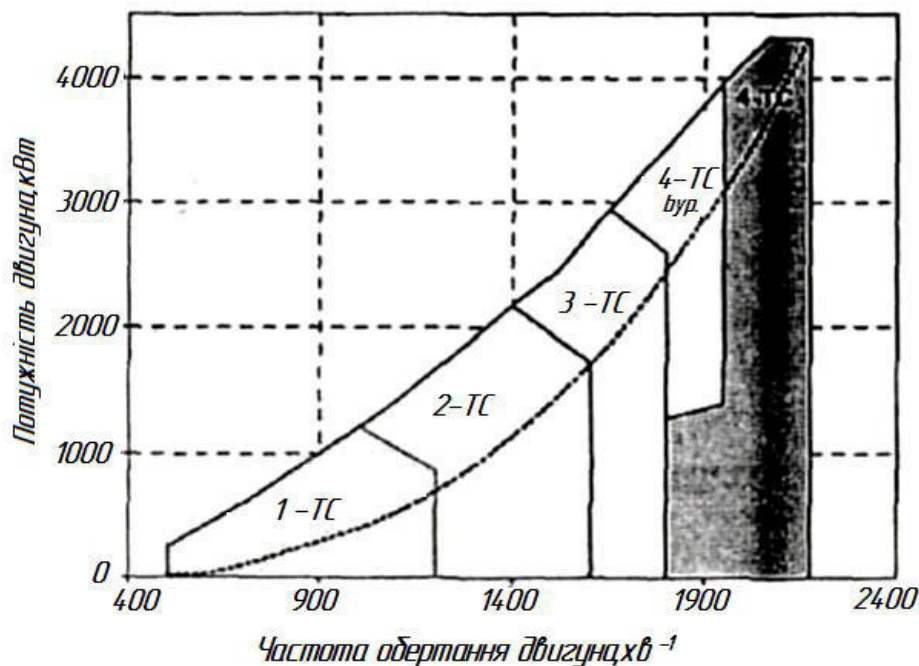


Рисунок 2.4 - Характеристики двигуна

При роботі з чотирма ТК застосування перепускного клапана ще більше підвищує їхній ККД. Якщо оберти дизеля знижуються нижче встановленого рівня, відкривається байпасний трубопровід, що з'єднує вхід до холодильника та випускний колектор. Через цей шлях деяка частина повітря від компресора надходить безпосередньо до турбіни. Загальний об'єм повітря збільшується, що зміщує робочі точки компресора в зону з вищим ККД. Це сприяє зменшенню витрат палива, знижує термічне навантаження та зменшує шкідливі викиди, покращуючи роботу дизеля в певних умовах.

Однак методи, що дозволяють більш точно налаштувати взаємодію ТК та дизеля, не отримали широкого застосування на суднових двигунах через складність конструкції та особливості експлуатації. Тому, зазвичай, використовують комбіновані двигуни з «чистим» газотурбінним наддувом.

У таких двигунах, коли змінюється режим роботи дизеля, енергія відпрацьованих газів, а разом з нею й потужність газової турбіни, варіюються. Це впливає на енергію, що подається до компресора, змінюючи його робочі

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
37				

умови. При відхиленні компресора від розрахункових режимів, ефективність використання потужності погіршується через зростання втрат.

Оптимізація взаємодії гідравлічних характеристик дизеля та ТК є важливою для покращення адаптивності дизеля до різних умов експлуатації, що стає очевидним з аналізу різних режимів роботи. На судні умови повного ходу часто істотно відрізняються від номінальних, і хоча режим номінальної потужності не має часових обмежень, він є лише епізодичним через вплив різних факторів, таких як стан дизеля, температура та тиск навколишнього середовища, тип палива та масла. Тому номінальна потужність більше відповідає умовам роботи на стенді, а не в реальних експлуатаційних умовах.

Оптимальна настройка систем подачі палива і повітря, як правило, проводиться на режимі номінальної потужності. Хоча деякі параметри, як-от кут випередження подачі палива, можуть бути кориговані, то для систем наддуву коригування робочої характеристики ТК часто не передбачається. В результаті, тривалі експлуатаційні режими повного ходу проходять зниженою ефективністю ТК через відхилення від оптимальних значень, що зменшує ККД ТК на 5-8%. Додатково, в тропічних районах проблеми з наддувом погіршуються через забруднення випускного тракту та самих ТК.

Зміни в режимах роботи на малих ходу або нових умовах експлуатації вимагають оптимізації роботи ТК, зокрема коригування робочих режимів для досягнення більшої ефективності. Погіршення технічного стану ТК в процесі експлуатації призводить до зниження таких показників, як ККД, тиск наддуву, витрата повітря та температура газів, що в кінцевому підсумку впливає на економічність дизеля.

З часом техніко-економічні характеристики ТК змінюються, що призводить до виникнення проблем при експлуатації двигуна, таких як високі температури випускних газів, недостатній тиск повітря, недосягнення повного навантаження, необхідність зменшення витрат палива та шкідливих викидів або забезпечення безпеки на триваліший період. У деяких випадках конструкція ТК та його взаємодія з дизелем можуть бути недостатньо

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
					ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						38

ефективність ТК через відхилення від оптимальних значень, що зменшує ККД ТК на 5-8%. Додатково, в тропічних районах проблеми з наддувом погіршуються через забруднення випускного тракту та самих ТК.

Зміни в режимах роботи на малих ходу або нових умовах експлуатації вимагають оптимізації роботи ТК, зокрема коригування робочих режимів для досягнення більшої ефективності. Погіршення технічного стану ТК в процесі експлуатації призводить до зниження таких показників, як ККД, тиск наддуву, витрата повітря та температура газів, що в кінцевому підсумку впливає на економічність дизеля.

З часом техніко-економічні характеристики ТК змінюються, що призводить до виникнення проблем при експлуатації двигуна, таких як високі температури випускних газів, недостатній тиск повітря, недосагнення повного навантаження, необхідність зменшення витрат палива та шкідливих викидів або забезпечення безпеки на триваліший період. У деяких випадках конструкція ТК та його взаємодія з дизелем можуть бути недостатньо

точними, що також негативно позначається на економічності та надійності роботи двигуна.

2.2 Особливості роботи елементів системи газообміну

Гази, що виходять із випускного колектора двигуна, потрапляють до соплового апарата турбіни, де їх температура становить 350–500 °С, залежно від значення коефіцієнта піка. Далі гази проходять через нерухомі лопатки соплового апарата, обертові лопатки робочого колеса, і викидаються через канали газовідвідного корпусу в систему газовипуску. Турбіна приводить в обертання колесо компресора. Повітря в міжлопаткових каналах цього колеса починає рухатись під дією обертання, і через відцентрові сили переміщується від осі обертання до вихідного отвору міжлопаткового каналу. Це призводить до розрідження повітря на вході в колесо. Різниця тиску забезпечує надходження повітря з машинного відділення через канали фільтра-глушника на вхід у колесо. Фільтр-глушник складається із зовнішньої сітки та пористої фільтруючої набивки, що дозволяє пропускати повітря і затримувати різні частинки (домішки). Після цього повітря проходить через щільні канали, сформовані дисками, що розташовані в кільцевому зазорі між стінкою вхідного конфузору і вхідною частиною конуса. Стінки дисків покриті пружним звукопоглинальним матеріалом, який поглинає енергію звукових коливань повітряного потоку на всмоктуванні, перетворюючи її на теплоту, що сприяє зниженню рівня шуму компресора. Після глушника повітря надходить на вхідні кромки лопаток компресорного колеса. Ці кромки мають осьовий відгин. Частина лопаток з таким відгином є обертовим направляючим апаратом. Відгин потрібен через те, що зіткнення рухомих часток повітря з кромками лопаток відбувається не по осі ротора, а по лінії вектора відносної швидкості повітря, який визначається додаванням абсолютної швидкості потоку (основного потоку) до окружної швидкості

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
39				

лопаток. Цей вектор спрямований вздовж профілю відігнутої лопатки. Відгин забезпечує більш плавне надходження повітря на вхід колеса, що зменшує втрати на вході.

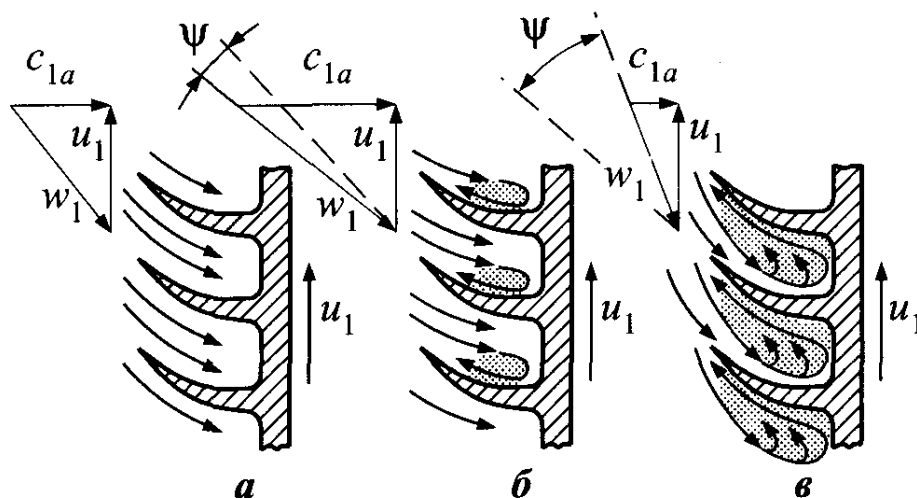


Рисунок 2.5 - Схема надходження повітря в канали робочого колеса: а - розрахунковий режим; б - відатність більша за розрахункову; в - відатність менша за розрахункову

Лопатки компресора, завдяки своїм вхідним кромкам, частково перекривають канал, по якому повітря потрапляє до колеса. При консольному розміщенні коліс (як у ТК фірми MBD) площа поперечного перерізу каналу на вході може бути більшою порівняно з консольним розташуванням підшипників, які звужують вхідний переріз (як у ТК фірми ABB). Ступінь перекриття вхідного каналу лопатками збільшується зі зменшення його поперечного перерізу за однакових умов, що призводить до зростання втрат на вході. Для зменшення таких втрат застосовують метод "вирізання" кожної другої лопатки на вхідних ділянках, де перекриття є занадто великим. Частинки повітря, рухаючись під впливом лопаток колеса, переміщуються по колу та одночасно по радіусу, внаслідок чого повітря рухається спірально, а вихідний потік з колеса спрямовується уздовж лінії вектора c_2 (рис. 2.6). Таке рухання дозволяє повітря потрапити в вільний канал, ширина якого

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
40				

приблизно дорівнює висоті лопатки на виході, після чого воно направляється до встановлених у каналі нерухомих лопаток.

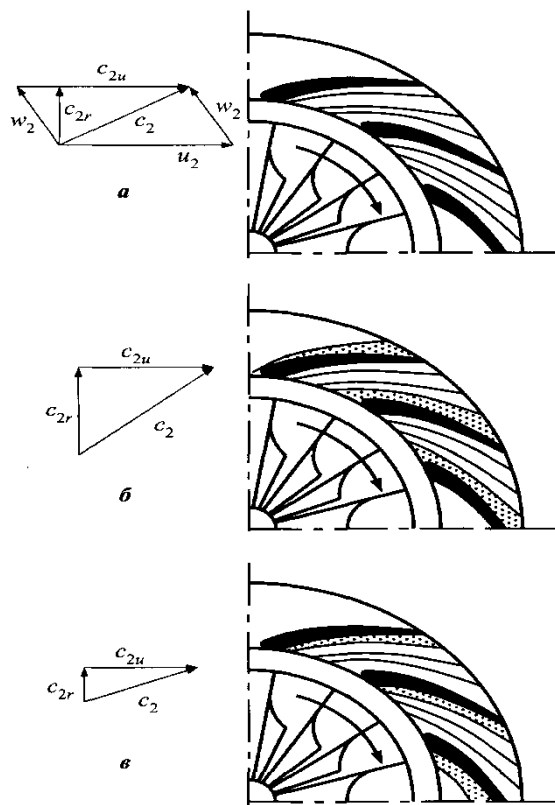


Рисунок 2.6 - Схема виходу повітря з колеса компресора й обтікання лопаток дифузора з трикутниками швидкостей для його зовнішнього діаметра: а - розрахунковий режим; б - витрата більша за розрахункову; в - витрата менша за розрахункову повітря і далі в ресивер двигуна

Після того, як повітря проходить через ділянку з лопатками, воно збирається спіралеподібним повітрозбірником, що охоплює вихід цієї ділянки, і направляється в нагнітальний патрубок. Звідти повітря поступає до охолоджувача наддувного повітря, а потім – в ресивер двигуна.

Ділянка каналу за колесом, де немає лопаток, називається безлопатковим дифузоров. Продовження каналу з лопатками отримало назву лопаткового дифузора, а відвідний спіралеподібний канал називається завиткою.

Інв. № подл.	Підп. і дата				Інв. № дубл.	Підп. і дата				
	Взам. інв. №					Інв. № дубл.				
	Підп. і дата					Інв. № дубл.				
Рисунок 2.6 - Схема виходу повітря з колеса компресора й обтікання лопаток дифузора з трикутниками швидкостей для його зовнішнього діаметра: а - розрахунковий режим; б - витрата більша за розрахункову; в - витрата менша за розрахункову повітря і далі в ресивер двигуна										
Після того, як повітря проходить через ділянку з лопатками, воно збирається спіралеподібним повітрозбірником, що охоплює вихід цієї ділянки, і направляється в нагнітальний патрубок. Звідти повітря поступає до охолоджувача наддувного повітря, а потім – в ресивер двигуна.										
Ділянка каналу за колесом, де немає лопаток, називається безлопатковим дифузором. Продовження каналу з лопатками отримало назву лопаткового дифузора, а відповідний спіралеподібний канал називається завиткою.										
					ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										41
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Процес руху повітря в компресорі є складним, оскільки включає передачу і перетворення енергії. Спочатку повітря набуває кінетичної енергії в колесі.

По мірі руху повітря через канали колеса частина кінетичної енергії перетворюється в потенційну, що виражається в уповільненні потоку й підвищенні статичного тиску.

Цей процес перетворення енергії відбувається одночасно, в результаті чого на виході з колеса кінетична енергія частково комбінується з потенційною.

Основним фактором перетворення енергії в колесі є зміна відносної швидкості потоку.

Рух по вектору відносної швидкості супроводжується поступовим збільшенням площі каналу, що нормальна до цього вектора, що, в свою чергу, сприяє уповільненню повітряного потоку.

Після виходу з робочого колеса повітряний потік поступає в безлопатковий дифузор, де його швидкість зменшується, що призводить до збільшення статичного тиску і температури повітря.

Спіральний рух часток повітря, що почався в колесі, продовжується в безлопатковому дифузори. Траєкторія часток на цій ділянці близька до логарифмічної спіралі, що призводить до значної довжини їхнього пробігу на одиницю збільшення площі перетину каналу. Це, в свою чергу, збільшує газодинамічні втрати. Зі збільшенням розміру безлопаткового дифузора зростає статичний тиск і зменшується швидкість повітря, але також зростають втрати.

Для зменшення втрат застосовують лопатковий дифузор, який дозволяє змінити траєкторію часток повітря на більш круту з меншою довжиною пробігу. У лопатковому дифузори втрати обтікування лопаток менші, ніж у безлопатковому варіанті.

При виході з лопаткового дифузора потік набуває швидкості, близької до початкової, а тиск – до заданого рівня. У завитці частки повітря

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПІННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк

42

продовжують рухатися спіралею навколо осі ротора. Це забезпечує рівномірний тиск по колу, що допомагає уникнути додаткових радіальних навантажень на підшипники ротора.

Швидкість повітря на виході із завитки зазвичай не змінюється, і перетворення енергії в ньому майже не відбувається. Завитка не є ефективним перетворювачем енергії, тому її не використовують для цього, щоб не знижувати ККД компресора. При оцінці елементів проточної частини, найбільший ефект дає колесо, потім лопатковий дифузор, далі безлопатковий дифузор, а найменший ефект має завитка.

Під час роботи турбокомпресора (ТК) ротор передає радіальне зусилля на підшипники від своєї ваги та від незбалансованих мас елементів коліс. Частота обертання ротора в ТК може становити від 12000 до 75000 об/хв для великих типорозмірів, що вимагає точного балансування і спеціальних підшипників, здатних гасити коливання ротора. Крім радіальних, підшипники також повинні витримувати осьове зусилля, яке виникає на колесі турбіни та компресора.

Зусилля на колесі компресора спричиняється різницею тисків з обох його сторін, що можна зменшити, спрямовуючи потік газів до робочого колеса турбіни в протилежний бік до колеса компресора. Це знижує навантаження на підшипники, але ускладнює конструкцію.

Підшипники компресорів мають захист від високої температури завдяки охолоджуванню порожнинами. Теплові екрани також застосовуються на зовнішніх частинах газоприймального і газовивідного корпусів, щоб знижувати температуру й рівень шуму. Охолоджувані канали перед сопловим апаратом не використовують рідину для охолодження, але обмежуються тепловими екранами.

Обидві схеми компонування ТК мають свої переваги та недоліки. Схема з консольними підшипниками має прості вузли, але збільшує масу ротора, що погіршує динамічні характеристики ТК. Схема з консольними колесами

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										43

покращує газодинаміку і знижує масу ротора, але вимагає складнішої конструкції підшипників. Тому обидві схеми мають подібну ефективність.

Найвищий ККД ТК спостерігається при розрахунковому режимі. Відхилення від цих умов змінює профіль потоку та призводить до змін у втратах і ККД. ТК може працювати в широкому діапазоні робочих режимів, що характеризуються різними сполученнями основних параметрів.

2.3 Газодинамічна характеристика малообертових двигунів і характеристики компресора та турбіни

Роботу компресора характеризують натупні показники: видаток повітря V_k , кг/с, ступінь підвищення тиску π_k , адіабатний ККД $\eta_{ад}$ і частота обертання ротора $n_{ТК}$, $хв^{-1}$. Взаємозв'язок вказаних параметрів, тобто характеристику компресора, одержують експериментальним шляхом. Він має наступний вигляд, що показаний на рис. 2.7.

Тут замість абсолютних значень V_k і $n_{ТК}$ нанесені безрозмірні параметри:

$$V^* = \frac{V_k \sqrt{T_0}}{p_0},$$

$$u^* = \frac{u_2}{\sqrt{T_0}},$$

де u_2 - окружна швидкість на зовнішньому діаметрі колеса компресора.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
					Арк				
					44				

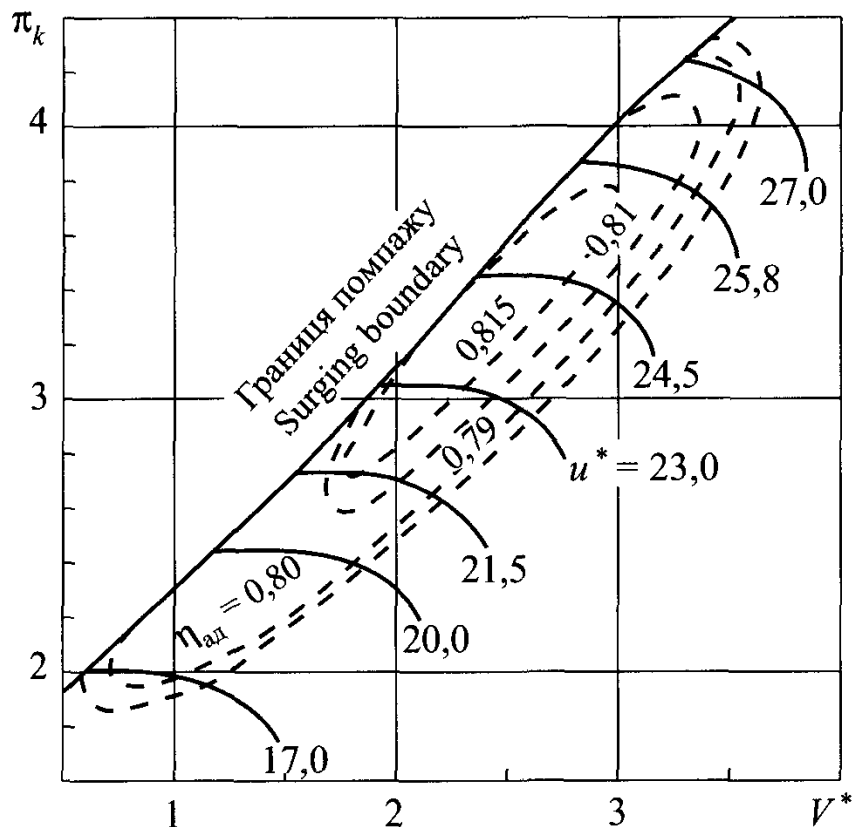


Рисунок 2.7 - Універсальна характеристика високонапірного відцентрового компресора

На даному зображенні спадаючі суцільні лінії ілюструють залежність $\pi_k = f(V^*)$ при постійних значеннях частоти обертання ротора і є частиною характеристики компресора, що відображає його напір. Лінії, що позначені штрихами, представляють собою лінії постійних адіабатних ККД компресора і називаються енергетичною характеристикою. Суцільна висхідна лінія показує межу помпажу. Зліва від цієї лінії компресор не може працювати нормально через помпаж — складний процес, що пов'язаний з обертальним зривом потоку повітря на вході в колесо компресора та зривом потоку на лопатках дифузора. Зривні зони на лопатках, які мають сталу позицію в проточних каналах, виникають при будь-якому відхиленні від розрахункового режиму роботи компресора.

На малюнках 2.5, б, в, та 2.6, б, в, представлені вихрові зони при роботі компресора в умовах, що відрізняються від розрахункових. Незважаючи на те,

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПІННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
45				

що зриви виникають за умов зменшених та збільшених витратків повітря, зрив при збільшеному витратку не має тенденції до розширення і залишається локалізованим. При зменшених витратках зрив розвивається через те, що лопатки наче "відходять" від вихрової області, збільшуючи її розмір.

Під час помпажу в областях, заповнених вихорами, відбувається періодичний викид повітря в зворотному напрямку до його нормального потоку. Помпаж супроводжується інтенсивними пульсаціями тиску, коливаннями витратку, можливими зворотними течіями через компресор, вібрацією конструкції та шумом. При сильному помпажі компресор може бути пошкоджений.

Для кожного типорозміру ТК випускається кілька комплектів змінних проточних частин, при цьому основні елементи корпусу залишаються незмінними. Це дозволяє отримати різні варіанти характеристик компресора. Області цих характеристик, які є неоднозначними функціями $\pi_k = f(V^*)$, представлені на рис. 2.8.

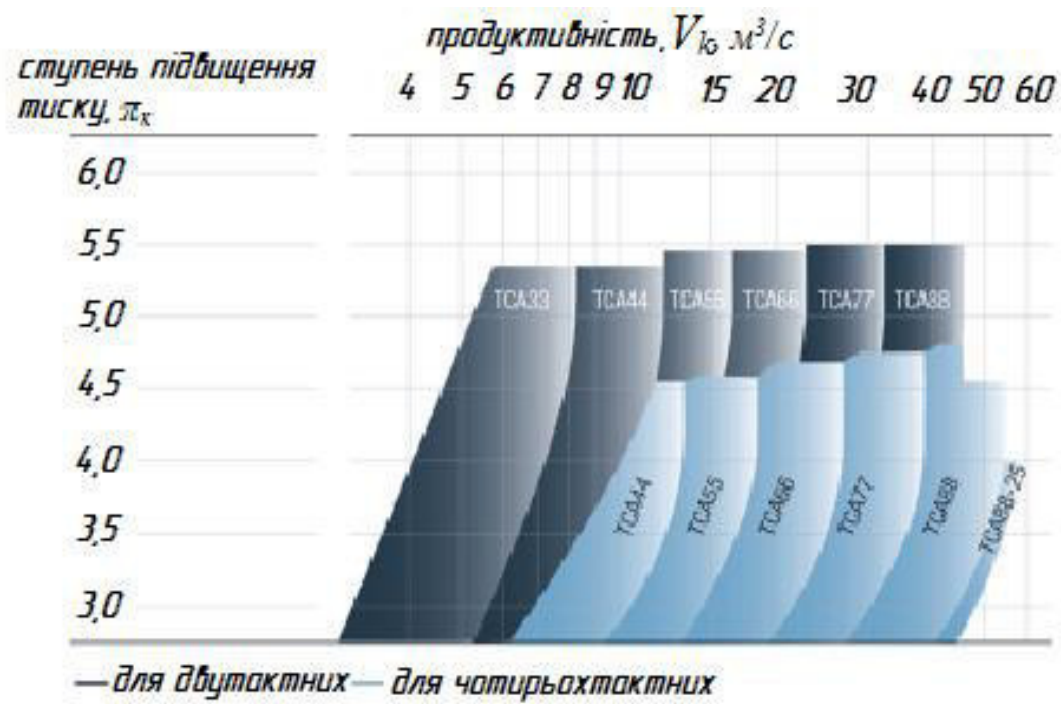


Рисунок 2.8 - Поля роботи турбокомпресорів марки ТСА

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				Арк
				46

Ці області відомі як поля витрат або зони застосування відповідних ТК, і вони використовуються для визначення типорозміру.

Оцінка параметрів типорозміру здійснюється з урахуванням характеристик компресора для конкретної конструкції проточної частини, газодинамічної характеристики двигуна та параметрів газової турбіни (також для конкретної геометрії проточної частини).

Газодинамічна характеристика двигуна визначає залежність між ступенем підвищення тиску повітря в двигуні π_{kd} та витратами повітря; при одночасній роботі ДВЗ і ТК $\pi_{kd} = \pi_k$. Характеристика двигуна може бути описана рівнянням:

$$V_{\partial} = V_s i \varphi_a \eta_n \frac{n\chi}{60} \xi_s \frac{p_0 \pi_k}{RT_s},$$

де V_{∂} - подача повітря на двигун, kg/s ;

V_s - робочий об'єм циліндра, m^3 ;

i - кількість циліндрів;

φ_a - коефіцієнт продувки;

η_i - коефіцієнт наповнення циліндра двигуна;

n - частота обертання колінчастого вала двигуна, xv^{-1} ;

χ - коефіцієнт тактності МОД, $\% = I$;

ξ_s - коефіцієнт збитків у впускній системі двигуна ($\xi_s = p_s / p_k$);

p_0 - тиск навколишнього повітря, Pa .

На рис. 2.9 газодинамічна характеристика МОД показана лінією 1. Вона може займати ряд положень залежно від взаємозв'язку між частотою обертання колінчастого вала та потужністю двигуна, а також від стану газоповітряного тракту - ступеня його забруднення. Для забрудненого тракту характеристика набуває більш крутого положення.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					47

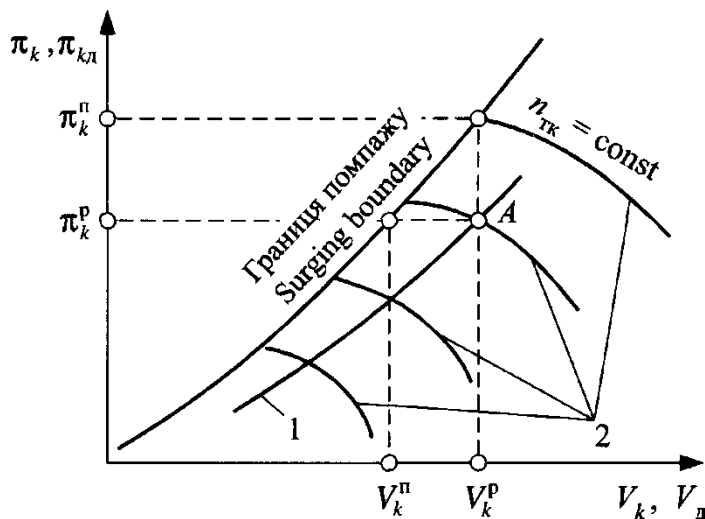


Рисунок 2.9 - Суміщення газодинамічної характеристики двигуна 1 і напірних характеристик ТК 2

Характеристика турбіни, подібно до характеристики компресора, пов'язує ККД турбіни η_T з витратою газу та частотою обертання ротора, а також ступенем розширення газу в турбіні. Вона може мати різний вигляд залежно від традицій фірм-виробників і користувачів. Один із можливих варіантів показаний на рис. 2.10.

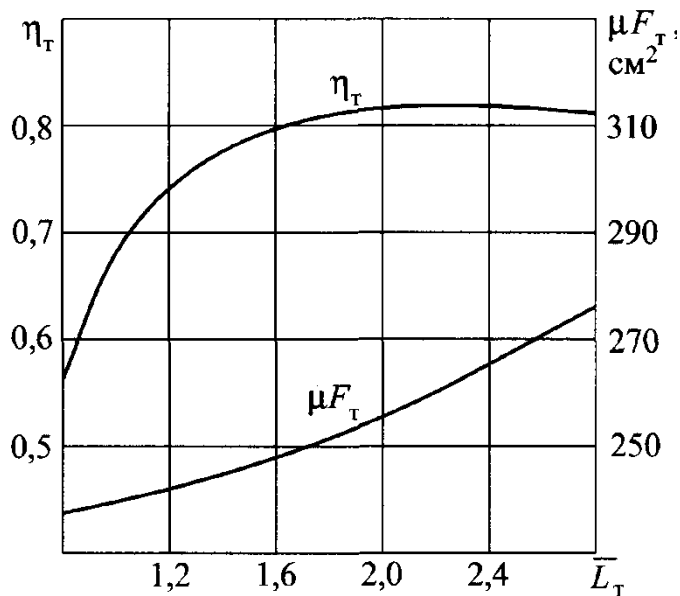


Рисунок 2.10 - Характеристики турбіни

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПІННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк

48

На цьому рисунку:

$$\bar{L}_T = l_{ad} / u^2 ;$$

$$\mu F_T = G_T / (\rho_z \sqrt{2l_{ad}})$$

де l_{ad} - адіабатна робота розширення газів у турбіні, Дж/кг;

u - колова швидкість на зовнішньому діаметрі колеса турбіни, м/с;

μF_T - пропускна здатність турбіни, см²;

ρ_z - густина газу за турбіною, кг/м³;

G_T - подача газу на турбіну, кг/с.

Величину $\bar{L}_T$ називають відносною роботою, μF_T - пропускною здатністю турбіни.

При сталому робочому режимі компресор, турбіна та двигун перебувають у стані матеріального та енергетичного балансу. Це означає, що об'єм повітря, що проходить через двигун, дорівнює об'єму, що проходить через компресор ($V_d = V_k$), а об'єм газів, що проходять через турбіну, G_T , на величину витрати палива більше за об'єм повітря через компресор ($G_T = V_k + V_t$). Потужність турбіни (без урахування механічних втрат) дорівнює потужності компресора, а ступінь підвищення тиску в компресорі π_k дорівнює ступеню підвищення тиску в двигуні π_{kd} .

Умови сумісної роботи компресора та двигуна визначаються точкою перетину їх характеристик, яка є робочою точкою (рис. 2.9, точка А). Поєднані характеристики компресора та двигуна формують характеристику системи наддуву. Робоча точка А має бути достатньо віддаленою від межі помпажу, щоб запобігти виникненню цього явища при всіх режимах роботи. Ступінь

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										49
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

відстані до межі помпажу визначається в нормативних документах як запас по помпажу.

$$k_n = \left(1 - \frac{\pi_k^n / V_k^n}{\pi_k^p / V_k^p} \right) \times 100\%$$

де індекс "п" позначає величину, що знаходиться на межі помпажу, а "р" — це значення параметрів, що належать до розрахункової робочої точки А (рис. 2.9). Запас для суднових дизелів має бути не меншим за 15 %.

Для визначення параметрів робочої точки необхідно знати частоту обертання ротора ТК при його спільній роботі з дизелем. Ця величина може бути встановлена на основі матеріального та енергетичного балансів, що враховують спільну роботу двигуна, турбіни та компресора. Під час визначення параметрів турбіни й компресора використовуються характеристики обох турбомашин. Параметри газу, який надходить від двигуна, розраховуються на основі його робочого циклу. Загальне вирішення задачі здійснюється за допомогою ітераційних методів, коли послідовно обчислюються й коригуються параметри газу, параметри газової турбіни та компресора. Ці завдання розв'язуються при визначенні марки ТК, підборі відповідних змінних проточних частин і налаштуванні газорозподілу в МОД.

2.4 Обґрунтування режимів експлуатації суднового двигуна

У процесі експлуатації суден та відповідно систем експлуатаційного управління (СЕУ) все більше поширюється перехід на режими, що передбачають зниження швидкості та переведення головних двигунів на часткові режими роботи. Ці режими характеризуються зменшеними витратами палива на виконання транспортних завдань і зниженими експлуатаційними

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата					
					ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
					Арк				
					50				

швидкостями, порівняно з номінальними показниками. У зв'язку з поставленим завданням для дипломного проекту необхідно виконати тепловий розрахунок двигуна при умовах зниження потужності і визначити його параметри при 40% потужності в умовах експлуатації.

Висновки: При зменшенні швидкості судна до 0,7 від номінальної потужність головного двигуна зменшується до 40% від номінального значення. Довготривала робота на такій потужності призводить до зниження моторесурсу двигуна. Дослідження доводять, що для забезпечення ефективної роботи двигуна в різних режимах оптимальним є використання регульованого турбонаддува. У зв'язку з цим постає питання заміни основної турбіни двигуна на дві меншої потужності та продуктивності під час планового технічного обслуговування або ремонту, з одночасним оснащенням однієї з них системою регулюючих клапанів. Це дасть змогу, в періоди експлуатації, відключати одну турбіну та забезпечувати роботу судна на 40% потужності іншою.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										51

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ГАЗООБМІНУ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

3.1 Визначення параметрів експлуатації суднового двигуна при виконанні модернізації

Для оцінки ефективності функціонування системи головного двигуна під час експлуатації, за допомогою CEAS Engine Calculations (<https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>) будемо визначати обмежувальні та гвинтові характеристики двигуна, а також експлуатаційні параметри для заданого режиму. Розрахунки в системі CEAS Engine Calculations виконуватимемо для потужності двигуна в діапазоні від 25 до 100 %.

Отримані результати щодо обмежувальних і гвинтових характеристик двигуна представлені на малюнку 3.1. За допомогою CEAS Engine Calculations визначаємо параметри режимів роботи суднового двигуна. Для умов навколишнього середовища (температура повітря 20 °С, температура охолоджувальної рідини для продувки повітря 36 °С) визначаються основні експлуатаційні параметри, які подано в таблицях 3.1 та 3.2.

Для вирішення задачі дипломного проекту розрахуємо параметри двигуна для обраного режиму роботи з двома турбокомпресорами моделі MET71MB (загальний вигляд турбіни зображено на рис. 3.2). Для цієї конфігурації з двома турбокомпресорами використовуємо варіант, показаний на рис. 3.3, а для управління клапанами однієї турбіни застосовуємо технічне рішення "Slow Steaming", яке відображено на рис. 3.4.

Для регулювання роботи турбонагнітача передбачено встановлення двох клапанів: одного на вході відпрацьованих газів у турбіну і другого на виході з компресора. Така конструкція клапанів забезпечує досягнення бажаних результатів.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
Арк				
52				

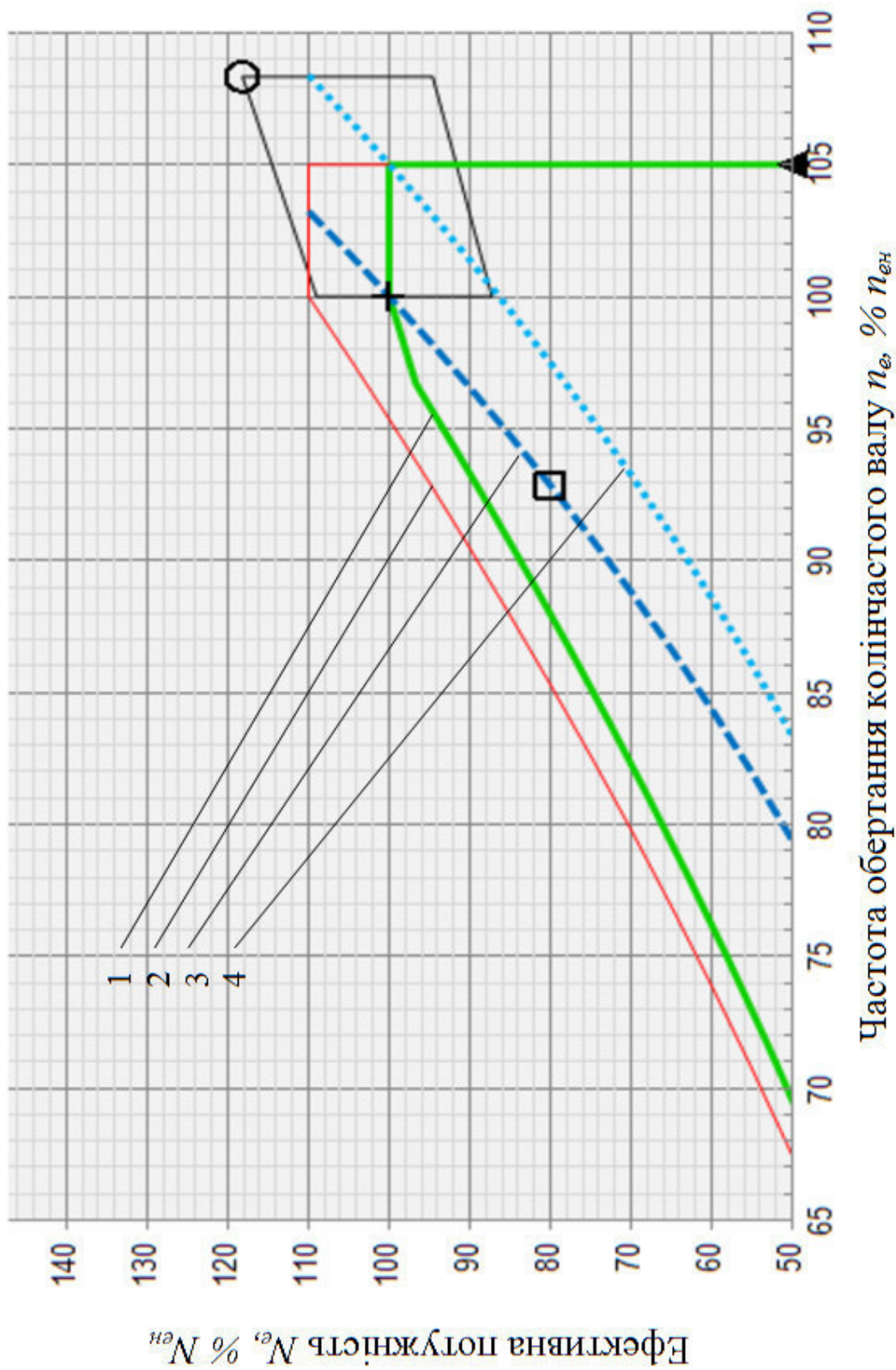


Рисунок 3.1 – Обмежувальні та гвинтові характеристики головного двигуна: 1 – обмежувальні характеристики для тривалого режиму навантаження; 2 – обмежувальні характеристики для короткочасного режиму навантаження; 3 – номінальна гвинтова характеристика; 4 – характеристика «легкого» гвинта

Таблиця 3.1 – Експлуатаційні параметри роботи головного двигуна (40% N_e) для заданих умов експлуатації: температура повітря навколишнього середовища - 20°C, температура охолоджуючої рідини - 36°C, (за даними CEAS Engine Calculations (<https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>))

Потужність двигуна, (%SMCR)	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання двигуна, хв. ⁻¹	Питома витрата палива, г/(кВт·год)	Витрата відпрацьованих газів після ГТН, кг/с	Температура газів після ГТН, °C	Витрата пари, Кг/год
100	26,710	72.0	164.9	63.1	237	5,480
95	25,375	70.8	164.6	60.9	230	4,620
90	24,039	69.5	162.5	58.7	225	3,930
85	22,704	68.2	161.6	56.4	220	3,400
80	21,368	66.8	161.0	54.0	218	3,040
75	20,033	65.4	160.6	51.5	217	2,800
70	18,697	63.9	160.5	48.9	217	2,660
65	17,362	62.4	161.0	46.1	218	2,610
60	16,026	60.7	161.7	43.2	221	2,630
55	14,691	59.0	162.7	40.2	225	2,710
50	13,355	57.1	163.8	37.0	230	2,820
45	12,02	55.2	165.0	33.7	238	2,970
40	10,684	53.1	166.3	30.2	247	3,100
35	9,349	50.7	167.7	26.7	255	3,080
30	8,013	48.2	168.7	27.5	214	1,370
25	6,678	45.4	170.7	23.2	220	1,370
20	5,342	42.1	172.7	19.7	216	1,040
15	4,007	38.3	176.7	16.5	200	360
10	2,671	33.4	186.8	14.1	162	0

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк

54

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

					ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ	Арк
						55
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

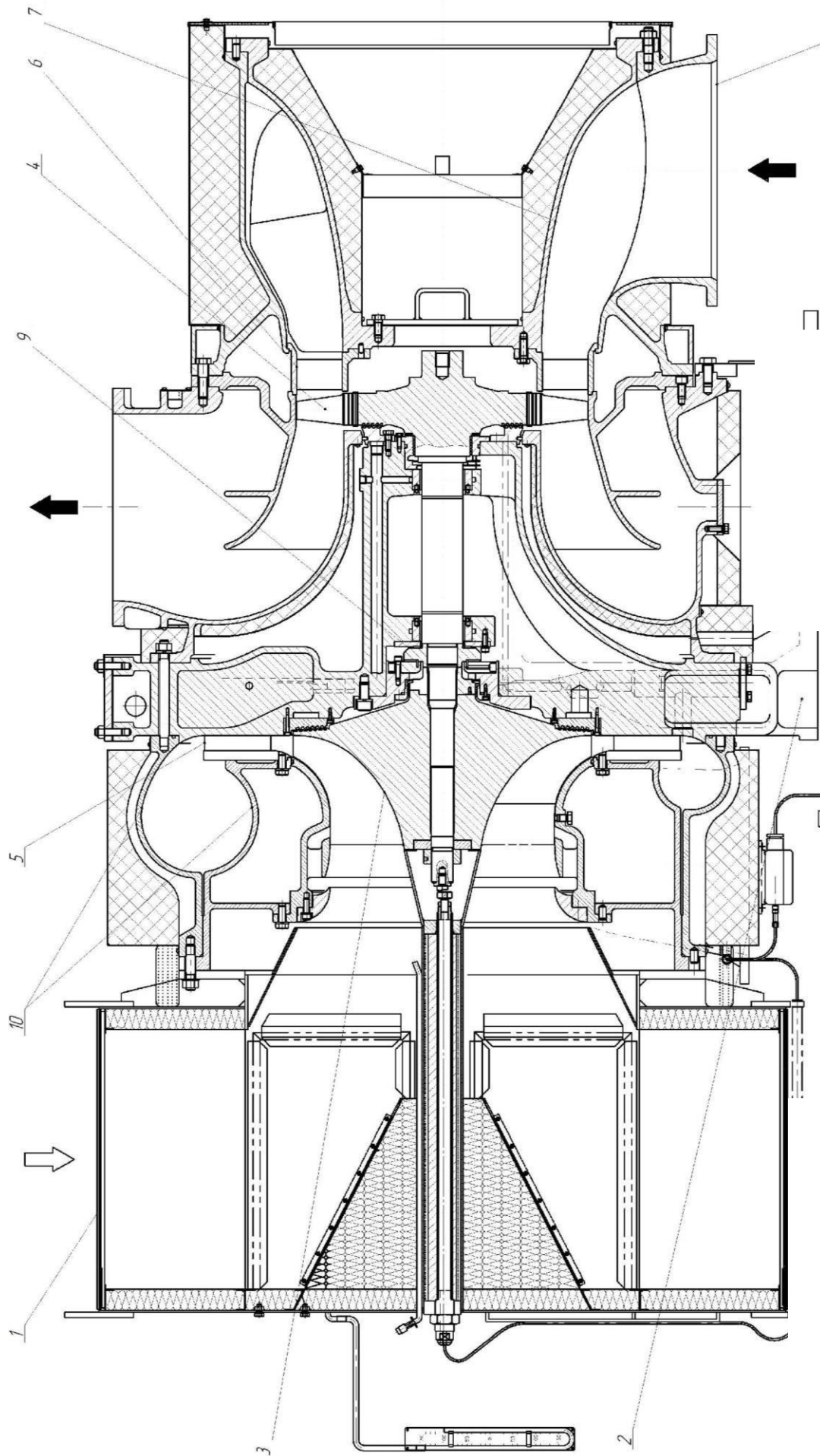
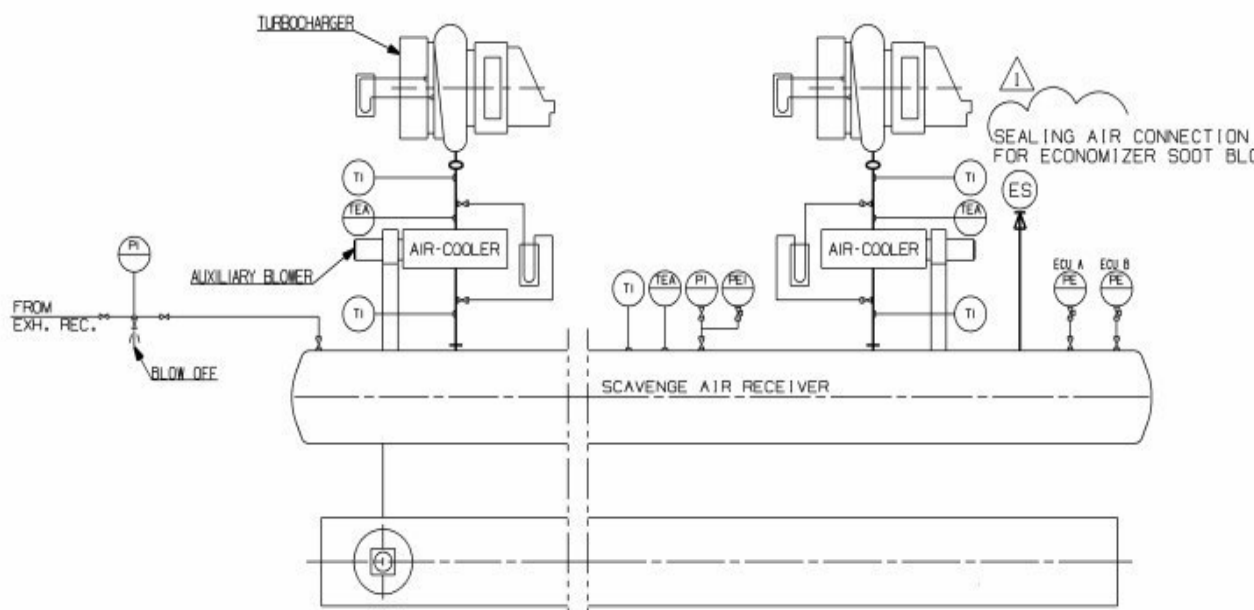
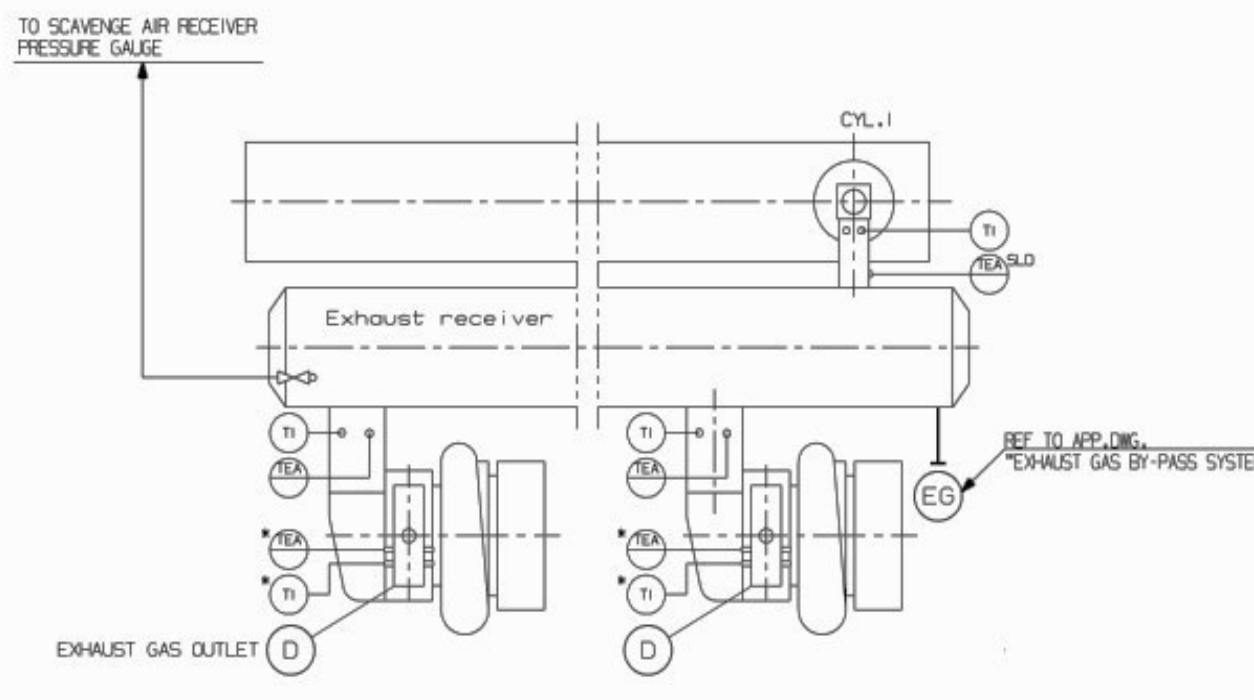


Рисунок 3.2 – Турбіна суднового двигуна: 1 – глушник; 2 – корпус; 3 – турбінне колесо; 4 – лопатка; 5 - дифузор; 6 – насадка; 7 – впускний кожух; 8 – впускний патрубок; 9 – упорний підшипник; 10 - спираль



a)



б)

Рисунок 3.3 – Схема встановлення двох турбокомпресорів для роботи головного двигуна на режимі зниженої потужності: в напрямку руху повітря з компресора (а) і в напрямку руху відпрацьованих газів до турбіни (б)

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Взам. інв.№	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.
ПІННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ			
57			

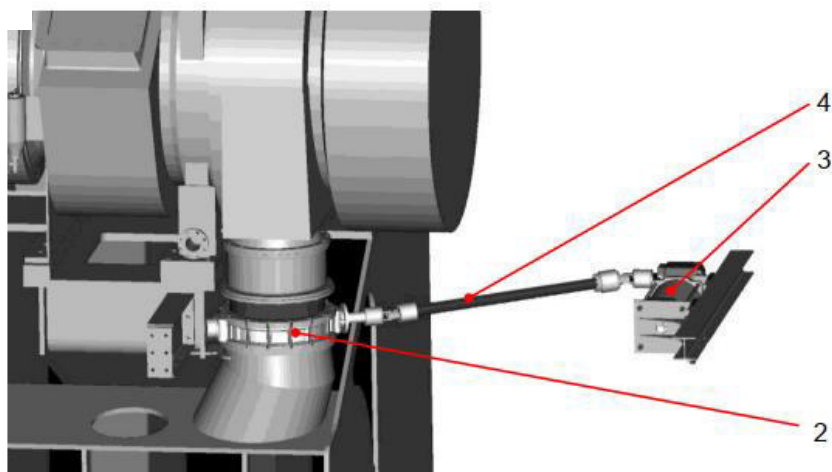
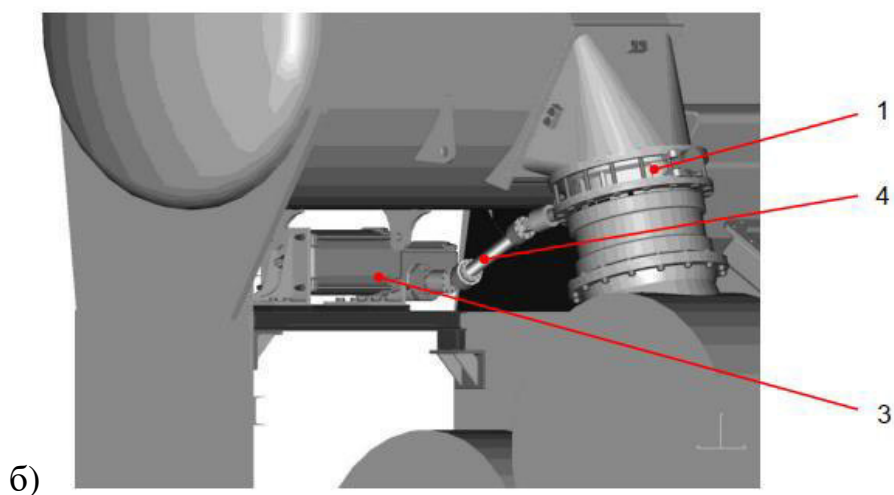
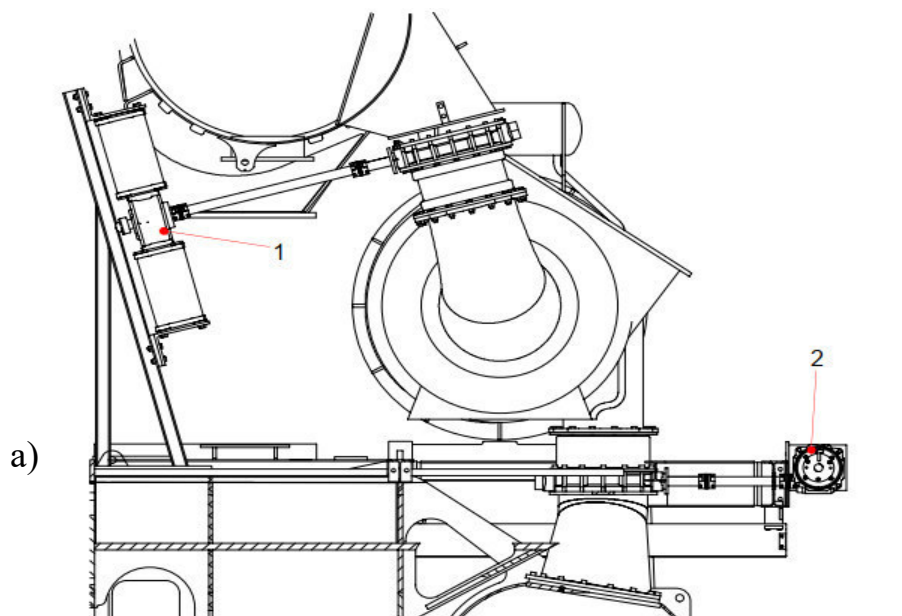


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд турбонагнітача з встановленими керуючими клапанами для керування турбокомпресором: 1 - клапан на вході відпрацьованих газів до турбіни; 2 - клапан на виході повітря з компресора; 3 – актуатор; 4 – карданний вал

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ				
				Арк
				58

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Клапани комплекта "Slow Steaming" керуються підпружиненим пневматичним циліндром, і в разі втрати тиску пневматичними системами клапани відкриваються автоматично. Пневматичний циліндр активується електропневматичним клапаном, що з'єднаний із системою контролю. При відмові системи управління або виникненні аварії клапани можуть бути відкриті вручну або через випуск повітря. Автоматична система дозволяє дистанційно керувати функцією повільного перекриття з диспетчерського центру двигуна. Управління відключенням або включенням контролю здійснюється через систему автоматизації, пов'язану з системою дистанційного керування (RCS), що забезпечує необхідні блокування та обробку аварійних сигналів. Також є підключення до системи аварійної сигналізації та моніторингу (AMS).

Опис комплекта додаткових клапанів для повільного перекриття повітрообміну газотурбонагнітача 8/40 Версія 2.0 можна знайти в [1 ... 3].

Зазвичай турбокомпресори спроектовані так, що компресор створює надлишковий тиск на стороні повітря турбокомпресора, що перешкоджає попаданню відпрацьованих газів в підшипники та систему подачі масла, запобігаючи можливим проблемам в експлуатації.

Для обґрунтування цього рішення при модернізації системи подачі повітря головного двигуна необхідно провести теплові розрахунки для варіантів встановлення двох турбін і керування однією турбіною за допомогою комплекта "Slow Steaming".

3.2 Тепловий розрахунок головного суднового двигуна MAN B&W 7S80ME-C

Для розрахунку основних характеристик робочого процесу скористаємося методом Гріневецького-Мазінга. Для побудови розгорнутих діаграм робочого процесу будемо використовувати метод оцінки енергетичного балансу в робочому циліндрі двигуна. Застосуємо цю модель, реалізовану у вигляді програми для обчислень за допомогою персонального комп'ютера.

Вхідні дані для виконання розрахунків подано в таблиці 3.3.

3.2.1 Вихідні дані для теплового розрахунку

Тепловий розрахунок головного двигуна проводиться з метою визначення робочих параметрів двигуна після проведення модернізації. Це дасть змогу вивчити вплив показників робочого процесу на основні параметри роботи суднового дизеля.

Таблиця 3.3 – Основні геометричні параметри двигуна

Параметр	Значення
----------	----------

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										60
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Діаметр циліндра двигуна, мм	800
Хід поршня, мм	3450
Число циліндрів, шт.	7
Частота обертання, хв-1	72
Геометричний ступінь стиску	14
Ефективна потужність, кВт	10684 (при 40% N_e)

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D) має велике значення для габаритів двигуна. Зі зменшенням цього співвідношення зменшуються розміри двигуна, знижуються механічні втрати та зношування компонентів, покращуються умови для розміщення клапанів та їх розмірів. Однак це також призводить до збільшення довжини двигуна, більших навантажень на деталі КШМ через тиск газів та сили інерції, а також зменшення висоти та погіршення форми камери згоряння. Для сучасних середньо- і високооборотних дизелів на судах значення S/D коливається між 2,16 і 4,8. У нашому випадку, враховуючи конструктивні особливості, оберемо співвідношення S/D таке ж, як у базовому двигуні, приймаючи його рівним 1,10.

Щодо числа і розташування циліндрів, при збереженні постійної потужності дизеля, збільшення кількості циліндрів сприяє зменшенню їх діаметра, покращуючи врівноваженість і рівномірність ходу двигуна. Проте надмірне зменшення діаметра може призвести до проблем із сумішоутворенням і згорянням палива. Збільшення діаметра циліндра дозволяє знизити теплові втрати в охолоджувальному середовищі, що підвищує індикаторний ККД і зменшує навантаження на деталі. Разом з тим, збільшення числа циліндрів веде до зростання довжини двигуна, при зменшенні висоти і ширини.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ					Арк
										61
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Для суднових дизелів найпоширенішим є вертикальне рядне розташування циліндрів. Це зручне для обслуговування і спрощує конструкцію блока-картера. У нашому випадку, збережемо число циліндрів рівним 8, як у прототипі.

Комбінація факторів, таких як збільшення індикаторного ККД, зростання «жорсткості» згоряння, максимального тиску та швидкості наростання тиску, впливає на ефективність роботи двигуна. Індикаторні показники поліпшуються до певної межі, поки паливна апаратура функціонує належним чином і коефіцієнт наповнення циліндрів залишається високим.

При збільшенні оборотів колінчатого вала зростають інерційні навантаження, збільшуються розміри і маса деталей КШМ, зростають втрати на тертя, що негативно впливає на надійність і довговічність двигуна. В подальших розрахунках приймемо частоту обертання рівною 72 об/хв, зважаючи на особливості задачі.

Щодо способу сумішоутворення та форми камери згоряння, необхідно забезпечити високу якість очищення відпрацьованих газів та заповнення циліндрів свіжим зарядом. Зменшення співвідношення поверхні до об'єму камери згоряння сприяє зниженню теплових втрат в систему охолодження. Форма камери згоряння для суднових дизелів залежить від методу сумішоутворення. У разі об'ємно-плівкового сумішоутворення, що характерне для прототипу, забезпечується висока економічність при знижених навантаженнях на деталі КШМ. Використовуються напіврозділені форми камери згоряння, розташовані в головці поршня.

У подальших розрахунках визначимо основні геометричні параметри дизеля, згідно з таблицею 3.3.

3.2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку робочого процесу

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Щодо способу сумішоутворення та форми камери згоряння, необхідно забезпечити високу якість очищення відпрацьованих газів та заповнення циліндрів свіжим зарядом. Зменшення співвідношення поверхні до об'єму камери згоряння сприяє зниженню теплових втрат в систему охолодження. Форма камери згоряння для суднових дизелів залежить від методу сумішоутворення. У разі об'ємно-плівкового сумішоутворення, що характерне для прототипу, забезпечується висока економічність при знижених навантаженнях на деталі КШМ. Використовуються напіврозділені форми камери згоряння, розташовані в головці поршня. У подальших розрахунках визначимо основні геометричні параметри дизеля, згідно з таблицею 3.3. 3.2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку робочого процесу
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ
					Арк 62

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк
63

Склад атмосферного повітря характеризується наявністю у ньому 79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі. Кількість інших складових дуже мала тому може не враховуватися.

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається за формулами:

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,123}{4} + \frac{0,012}{32} - \frac{0,005}{32} \right) = 0.4934 \text{ кмоль}$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,86 + 8 \times 0,123 + 0,012 - 0,005 \right) = 14,32 \text{ кг/кг.}$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 4,45$.

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається по формулі:

$$M_1 = \alpha L_o = 4,45 \times 0,493 = 2,2 \text{ кмоль}$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згорання ($\alpha > 1$)

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M$$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк	64
-----	----

Кількість компонентів продуктів згоряння, (кмоль) для дизелів розраховується по формулах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,860}{12} = 0,072 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,123}{2} = 0,062 \text{ кмоль};$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,012}{32} = 0,000375 \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21(4,450 - 1)0,493 = 0,3575 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 4,450 \cdot 0,493 = 1,7347 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,072 + 0,062 + 0,000375 + 0,3575 + 1,7347 = 2,2257 \text{ кмоль}.$$

3.2.3 Процес впуску

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0). Для тиску й температури навколишнього середовища (атмосферного повітря) приймаються значення $p_0 = 0,103$ МПа й $T_0 = 288$ К.

Тиск і температура на вході в двигун. Для двигунів із наддуванням параметри навколишнього середовища співвідносяться з параметрами повітря на виході з компресора, а за наявності проміжного охолодження повітря — з тиском і температурою після охолоджувача.

Згідно з прототипом, в двигуні використовується наддування і проміжне охолодження повітря. Прийнемо величину наддування за прототипом:

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.02. ПЗ

Арк	65
-----	----

$$p_k = 1,4 \times p_o = 0,850 \times 0,103 = 0,191 \text{ МПа}$$

Показник політропи стиснення в компресорі (n_k), що залежить від типу компресора та ефективності процесу стиснення, $n_k = 1,4 \dots 2$. Для більшості сучасних турбокомпресорів приймається значення $n_k = 1,6$.

Температура повітря в двигуні з наддуванням на виході з компресора змінюється в залежності від ступеня підвищення тиску:

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі (σ_{ox}). Для водяних охолоджувачів значення $\sigma_{ox} = 0,7 \dots 0,90$, приймаємо $\sigma_{ox} = 0,8$

У двигуні з охолоджувачем температура повітря в впускному ресивері:

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox}(T'_k - T'_a) = 362,7 - 0,800(362,7 - 288,0) = 302,9 \text{ К},$$

де T'_a — середня температура охолоджувальної води в охолоджувачі (для охолодження водою ззовні $T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$);

T'_k — температура повітря перед охолоджувачем, що дорівнює температурі на виході з компресора.

Тиск залишкових газів (p_r), МПа, залежить від числа, розміру та розташування клапанів, опору вхідних і вихідних трубопроводів, фаз газорозподілу, ступеня наддування, швидкості обертання двигуна та інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймається: $p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k$. Отже, приймаємо:

$$p_r = 0,900 \times p_k = 0,950 \times 0,191 = 0,171 \text{ МПа}$$

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів становить – 700-900 К. Необхідно враховувати, що збільшення α та ϵ призводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання двигуна збільшує температуру залишкових газів.

Прийmemo $T_r = 580,0 \text{ К}$.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ΔT).

Для дизелів із наддуванням $\Delta T = -5 \dots 10$ К. Враховуючи збільшення діаметра циліндра D , частоти обертання колінчастого вала n та ступеня стиску ε , величина T_g зменшується. Якщо впускні та випускні трубопроводи розташовані поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, значення ΔT слід приймати ближче до верхньої межі. Зважаючи на конструктивні особливості впускного тракту двигуна-прототипу, приймаємо $\Delta T = 6$ К.

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті призводить до зниження тиску p_a , що подається в циліндри, заряду на величину Δp_a .

Для визначення втрат тиску необхідно знайти щільність заряду в циліндрі.

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,191 \cdot 10^6}{287 \cdot 302,9} = 2,192 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_g = 287$ кДж/(кг х К) газова постійна повітря.

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \zeta_{вп}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах $2,5 \dots 4,0$. β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\zeta_{вп}$ - коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчастого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна, прийmemo $c = 2,8$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{вп}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{вп} = 20 \dots 70$ м/с. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчастого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{вп}$ збільшується. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{вп} = 20$ м/с

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння Бернуллі. Приймаючи нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вн}}^2}{2} \rho_{\kappa} \cdot 10^{-6} = 2,80 \frac{20,0^2}{2} 2,192 \cdot 10^6 = 0,012 \text{ МПа.}$$

Тоді

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a = 0,191 - 0,0012 = 0,1893 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r). Даний показник характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння й визначається як відношення числа молей залишкових газів до числа молей свіжого заряду. Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для судових дизельних двигунів визначається за допомогою залежності:

$$\gamma_r = \frac{(T_{\kappa} + \Delta T) \cdot p_r}{T_r (\varepsilon_0 \cdot p_a - p_r)} = \frac{(302,9 + 6) \cdot 0,189}{580,0 (14,35 \cdot 0,189 - 0,171)} = 0,036 \text{ МПа.}$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна: дизеля даного типу ($\gamma_r = 0,025 \dots 0,06$).

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_{κ} , підігріву заряду ΔT , температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ .

$$T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{302,9 + 6,0 + 0,036 \cdot 580,0}{1 + 0,036} = 318,3 \text{ К.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Температура кінця впуску для дизелів з наддуванням $T_a = 320...450$ К.

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску, визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшов у циліндр, до тієї кількості заряду, що могло б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якої надходить заряд:

$$\eta_v = M_d / M_0,$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 - число молів свіжого заряду, що могло б поміститися в циліндрі при p_k і T_k .

Без врахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизельних двигунів коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon_0 - 1)} \left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) = \\ &= \frac{302,9}{(302,9 + 6)(14,35 - 1)} \left(\frac{14,35 \cdot 0,189}{0,191} - \frac{0,171}{0,191} \right) = 0,981. \end{aligned}$$

3.2.4 Процес стискування

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунок параметрів процесу стиску ведеться по умовному середньому за процес стиску показнику політропи n що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,40$.

При виборі величини n_1 необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;
- зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи, що характерне для дизелів з нерозділеними камерами згорання $n_1 = 1,32 \dots 1,42$ і приймаємо в розрахунку: $n_1 = 1,400$.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c):

$$p_c = p_a \cdot \epsilon_0^{n_1} = 0,189 \cdot 14,35^{1,400} = 7,883 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекті класу сучасних МОД з високим наддуванням $p_c = 6,3 \dots 8,7$ МПа. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c):

$$T_c = T_a \cdot \epsilon_0^{n_1-1} = 318,3 \cdot 14,35^{1,400-1} = 923,9 \text{ К.}$$

Для розглянутому в проекті класу дизелів, здатних працювати на важких паливах, $T_c = 830 \dots 1020$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v).

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273,15 = 923,9 - 273,15 = 650,7 \text{ К.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для спрощення розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівною теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовується емпірична залежність:

$$\begin{aligned} c'_v &= 20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} t_c - 5,657 \cdot 10^{-7} t_c^2 = \\ &= 20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} \cdot 650,7 - 5,657 \cdot 10^{-7} \cdot 650,7^2 = \\ &= 22,292 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

3.2.5 Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu \cdot c'_v + 8,314\lambda) t_c = \mu(c''_v + 8,314) t_z.$$

Для рішення цього рівняння задаємось або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згорання у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ):

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma \cdot M_1}{M_1 + \gamma \cdot M_2} = \frac{2,225 + 0,036 \cdot 2,196}{2,196 + 0,036 \cdot 2,225} = 1,013.$$

Для дизелів $\mu = 1,03...1,06$. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр який ураховує втрати теплоти в процесі згорання. Величина змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$. При виборі даних для розрахунків варто враховувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала

дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згорання палива.

Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n до тих параметрів, поки зростання втрат теплоти за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунку прийmemo: $\xi_z = 0,770$.

Середня мольної теплоємності продуктів згорання c_v'' в діапазоні температур $t_g = 1000 \dots 2800$ °С можно приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згорання дизельного двигуна

$$c_v'' = 27,0211 + 0,002039t_z - 2,234\alpha,$$

Підставивши у рівняння згорання для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v'' його рівняння отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,770 \cdot 42700}{2,196(1 + 0,036)} + (1,013 \cdot 22,29 + 8,314 \cdot 1,136) \cdot 650, = \\ & = (1,011(27,0211 + 0,002039t_z - 2,234 \cdot 4,450) + 8,314)t_z. \end{aligned}$$

Рівняння згорання після підстановки вищенаведених величин перетворюється у квадратне, відносно t_z вигляду:

$$A \cdot t_z^2 + B \cdot t_z - C = 0.$$

$$0,002093t_z^2 + 25,67872t_z - 35180,05 = 0.$$

Вирішуючи квадратне рівняння, знаходимо температуру t_z в точці z :

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A \cdot C}}{2A} =$$

$$\frac{-25,67872 + \sqrt{25,67872^2 + 4 \cdot 0,002062 \cdot 35180,05}}{2 \cdot 0,002062} = 1242,374 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тому що $t_z = T_z - 273,15$,

$$T_z = 1242,374 + 273,150 = 1515,524 \text{ К}.$$

Максимальна температура згоряння для дизельних двигунів – $T_z = 1400 \dots 1600 \text{ К}$. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск наприкінці згоряння в суднових дизельних ДВЗ (p_z).

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунку згоряння в дизелі крім значення ξ_z необхідно задатися ступенем підвищення тиску λ . Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння й змінюється в дизелях з безпосереднім упорскуванням й об'ємним сумішоутворенням – $1,1 \dots 1,4$.

При виборі λ варто пам'ятати, що при збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження деталей кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунку задамо ступінь підвищення тиску характерну для прототипу: $\lambda = 1,14$.

Тоді:

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 7,88 \cdot 1,136 = 8,96 \text{ МПа}.$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ й у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні.

Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 10 \text{ МПа}$.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Розрахункове значення нижче максимально допустимого.

Ступінь попереднього розширення (ρ) у судових дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,011}{1,136} \cdot \frac{1515,524}{923,858} = 1,4602.$$

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане значення характерно для даного типу двигуна.

3.2.6 Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним (усередненим) показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо: $n_2 = 1,266$.

Тиск наприкінці розширення (p_v), МПа.

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_v спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{14,35}{1,460} = 9,83.$$

Тоді

$$p_v = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{8,96}{9,83^{1,266}} = 0,497 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці розширення для суднових дизелів $p_e = 1,1 \dots 1,4$ МПа

Температура наприкінці розширення (T_b), К для дизельного ДВЗ:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1515,524}{9,83^{1,266-1}} = 825,642 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_e = 800 \dots 900$ К

3.2.7 Процес випуску

При розрахунку процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{825,6}{\sqrt[3]{\frac{0,497}{0,17}}} = 579,3 \text{ К.}$$

Вихначемо похибку прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{579,3 - 580,0}{(580/100)} = -0,12\%$$

Дана похибка може бути прийнята при попередньому розрахунку циклу двигуна.

3.2.8 Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів:

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon_0 - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{n_1 - 1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right] =$$

$$\frac{7,883}{14,35 - 1} \left[\frac{1,14 \cdot 1,460}{1,266 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,83^{1,266 - 1}} \right) - \frac{1}{1,400 - 1} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{1}{14,35^{1,400 - 1}} \right) + 1,14 \cdot (1,460 - 1) \right] = 1,019 \text{ МПа.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність урахується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ . З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \phi \cdot p'_i = 0,920 \cdot 1,019 = 0,937 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових двигунів, що працюють на рідкому нафтовому паливі (η_i)

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{\rho_k \cdot H_u \cdot \eta_v} = \frac{0,937 \cdot 14,23 \cdot 4,45}{2,192 \cdot 42700 \cdot 0,981} = 0,660.$$

Для дизелів на номінальному режимі $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт·год.):

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42,70 \cdot 0,660} = 128,42,$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для середньообертових дизелів $g_i = 120 \dots 140$ г/(кВт·год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону.

3.2.9 Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i середнього тиску механічних втрат p_m :

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, затрачувану на подолання тертя в КШМ, привод допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра. Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вид:

$$p_m = A_p + B_p \cdot V_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{n.c.p.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. Для середньообертових дизелів з нерозділеною камерою згоряння $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Знайдемо *тиск механічних втрат*:

$$p_m = 0,105 + 0,012 \cdot 8,20 = 0,203 \text{ МПа.}$$

Визначимо *середній ефективний тиск p_e* :

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p_e = p_i - p_m = 0,937 - 0,203 = 0,734 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,734}{0,94} = 0,783.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,660 \cdot 0,783 = 0,516$$

Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год.):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{128,424}{0,783} = 164,01.$$

3.2.10 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри і показники двигуна:

- літраж двигуна:

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = 1733 \text{ см}^3$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_n = V_{лц} i = 10686,60$$

- ефективна потужність одного циліндра:

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{e_u} = \frac{p_e V_d n}{30\tau} = \frac{0,734 \times 10686,6 \times 72}{30 \times 4} = 1526,658 \text{ кВт}$$

- повну потужність при 40% N_e :

$$N_e = N_{e_u} i = 1526,658 \times 7 = 10686,60 \text{ кВт}$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 10686,6}{3,142 \times 72} = 1418074 \text{ Н} \times \text{м}$$

- годинна витрата палива:

$$G_T = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 10686,6 \times 164,01 \times 10^{-3} = 1752,7 \text{ кг / год}$$

- середня швидкість поршня, м/с:

$$V_{п.ср.} = \frac{S n}{30000} = \frac{3450 \times 72}{30000} = 8,28 \text{ м / с}$$

Перевіримо похибку прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{8,3 - 8,2}{(8,20 / 100)} = 1,0\%$$

Дана похибка цілком припустима для попередніх розрахунків.

					ПІННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.11 Побудова індикаторної діаграми

ля більш зрозумілого уявлення про процес роботи циклу в циліндрі розрахункового двигуна, побудуємо індикаторну діаграму. Для цього використаємо аналітичний підхід. Обчислення та побудова ключових і проміжних точок циклу будуть виконані у комп'ютерному середовищі Excel.

Індикаторну діаграму розрахункового циклу дизельного двигуна формують наступним чином. Вибір масштабу для побудови діаграми залежить від необхідних розмірів, де масштаб тиску позначається як m мм/МПа, а також визначається довжина відрізка, що відповідає робочому об'єму циліндра V_s . Об'єм циліндра в основних точках індикаторної діаграми або відповідні їм відрізки діаграми розраховуються в залежності від робочого об'єму циліндра V_s за допомогою наступних співвідношень:

– об'єм камери стиску:

$$V_c = \frac{V_{\lambda_u}}{\varepsilon - 1} = 1732,86 / (14,35 - 1) = 130 \text{ дм}^3.$$

– об'єм циліндра на початку стиску:

$$V_a = V_c + V_s = 130 + 1733 = 1867 \text{ дм}^3.$$

– об'єм циліндра наприкінці видимого згоряння:

$$V_z' = \rho \cdot V_c = 1,787 \cdot 13,05 = 23,32 \text{ л},$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Після чого розрахункові значення наносять на вісь абсцис.

За віссю ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', b, b', b''$.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дані для побудови політропи стиску й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частині й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови візьмемо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 40 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

– на лінії стиску:

$$p_{ci} = p_a \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_1};$$

– на лінії розширення:

$$p_{bi} = p_b \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_2}.$$

Розрахунки проміжних значень тисків і температур представимо у табл. 3.5. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

Таблиця 3.5 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Номер точки	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{bi}
0	1,00	1862,68	0,189	0,50
1	1,02	1821,93	0,196	0,51
2	1,05	1781,18	0,202	0,53
3	1,08	1740,42	0,209	1,54
4	1,10	1699,67	0,217	0,56
5	1,13	1658,92	0,225	0,58
6	1,16	1618,17	0,234	0,60
7	1,19	1577,42	0,243	0,62
8	1,23	1536,67	0,253	0,64
9	1,26	1495,92	0,263	0,67
10	1,30	1455,16	0,274	0,69
11	1,34	1414,41	0,286	0,72

Продовження табл. 3.3

Номер точки	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{vi}
12	1,39	1373,66	0,299	0,75
13	1,43	1332,91	0,313	0,78
14	1,48	1292,16	0,329	0,82
15	1,54	1251,41	0,345	0,85
16	1,59	1210,65	0,363	0,89
17	1,65	1169,90	0,383	0,94
18	1,72	1129,15	0,405	0,99
19	1,79	1088,40	0,428	1,04
20	1,87	1047,65	0,455	1,10
21	1,95	1006,9	0,484	1,16
22	2,05	966,15	0,516	1,23
23	2,15	925,39	0,553	1,31
24	2,26	884,64	0,594	1,40
25	2,39	843,89	0,641	1,50
26	2,53	803,14	0,694	1,61
27	2,69	762,39	0,756	1,74
28	2,87	721,64	0,827	1,88
29	3,07	680,88	0,911	2,06
30	3,31	640,13	1,011	2,26
31	3,58	599,38	1,131	2,50
32	3,91	558,63	1,277	2,79
33	4,30	517,88	1,460	3,15
34	4,78	477,13	1,692	3,60
35	5,38	436,38	1,995	4,17
36	6,15	395,62	2,405	4,94
37	7,17	354,87	2,985	6,01
38	8,61	314,12	3,853	7,57
39	10,76	273,37	5,268	8,96
40	14,35	232,62	7,883	8,96

Розрахункову індикаторну діаграму рекомендується скруглити, тому що в реальному двигуні за рахунок випередження самозапалювання робоча суміш запалюється до приходу поршня у ВМТ і підвищує тиск наприкінці процесу стиску. Процес видимого згоряння відбувається при об'ємі, що постійно збільшується. Відкриття випускного клапана до приходу поршня у ВМТ знижує тиск наприкінці розширення, а також має місце процес випуску й наповнення робочого циліндра. Положення точки c' залежить від кута початку впорскування палива c'' , а положення точки c орієнтовно визначається за формулою:

$$p_{c'} = (1,15 \dots 1,25) p_c = 1,067 \cdot 12,34 = 13,17 \text{ МПа.}$$

Положення крапки z' залежить від ступеня попереднього розширення. Положення крапки b визначає кут випередження випуску, крапку b' звичайно розташовують між крапками b і a .

Зводимо результати розрахунку (рис. 3.5 і 3.6) у табл. 3.6.

Для нового варіанту результати представимо у вигляді індикаторної діаграми на рис. 3.7 і 3.8.

Отримані результати зводимо в табл. 3.7.

Внаслідок оновлення системи подачі повітря для суднового двигуна вдалося значно знизити витрату палива при зниженні навантаження з 100% до 40% потужності, з 3843,8 кг/год до 1752,7 кг/год відповідно. Крім того, установка клапанів для регулювання подачі повітря в турбонагнітачах дає можливість використовувати лише одну турбіну для забезпечення 40%-ї потужності двигуна замість двох при аналогічних налаштуваннях системи в стандартних умовах експлуатації.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

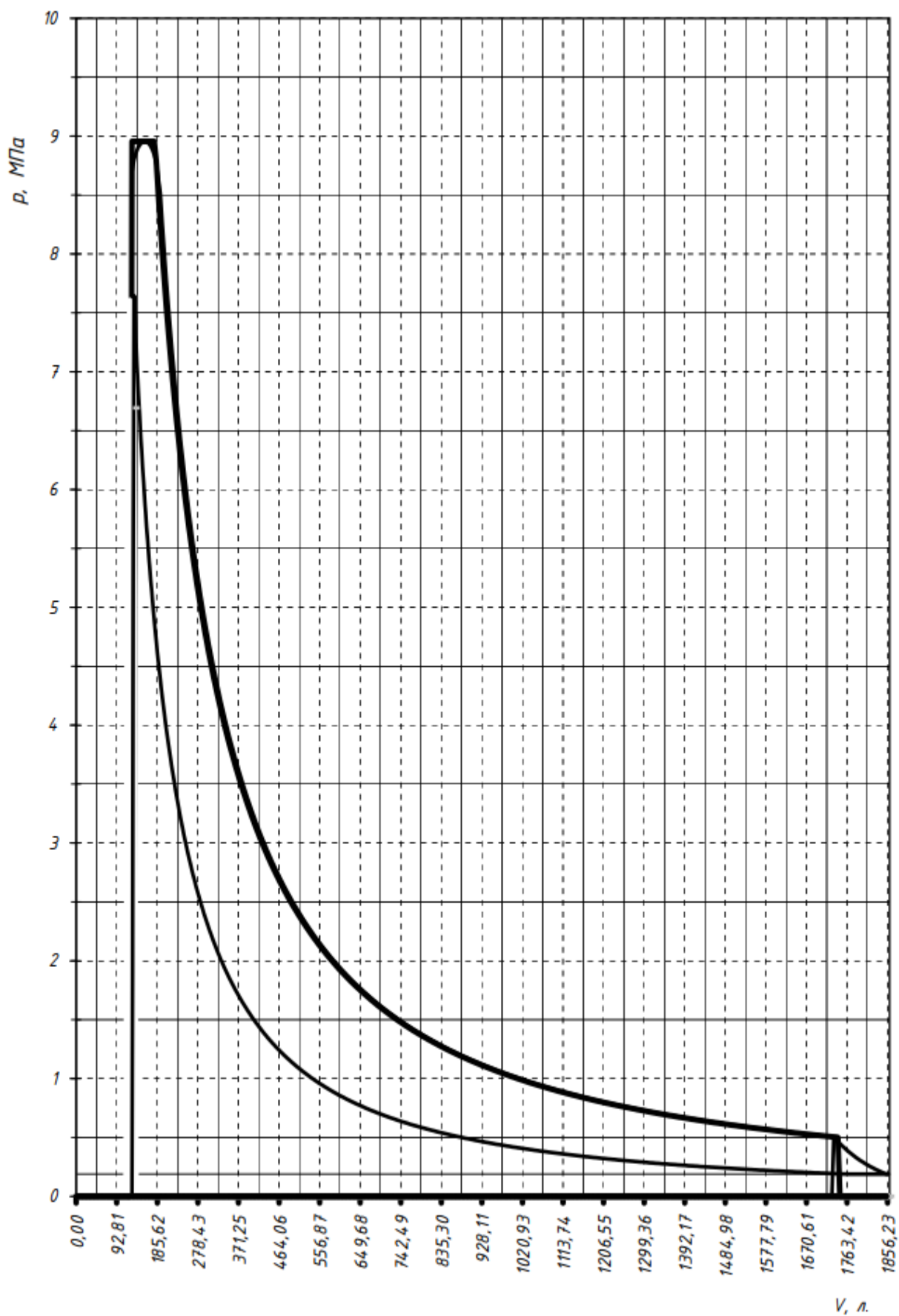


Рисунок 3.5 – Індикаторна діаграма робочого процесу в pV -координатах (до модернізації)

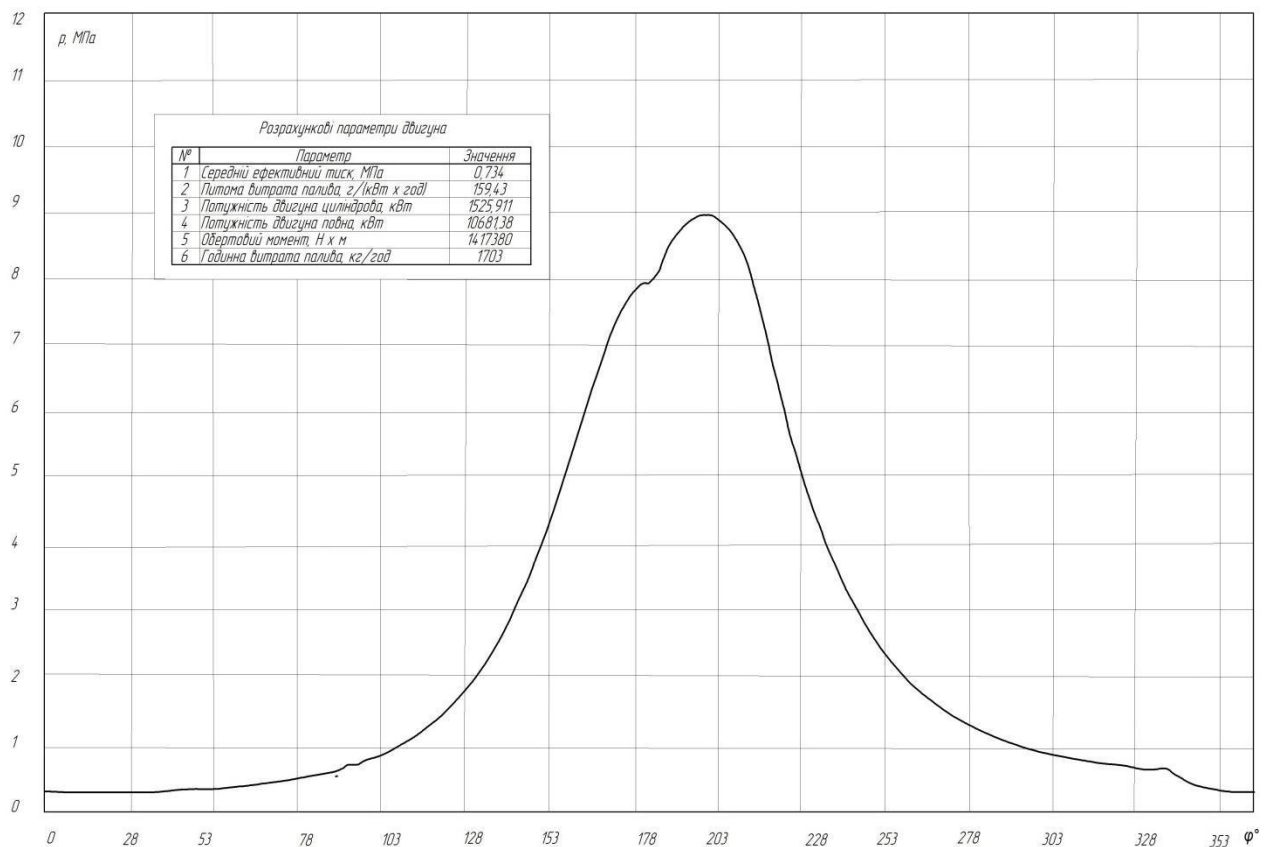


Рисунок 3.6 – Розгорнута індикаторна діаграма за кутом повороту колінчастого валу для дослідного двигуна

Таблиця 3.6 - Результати теплового розрахунку

Параметр	Значення
	Базовий двигун
Температура робочого тіла, К	
Температура повітря після ТКР, T_k	302,9
Температура наприкінці процесу впуску, T_a	318,3
Температура залишкових газів, T_r	766,0
Температура наприкінці стиску, T_c	923,9
Температура (максимальна) згоряння, T_z	1515,524
Температура наприкінці розширення, T_b	825,642
Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год)	159,43
Ефективна повна потужність, кВт	10681,38
Годинна витрата палива, кг/год	1703

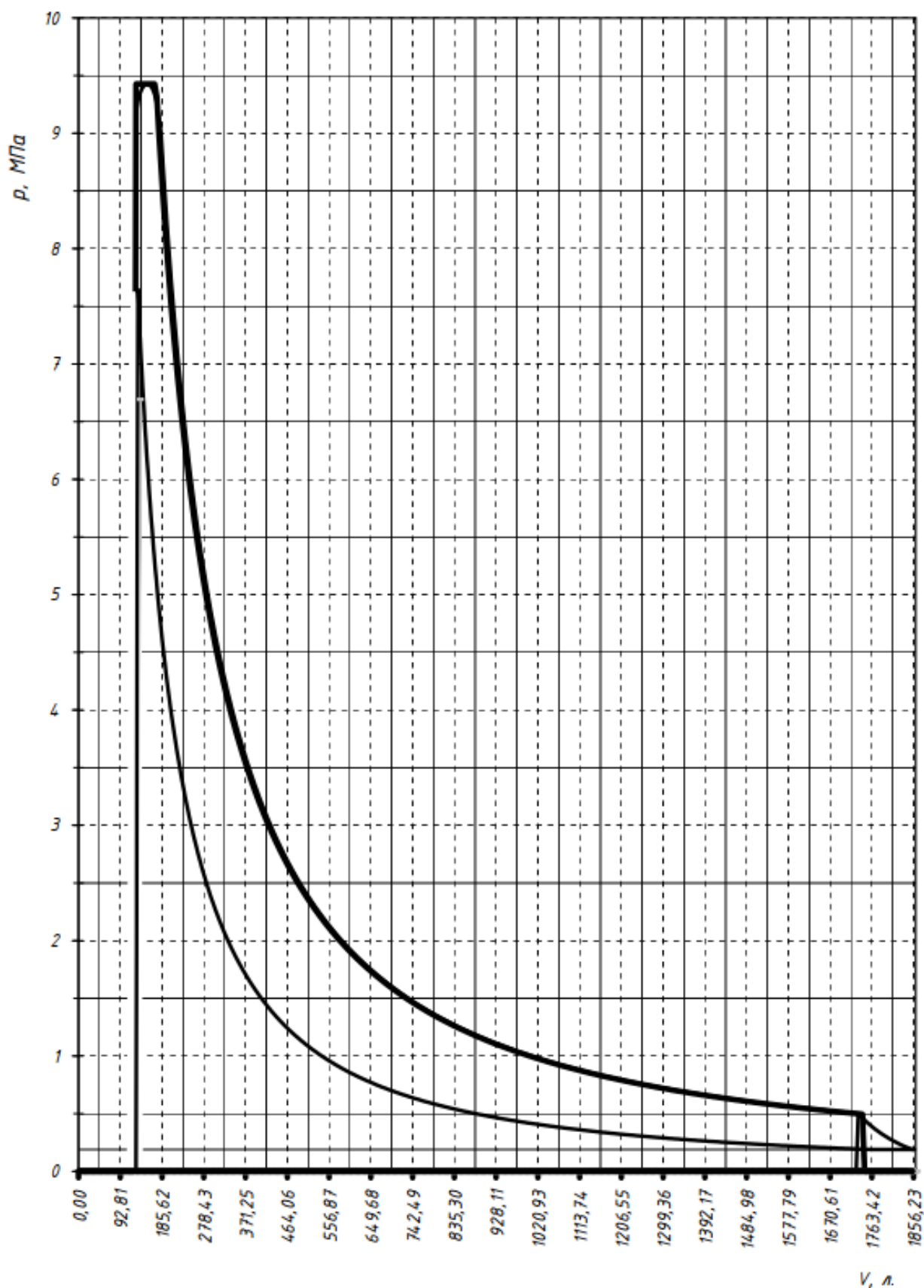


Рисунок 3.7 – Індикаторна діаграма робочого процесу в pV –координатах (модернізований варіант)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ

Арк.

86

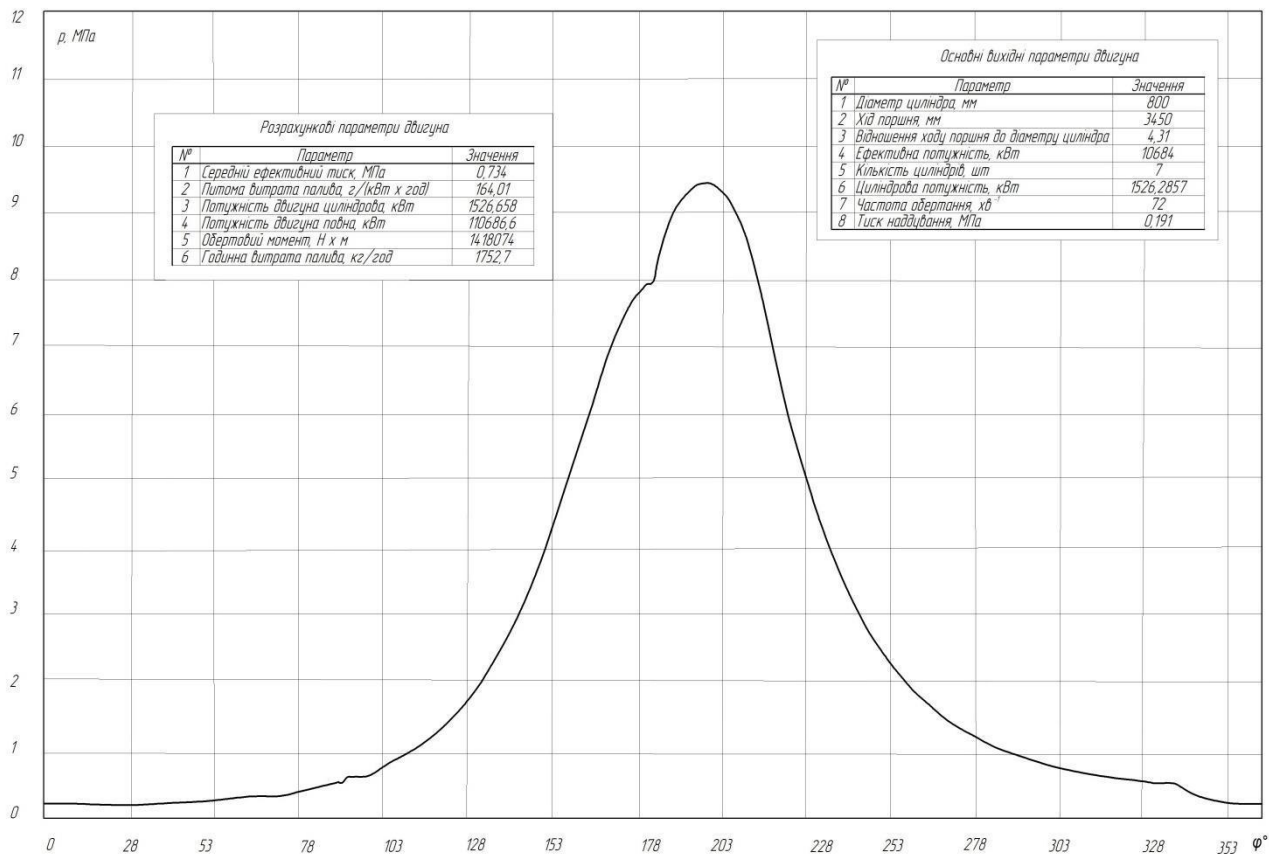


Рисунок 3.8 – Розгорнута індикаторна діаграма за кутом повороту колінчастого валу для дослідного двигуна

Таблиця 3.7 – Порівняльні результати теплових розрахунків двигуна

Параметр	Значення параметру	
	Двигун до модернізації	Двигун після модернізації
Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год)	159,43	164,01
Ефективна повна потужність, кВт	10681,38	10686,6
Годинна витрата палива, кг/год	1703	1752,7

Загальний висновок по розділу. У результаті проведеної модернізації двигуна, що включає зниження швидкості руху судна, переналаштування головних двигунів на роботу при 40 % N_e та внесення змін у систему газообміну суднового двигуна, досягнуті такі результати:

- Під час переналаштування двигунів і переходу з режиму навантаження 100 % до 40 % Не спостерігається значне зменшення витрати палива за годину — з 3843,8 кг/год до 1752,7 кг/год.
- Установка клапанів "Slow Steaming", що регулюють подачу повітря в турбонаддув, дає змогу ефективніше використовувати один турбонаддув для забезпечення 40 % потужності двигуна замість двох при аналогічних умовах роботи СЕУ в штатному режимі експлуатації. Це також дозволяє збільшити ресурс турбонаддувів завдяки роботі лише одного з них. Витрата палива при цьому зменшується незначно — з 1752,7 кг/год до 1703 кг/год. Додатково спостерігається значна економія ресурсів при проведенні технічного обслуговування турбонаддувів: один замість двох.

					ПІННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

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

Закон України «Про охорону праці» визначає основні принципи реалізації конституційного права громадян на захист їхнього життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулюючи відносини між керівниками підприємств або організацій, відповідними уповноваженими органами та працівниками в питаннях безпеки і гігієни праці, умов виробничого середовища та встановлюючи єдиний порядок охорони праці на території України.

До нормативно-технічної документації, що стосується охорони праці при експлуатації МКВ судна, належать такі спеціально розроблені акти [11-14]:

1. Правила експлуатації судових енергоустановок;
2. Правила експлуатації судових електроустановок;
3. Правила конструкції та безпечного використання парових і водогрійних котлів, а також судин під тиском;
4. Правила конструкції та безпечної експлуатації судових двигунів внутрішнього згоряння;
5. Правила техніки безпеки при експлуатації судового тепломеханічного та електричного обладнання.

Міжнародні документи:

ІМО 2011 – міжнародний нормативно-правовий акт, який набув чинності у 2011 році. Згідно з цим документом, були посилені вимоги до викидів в атмосферу порівняно з 2000 роком. Марпол 2006 – міжнародна

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конвенція, що регулює запобігання забрудненню морського середовища суднами. СОЛАС – міжнародна конвенція, спрямована на охорону життя людини на морі. Її основними цілями є визначення мінімальних стандартів для конструкції, обладнання та плавання суден, з метою забезпечення їх безпеки.

До цього переліку можна також додати інструкції, розроблені безпосередньо роботодавцем.

4.1.2 Оцінка небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні. Під час виконання своїх професійних обов'язків людина може піддаватися впливу різних небезпечних і шкідливих факторів. Судно з усім своїм обладнанням і механізмами є об'єктом підвищеної небезпеки, з великою кількістю таких факторів належать:

Таблиця 4.1 - Потенційні небезпеки й шкідливі фактори на судні

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів				
1. Фізичні виробничі фактори:				
1.1. Шкідливі:				
- шум; - вібрація; - наявність електромагнітних полів; - підвищена загазованість; - підвищене виділення тепла; - підвищена вологість.				
1.2. Небезпечні:				
- небезпека вибуху; - небезпека виникнення пожежі; - небезпека ураження електрострумом; - відкрито рухаються й обертаються частини машин.				
2. Хімічні виробничі фактори:				
2.1. Шкідливі:				
- подразнюючі речовини: кислоти, луги, розчинники, кислі гази.				
2.2. Небезпечні:				
- канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин, гас, 3,4-бенз(α)пирен (міститься у вихлопних газах двигунів).				
3. Біологічні виробничі фактори:				
3.1. Небезпечні:				
- бактерії.				

Ці фактори визначають обладнання та засоби, які використовуються для обробки об'єкта, сам об'єкт, а також умови праці. Основними джерелами небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації валогенераторної установки на суднах СТМ є електричні машини та автоматизовані системи управління. Розглянемо ці фактори детальніше.

Один з таких факторів — *живлення* 380 В трифазним змінним струмом для електродвигунів і 220 В однофазним змінним струмом для автоматизації. Електричні машини є джерелом вібрації, що негативно впливає на людей, які знаходяться в приміщенні, особливо в зонах підвищеної вібрації. В результаті цього може розвиватися віброхвороба. Згідно з нормативними документами, рівень шуму повинен залежати від октавної смуги і складати 92...108 дБ. Устаткування повинно працювати безперебійно при вібраціях з частотою від 3 до 50 Гц та амплітудою 1 мм. Шкідливим фактором є також рівень шуму, що регулюється ГОСТ 12.1.003-83.

Для забезпечення належних умов *мікроклімату* передбачені системи вентиляції та опалення. Оптимальними умовами для роботи є температура 18...22 °С та відносна вологість 40...60%. Важливим параметром є освітленість робочих місць, яка повинна становити не менше 200 лк, згідно з вимогами ГОСТ 12.2.032-78 і ГОСТ 12.2.033-78. Робоче місце повинно бути спроектоване так, щоб забезпечити максимальний комфорт для працівників, що працюють сидячи чи стоячи. Кут зору має бути не більше 120°, а робоча зона — не менше 1 м. Завдяки математичному моделюванню можна значно зменшити вплив шкідливих факторів на персонал, обираючи оптимальні режими роботи.

Підвищена запиленість та загазованість є ще одними негативними факторами. Серед основних забруднювачів повітря в МВ — вуглеводні, сірчаний та сірчистий ангідриди, концентрація яких перевищує допустимі межі. За ГОСТ 12.1.005-76 встановлені ПДК для шкідливих речовин у повітрі робочої зони. Для захисту застосовуються системи вентиляції, газо- та пиловловлювальні пристрої, а також засоби індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура повітря, вологість та швидкість повітря — ще один важливий фактор. Висока температура в приміщенні сприяє швидкому стомленню організму і може призвести до перегріву, що знижує працездатність і підвищує ризик травм. Низька температура, навпаки, може призвести до переохолодження. Для нормалізації температури повітря передбачена вентиляція з обігрівачами та охолоджувачами. Важливим є також контроль температури поверхонь, що огорожують приміщення, яка не повинна бути нижчою за температуру повітря більш ніж на 6°C.

Освітленість на судні забезпечується штучним освітленням. Нерівномірність освітлення може призвести до стомлення зорових органів через постійну адаптацію зору при перемиканні погляду з більш освітленої на менш освітлену поверхню. Для зменшення цього ефекту використовується загальне освітлення. В аварійних умовах освітленість робочих поверхонь має бути не менш 25% від встановлених норм, а на сходинах трапа — не менше 5 лк. Норми освітленості регламентуються ГОСТ 2506-81.

Одним з основних заходів для запобігання пожежі на судні є *оперативне гасіння вогню*, яке можливе за умови швидкої доставки вогнегасного засобу до місця пожежі. Для цього використовуються стаціонарні системи пожежогасіння. Вуглекислий газ є одним з основних засобів гасіння пожеж на судах. Він ефективно гасить пожежу методом об'ємного гасіння, проникаючи в важкодоступні місця. Вуглекислий газ зберігається в балонах місткістю 30...40 л у рідкому стані і вивільняється при тиску 12,5 МПа. Вуглекислий газ заміщує кисень в зоні пожежі, припиняючи горіння. Його ефективність досягається при концентрації 22...23% в атмосфері приміщення.

4.1.3 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинокотельному відділенні

Вибір виду вентиляції залежить від типу й призначення судна, району його плавання, а також від потужності суднової енергетичної установки. Тип вентиляції й кратність повітрообміну залежать від призначення приміщень, що

обслуговуються вентиляцією, і визначаються часом перебування в них людей, а також рівнем загазованості й надлишкових тепловиділень.

Кратність повітрообміну n показує, скільки разів переміняється повітря в приміщенні за одну годину і визначається за рівнянням:

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

де L — обсяг подаваного в приміщення або видаленого з нього повітря, м³/год;

V — об'єм робочого приміщення, $V = 19000$ м³.

Подача повітря розраховується за виразом:

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

де $Q_{\text{заг}}$ — сумарні явні тепловиділення від обладнання, що знаходиться в машинному відділенні, Вт;

c — питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К), $c = 1,01 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К);

γ — густина повітря, при 20 °С і нормальному атмосферному тиску $\gamma = 1,3$ кг/м³;

ΔT — допустима різниця повітря між зовнішнім повітрям та повітрям у машинному відділенні, $\Delta T_{\text{літо}} = 12^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{зима}} = 27^\circ\text{C}$.

Кількість тепла, що потрапляє до машинного відділення від головного двигуна розрахуємо за виразом:

$$Q_T = K_T \cdot N_e \cdot B \cdot q_e, \quad (4.3)$$

де K_T — коефіцієнт, що враховує кількість тепла, що виділяється дизелем.

При водо-водяній системі охолодження $K_T = 0,02$. В залежності від моделей двигуна, необхідна кількість відведеного тепла може досягати до 5 % від тепла, що підводиться паливом;

N_e – ефективна потужність дизеля, кВт, $N_e = 10680$ кВт;

B – нижча теплота згоряння, $B = 42500$ кДж/кг;

g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год), $g_e = 0,164$ кг/(кВт·год).

Тоді:

$$Q_T = 0,02 \cdot 42500 \cdot 10680 \cdot 0,164 = 1488792 \text{ кДж/год.}$$

Кількість витяжного повітря з МО підраховується як різниця приточного повітря й повітря, споживане працюючими головними двигунами (якщо двигуни забирають повітря з МВ):

$$L'_e = L_b - L_d, \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.4)$$

Кількість повітря, споживаного двигунами:

$$L_d = 14,6 \cdot g_e \cdot \alpha \cdot N_e, \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.5)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 2,4$.

Тоді $L_d = 14,6 \cdot 0,164 \cdot 2,4 \cdot 10680 = 61373 \text{ м}^3/\text{год.}$

Підставляємо отримані значення в (4.2), проводимо розрахунок:

$$L_{\text{літо}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 1488792 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 12) \approx 94490,48 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$L_{\text{зима}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 1488792 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 27) \approx 41995,77 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Підставляємо отримані значення до (4.4), та проводимо розрахунок:

– для літа $L'_e = 94490,48 - 61373 = 33117,48 \text{ м}^3/\text{год.}$

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– для зими $L'_6 = 41995,77 - 61373 = -19377,23 \text{ м}^3/\text{год.}$

Згідно з (4.1) розрахункова кратність вентиляції машинного відділення становить для літа

$$n_{\text{літо}} = L_{\text{літо}} / V = 33117,48 / 6500 \approx 5,1 \text{ год}^{-1}.$$

На судні встановлена система вентиляції машинного відділення, яка забезпечує комфортні умови праці для екіпажу. Цей розрахунок проводиться з метою визначення необхідної кількості циркулюючого повітря в машинному відділенні згідно з санітарно-гігієнічними вимогами. Розрахована кількість повітря достатня для підтримки оптимальних метеорологічних умов, а вентилятори марки SMC8 – 100, що мають встановлену потужність, дозволяють підтримувати необхідні параметри в межах 40...60 % при наявності повітряного опалення, з нормалізацією в літній період. Для підтримки необхідних параметрів повітря в машинному відділенні судна застосована система припливно-витяжної вентиляції та опалення.

Мікроклімат машинного відділення визначається такими параметрами, як температура, вологість, рухливість повітря, тиск повітря та теплота, що виділяється від нагрітого повітря, устаткування і механізмів. Підвищення температури в робочих приміщеннях може призвести до швидкої стомлюваності, перегріву організму та зниження працездатності, що збільшує ймовірність травматизму.

Занадто низька температура може спричинити охолодження організму, як локальне, так і загальне. Для підтримки нормальної температури передбачено використання вентиляції з підігрівом і охолодженням повітря. Важливим чинником для комфортного самопочуття людей є температура робочих поверхонь. Для уникнення небажаного впливу їх температура не повинна бути нижчою за температуру повітря в приміщенні та не повинна опускатися нижче точки роси.

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.2.1 Боротьба з пожежами на суднах

Основною метою боротьби з пожежами на судні є: забезпечення безпеки пасажирів та екіпажу, обмеження поширення вогню (запобігання розповсюдженню небезпечних факторів пожежі, вибухів пари ЛЗР, балонів зі стисненим газом і небезпечних вантажів), гасіння пожежі за допомогою всіх доступних засобів, а також збереження стабільності та плавучості судна.

Тактика боротьби з пожежами включає: оголошення пожежної тривоги; по можливості, огляд аварійного району для визначення місця виникнення вогню, типу горючого матеріалу і інтенсивності пожежі; розробку плану порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації пожежі, боротьби з вогнем і видалення води, що накопичується під час гасіння.

Огляд аварійного району здійснюється розвідниками тільки у випадках, коли потрібно знайти постраждалих або коли затримка з використанням стаціонарних і переносних засобів гасіння пожежі не вплине на ситуацію (наприклад, при повільному зростанні температури і задимленості приміщення). План огляду визначається командиром АП за указом капітана судна. Обладнання розвідників (включаючи ізолюючі засоби захисту органів дихання і шкіри, страхувальні пристосування, аварійні інструменти та засоби для евакуації постраждалих) встановлюється командиром АП, залежно від конкретних обставин.

Час є критичним фактором при пожежі. Після виявлення загоряння негайно необхідно вжити заходів для його гасіння. Невірна оцінка рівня небезпеки або затримка з початком гасіння, зазвичай, призводить до розширення пожежі, матеріальних збитків і людських жертв.

Для прискорення процесу гасіння пожежі капітан може змінити організацію збору АП та направити найбільш підготовленого пожежника до місця пожежі.

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Методи, прийоми та засоби гасіння пожежі слід обирати з урахуванням місця виникнення вогню, його інтенсивності, розмірів, фізико-хімічних властивостей горючих матеріалів, наявних засобів гасіння та кількості членів екіпажу, з метою максимального скорочення часу для ліквідації пожежі.

У разі нападу піратів застосовуються рекомендації, викладені в Римській конвенції «Про боротьбу з піратством, тероризмом та іншими протиправними актами на морі», а також поправки до конвенції SOLAS та новий кодекс охорони суден і портових споруд, що стосуються застосування насильства, і є основою міжнародного права. Насильство та загроза застосування сили заборонені відповідно до Уставу ООН. Проте, акти насильства все ж мають місце, і серед них піратство займає найпершу позицію. Згідно зі статтею 101 Конвенції ООН по морському праву 1982 року піратством є будь-який з наступних актів:

– неправомірне насильство, затримання або пограбування, скоєні екіпажем приватновласницького судна або приватного повітряного судна на відкритому морі проти іншого судна, осіб або майна на борту; – проти судна, осіб або майна поза юрисдикцією будь-якої держави; – добровільна участь у використанні будь-якого судна, що є піратським, з усвідомленням обставин; – підбурювання або свідоме сприяння скоєнню будь-якого з попередніх актів.

Найнебезпечніші райони для піратських нападів традиційно вважаються води Південно-Східної Азії, зокрема, зона навколо індонезійських островів Анамбас у Південно-Китайському морі, де часто трапляються напади. Водні простори Південно-Китайського моря, особливо біля узбережжя Індонезії, Філіппін і В'єтнаму, також мають підвищену небезпеку. Іншими «піратонебезпечними» місцями є Малаккська та Сінгапурська протоки, а також вузький Філіп Ченнел. Піратські напади здійснюються на швидкохідних моторних човнах, які підходять до судна з корми.

Найбільш зручний момент для піратів – це маневр прийому або здачі лоцмана, коли судно знижує швидкість. Тихохідні, навантажені судна з

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

низьким надводним бортом є найбільш уразливими, хоча напади трапляються й на швидкохідні контейнеровози.

Інші райони Світового океану, де активність піратів також підвищується, включають води поблизу Західної Африки. Тут загроза піратства зростає через політичну нестабільність і часті військові конфлікти. Напади на судна відбуваються переважно в портах або на якорі, коли судно рухається малими швидкостями. Найбільше нападів відбувається в портах Лагоса і Харкоурта (Нігерія), Монровії (Ліберія), Фрітауна (Сієрра-Леоне), Конакрі (Гвінея) та Доули (Камерун).

Хоча зазначені райони вважаються найбільш небезпечними, піратські напади також мають місце в інших частинах Світового океану, зокрема, поблизу Східної Африки, Шрі-Ланки, Індії та Бангладеш, де економічна та політична нестабільність сприяють зростанню числа нападів.

Основи правової боротьби з морським піратством були сформовані наступними міжнародними документами:

1. Женевська конвенція про територіальне море та прилеглу зону 1958 року. У статтях 14-20 цієї Конвенції визначено обов'язок держав у боротьбі з піратством. Визначення піратства, піратських суден та відповідальність за захоплення суден є основними елементами, які реалізуються через Міжнародну морську організацію [11-14].
2. Конвенція ООН з морського права 1982 року. Статті 100-107, що безпосередньо регулюють боротьбу з піратством, по суті повторюють положення статей 14-20 Женевської конвенції 1958 року. Інші частини цієї Конвенції встановлюють правову базу для імплементації загальновизнаних норм і стандартів, що сприяють безпеці морського судноплавства [11-14].
3. Конвенція ООН 1988 року, що стосується боротьби з незаконними актами, які загрожують безпеці морського судноплавства, і регулює боротьбу з такими актами поза межами територіального моря, які не підпадають під визначення піратства.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі 1974 року (СОЛАС-74).
5. Міжнародний кодекс з охорони суден і портових засобів (ОСПС).
6. Різноманітні резолюції Міжнародної морської організації (ММО) і рекомендації Міжнародного морського бюро. До 2008 року ООН та її спеціалізовані органи ухвалили низку резолюцій і рекомендацій, спрямованих на запобігання захопленням суден. Всі ці резолюції визнавали виключну компетенцію Сомалі в питанні затримання піратів у своїх водах, однак кількість нападів у районі Африканського Рогу продовжувала зростати. Резолюція Ради Безпеки ООН №1816 від 2 червня 2008 року вперше дозволила державам, які співпрацюють з Перехідним урядом Сомалі і щодо яких уряд Сомалі направив відповідне повідомлення Генеральному секретарю ООН, входити в територіальні води Сомалі для боротьби з піратством і збройним грабунком на морі. Це дозволяло вжиття всіх необхідних заходів у межах цих вод для припинення актів піратства, подібно до того, як це регулюється для відкритого моря за нормами міжнародного права [11-14].

Ця резолюція стала ключовою нормативною основою для старту антипіратської операції ВМС Європейського Союзу під назвою «Аталанта», що розпочалась 8 грудня 2008 року, а також для запуску у січні 2009 року багатонаціональної операції військово-морських сил Combined Task Force - 151 (CTF-151), до складу якої увійшли кораблі понад 30 країн, ініційованої США. Оскільки проблема морського піратства є надзвичайно актуальною для нашої країни, українські державні органи розглядали можливість участі кораблів ВМС України в операції Європейського Союзу.

4.2.2 Способи запобігання піратських нападів

Простим і ефективним способом запобігання нападу на судно є підвищення рівня пильності та обережності, при цьому демонстрація такої

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пильності під час спостереження за потенційним нападником часто достатня, щоб охолодити наміри піратів і змусити їх сумніватися у доцільності атаки. Для цього при вході в зону піратської активності варто застосувати заздалегідь розроблене та затверджене керівництво, яке чітко визначає дії екіпажу щодо:

- виявлення та ідентифікації підозрілих осіб та плавзасобів на максимально можливій відстані, з подальшим візуальним супроводом таких об'єктів, використанням освітлювальних та сигнальних засобів (сигнальних ракет, звукових сигналів), що вказують на виявлення загрози та готовність судна до оборони;
- запобігання наближенню до судна піратських плавзасобів і проникненню абордажної групи;
- якщо напад все ж таки відбувся, вжиття заходів для мінімізації можливості крадіжки шляхом блокування доступу до вантажних та особистих приміщень екіпажу;
- забезпечення безпеки екіпажу та пасажирів.

Особливо важливим є останній пункт, що надає капітану необхідні повноваження для оцінки ступеня загрози та прийняття рішення щодо застосування надзвичайних заходів. Водночас не рекомендується озброювати екіпаж вогнепальною зброєю, оскільки це може призвести до неприємних наслідків, включаючи негативну реакцію влади портів і місцевих жителів. Озброєння можливе лише за дозволом адміністрації прапора та з офіційною санкцією від влади, як країни прапора, так і порту заходу.

Важливо пам'ятати, що застосування зброї повинно бути виключно в разі крайніх обставин, щоб уникнути жертв. Навіть скептики щодо ефективності сигналізацій та «мирних» засобів підтверджують, що готовність екіпажу до дій і демонстрація сили можуть змусити піратів відмовитися від атаки.

Сьогодні існує велика кількість засобів виявлення та відлякування грабіжників, серед яких можна придбати прилади нічного бачення, засоби для

розпилення сльозоточивого газу, колючий дрiт з сигналізацією. Всі ці засоби є ефективними для захисту суден у небезпечних районах.

Запобіжні заходи для судна включають уникання вразливих місць на якорі, постійне спостереження за малими плавзасобами, освітлення палуби з присутністю екіпажу, що демонструє готовність до дій у разі загрози, використання прожекторів та шлангів для перевірки обстановки, а також утримання всіх проходів під контролем.

У разі виявлення піратів, негайне оповіщення всіх членів екіпажу та реалізація запланованих заходів є першочерговим завданням. Радіолокаційне виявлення підозрілих суден дає змогу попередити напад до візуального контакту.

Пірати зазвичай діють за певною схемою, що включає маскування та спостереження, а потім різке прискорення для здійснення атаки. У такому випадку необхідно забезпечити максимальну видимість за допомогою прожекторів та інших засобів освітлення.

У разі відступу або вторгнення піратів, екіпаж має перебувати в підготовленому укритті, передавати сигнал тривоги та шукати допомогу через радіо. Піратам можуть бути властиві насильницькі або алкогольні дії, тому варто утриматися від спроб героїзму, аби зберегти життя людей.

Після нападу капітан має негайно проінформувати відповідні органи, подавши детальний звіт про події, що включає інформацію про нападників, їхні плавзасоби, час і місце атаки. Це дозволить відповідним органам розслідувати інцидент і вдосконалити заходи безпеки.

Загалом, можна зробити висновок, що піратство, як злочин на морі, залишається серйозною проблемою для міжнародної торгівлі, особливо в регіоні Південно-Східної Азії, де відзначено зростання кількості нападів, зокрема з використанням вогнепальної зброї. Крім того, піратські напади часто є добре спланованими і організованими, з особливим акцентом на знання вантажу на борту судна.

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки. Таким чином, у даному розділі розглянуті шкідливі і небезпечні фактори, що діють у машинних приміщеннях судна, параметри мікроклімату у цих приміщеннях, дії екіпажу із запобігання вказаних факторів і дотримання діючих норм, а також проведено розрахунок системи приточно-втяжної вентиляції.

					ПІННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В процесі підготовки та написання дипломної роботи було проведено аналіз основних конструктивних особливостей сучасного суднового двигуна моделі MAN B&W 7S80ME-C. На основі цього аналізу було розроблено низку заходів щодо покращення функціонування системи подачі повітря зазначеного двигуна, а саме: досліджено основні напрямки розвитку сучасних дизельних двигунів, які використовуються в якості головних; вивчені основні тенденції вдосконалення сучасних систем подачі повітря для двигунів; надано технологічні рекомендації щодо оптимізації режимів роботи суднових двигунів; запропоновано комплекс заходів для забезпечення безпеки персоналу під час обслуговування та ремонту агрегатів головного двигуна.

Результати розрахунків дають підстави вважати, що запропоновані технічні рішення є ефективними та сприятимуть поліпшенню експлуатаційних характеристик двигуна. Зокрема, модернізація системи подачі повітря, обумовлена зміною умов експлуатації, дозволить повноцінно використовувати судно для вантажних перевезень.

Додатково, проведений розрахунок показав, що зниження швидкості руху судна дозволить значно зекономити витрати палива під час експлуатації. Окрім того, буде можливість регулювати процеси подачі повітря, що забезпечить вивільнення однієї турбіни під час роботи системи енергетичного управління. Це, своєю чергою, підвищить надійність роботи суднового двигуна та сприятиме зменшенню витрат на його обслуговування.

4o mini

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 1. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:2707600/mmsi:219629000/vessel:MARGRETHE%20MAERSK>.
2. MAN B&W 7S80ME-C -ТII. IMO Tier II. Project Guide. – 2014 - 302 с.
3. <https://www.balticshipping.com/vessel/imo/9632131>
4. Подача та розпорошення палива в дизелях / І. В. Астахов, В. І. Трусков, А. С. Хачіян та ін. М., 1972.
5. Горелік Г. Б., Журавльов П. П. Установка для експериментального дослідження факела і розпилювання в умовах нестабільної від циклу до циклу роботи паливної апаратури дизелів // Питання вдосконалення роботи дизелів на режимах, що не встановилися, і при високому форсуванні. Хабаровськ, 1978.
6. Дьяченко Н. Х., Свиридов Ю. Б. Проблемы згорания в дизелях // Горіння та вибух. М., 1972.
7. Дьяченко Н. Х., Пугачов Б. П., Магидович Л. Є. Оптимізація характеристик тепловиділення дизелів, форсованих наддувом // Робочі процеси в поршневих ДВЗ. Волгоград, 1979.
8. Горелік Г.Б. Дослідження взаємозв'язку паливоподачі та сумішоутворення з робочим процесом у дизелях при роботі на пайових режимах / Вісник ТОГУ. 2008. № 1 (8), С. 75-90
9. Іванченко О.О. Охорона повітряного басейну при проектуванні та експлуатації суднових енергетичних установок: моногр. / А. А. Іванченко, А. А. Іванченко. - СПб.: Вид-во Держ. ун-ту морського та річкового флоту імені адмірала С. О. Макарова, 2014. - 327 с.
10. Суворов П.С. Управління режимами роботи головних суднових дизелів/П. С. Суворов. - Одеса: ЛАТСТАР, 2000. - 238 с.
11. Проблеми експлуатації суден з дизельними установками нового покоління та завдання щодо їх удосконалення // А.А. Іванченко, І.О. Щенніков, А.А. Іванченко - Вісник ГУМРФ ім. Адмірала С.О. Макарова - СПб.: Вид-во Держ. ун-ту морського та річкового флоту імені адмірала С. О. Макарова, 2014.,

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Даниловський А.Г. Критерії для узгодженої оптимізації суднових енергетичних установок, систем та обладнання / А. Г. Даниловський, Д. С. Іванов, Г. А. Архіпов // Удосконалення конструкцій суднових систем: зб. наук. тр. / ЛКІ. – Л., 1987. – С. 88-95.

13. Іванченко О.О. Основи проектування нестандартних енергетичних установок нових проектів судів/О. О. Іванченко, І.А. Боровікова, В. І. Резніченко. – СПб.: СПГУВК, 2010. – 36 с.

14. Міжнародна Конвенція щодо запобігання забрудненню з суден (МАРПОЛ-73/78). - СПб.: АТ «ЦНДІМФ», 2017. - Кн. III. - 412 с.

15. Anink D. The IMO Energy Efficiency Design Index. A Netherlands Trend Study / D. Anink, M. Krikke. — Centre for Maritime Technology and Innovation, 2009. — 52 p.

16. IMO (2010a). Reduction of Green House Gas emissions from Ships, Report of the Working Group on Energy Efficiency Measures for Ships, Paper MEPC 61/WP.10. — London, United Kingdom: International Maritime Organization.

17. Семанов Г. Н. Шкідливі викиди в атмосферу від судів: на шляху до стандартів ІМВ картографії / Г. Н. Семанов // Наука та транспорт. Морський та річковий транспорт. - 2013. - № 1. - С. 45-47.

18. Ципелкін Г. Є. Поліпшення паливної економічності двигунів за рахунок оптимізації систем наддуву / Г. Є. Ципелкін, В. І. Іовлєв // Двигунобудування. - 2014. - № 3. - С. 16-22.

19. Камкін С. В. Підвищення економічності суднових дизелів/С. В. Камкін, А. Л. Лемещенко, А. С. Пунда. - СПб.: Суднобудування, 1992. - 176 с.

20. Tier II Tuning Methods for Two-Stroke Engines [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comparison/tuning-method-comparison> (дата обращения: 04.09.2017).

20. VTA — Variable Turbine Area [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comparison/vta> (дата обращения: 11.09.2017)

21. Turbocharger Cut-Out [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://turbocharger.man.eu/technologies/tuning-methods-comparison/cut-out> (дата обращения: 11.09.2017)

22. Пунд А. С. Чисельне моделювання робочих процесів суднових дизелів / А. С. Пунд. - Мор - техінформреклама, 1995. - 64 с.

23. Білоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішньої згоряння. Тепловий, кінематичний, динамічний та міцнісний розрахунок ДВС. Методичний посібник до виконання курсового проекту. Херсон: вид. ХДМІ – 2008. – 138 с.

24. Двигуни внутрішнього згоряння. Будова та робота поршневих та комбінованих двигунів / Алексєєв В.П., Воронін В.Ф., Грехов Л.В. та ін. М.: Машинобудування, 1990. - 289 с.

25. Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія поршневих та комбінованих двигунів. Підручник для втузів за спеціальністю Двигуни внутрішнього згоряння / Вирубов Д.М., Іващенко Н.А., Івін В.І. та ін; За ред. Орліна А.С., Круглова М.Г. - 4-те вид., Перероб. та дод. - М.: Машинобудування, 1983. - 372 с.

26. Самсонов В.І., Худов Н.М., Мірющенко А.А. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. К.: - Транспорт. - 1981.

27. Дизелі. Довідник Видання 3-тє перероблене та доповнене. За ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Іванченко, Л. К. Коллерова - Л.: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1977. - 479 с.

28. Вознірський І.В. Сучасні суднові середньооборотні двигуни. Санкт-Петербург: вид. ДМА ім. адм. С. О. Макарова. 2006. - 142 с.

29. Білоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Тепловий, кінематичний, динамічний і розрахунок міцності ДВС. Методичний посібник для виконання курсового проекту. Херсон: вид. ХДМІ – 2008. – 138 с.

30. Гаврилов В.С., Камкін С.В., Шмельов В.П. Технічна експлуатація суднових дизельних установок. Навчальний посібник для вишів. Вид. 3-тє, перераб. та дод. М.: Транспорт, 1985. - 288 с.

31. Кахте І.О., Ковтур Р.І., Новіков Г.М. Охорона праці морському

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

транспорті. - М.: Транспорт, 1975. - 263 с.

32. Юдицький Ф.П. Захист довкілля під час експлуатації судів.- Л.: Суднобудування, 1978. – 85 з.

33. http://worldseatemp.com/ru/Persian_Gulf/

34. Influence of Ambient Temperature Conditions Main engine operation of MAN B&W 2-stroke engines [Електрон. ресурс] / – Режим доступу: <http://www.marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/influence-of-ambient-temperature-conditions.pdf?sfvrsn=26> - 24.12.2015р.

35. Calculation of specific fuel oil consumption (SFOC) B 11 01.0. MAN B&W. - 5 с.

36 Жуков В. А. Модернізація системи газотурбінного наддуву конвертованого дизеля / В. А. Жуков, М. С. Курін // Вісник машинобудування. – 2007. – № 3. – С. 17-19.

37. https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S80ME-C8_2.pdf

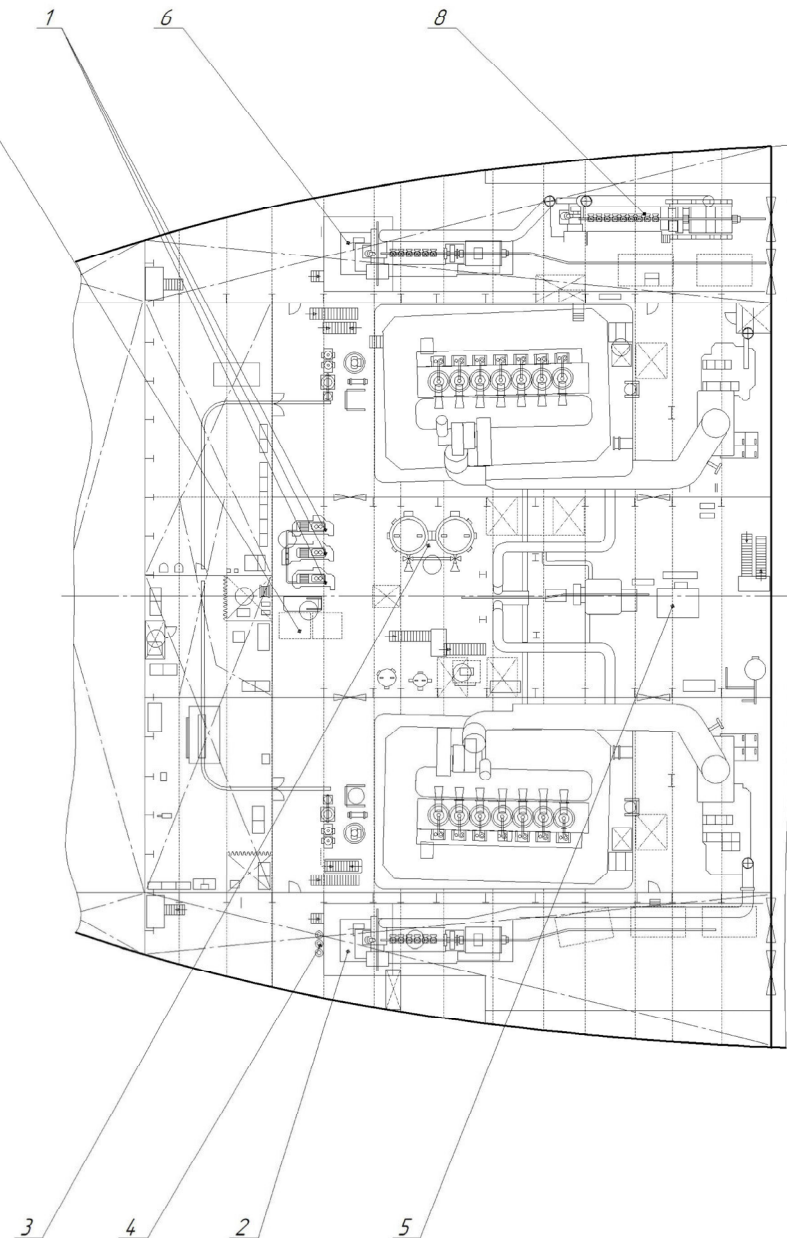
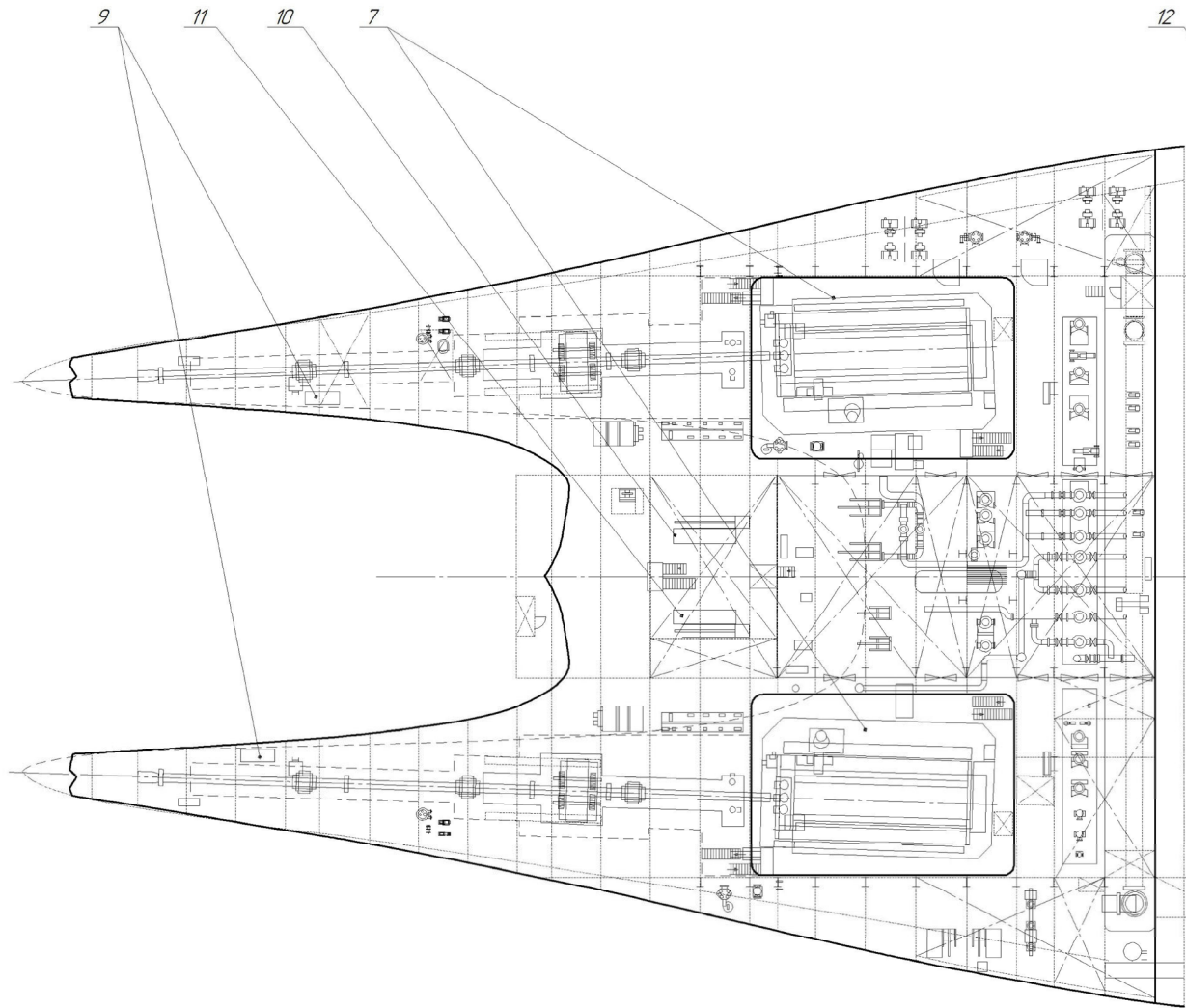
38. <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>

39. Удосконалення процесів експлуатації енергетичної установки судна «AIDAcosma» за рахунок використання газових палив в умовах інфраструктури порту / Грицук І.В., Іванов Є.М., Зубов Д.А., Зільник О.І. Дранчевський Д.В. - Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції "Сучасне автомобілебудування, автотехнічна експертиза, експлуатація автомобільного транспорту та підготовка фахівців галузі транспорт", 22-23 жовтня 2024 р., (Посвідчення УкрІНТЕІ № 572 від «19» грудня 2022 р.), Харків, ХНАДУ, 2024, 284 с., С. 115-118

					ПІННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

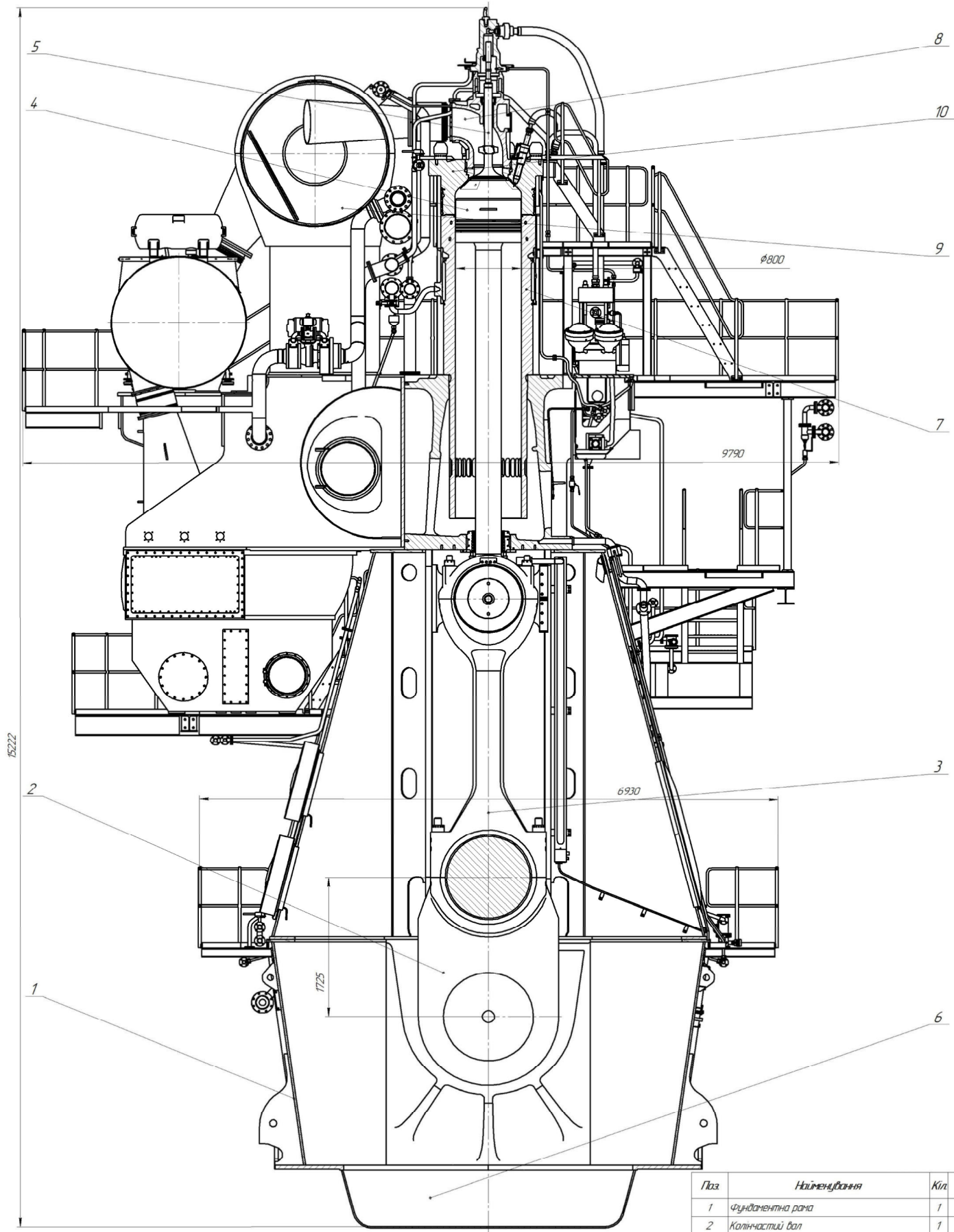
ДОДАТКИ

					ПІННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Головний повітряний компресор	3	
2	Дизель-генератор №4	1	
3	Головний повітряний резервуар	2	
4	Головний масляний насос	3	
5	Турбогенератор	1	
6	Дизель-генератор №3	1	
7	Головний двигун	2	
8	Дизель-генератор №1	1	
9	Карманий насос і охолоджувач деїдрудів	2	
10	Головний масляний теплообмінник №1	1	
11	Головний масляний теплообмінник №2	1	
12	Компресор системи управління	2	

ПНН НУК 1316123.02.01						Розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна			Лист	Листов	1
Лист	Лист	№ докум.	Розроб.	Проєкт.	Генератор	Детальний збір.	Гричук І.В.	Гричук І.В.	Лист	Листов	1
Начальник	Гричук І.В.	Чайковський І.І.									
Машинист											

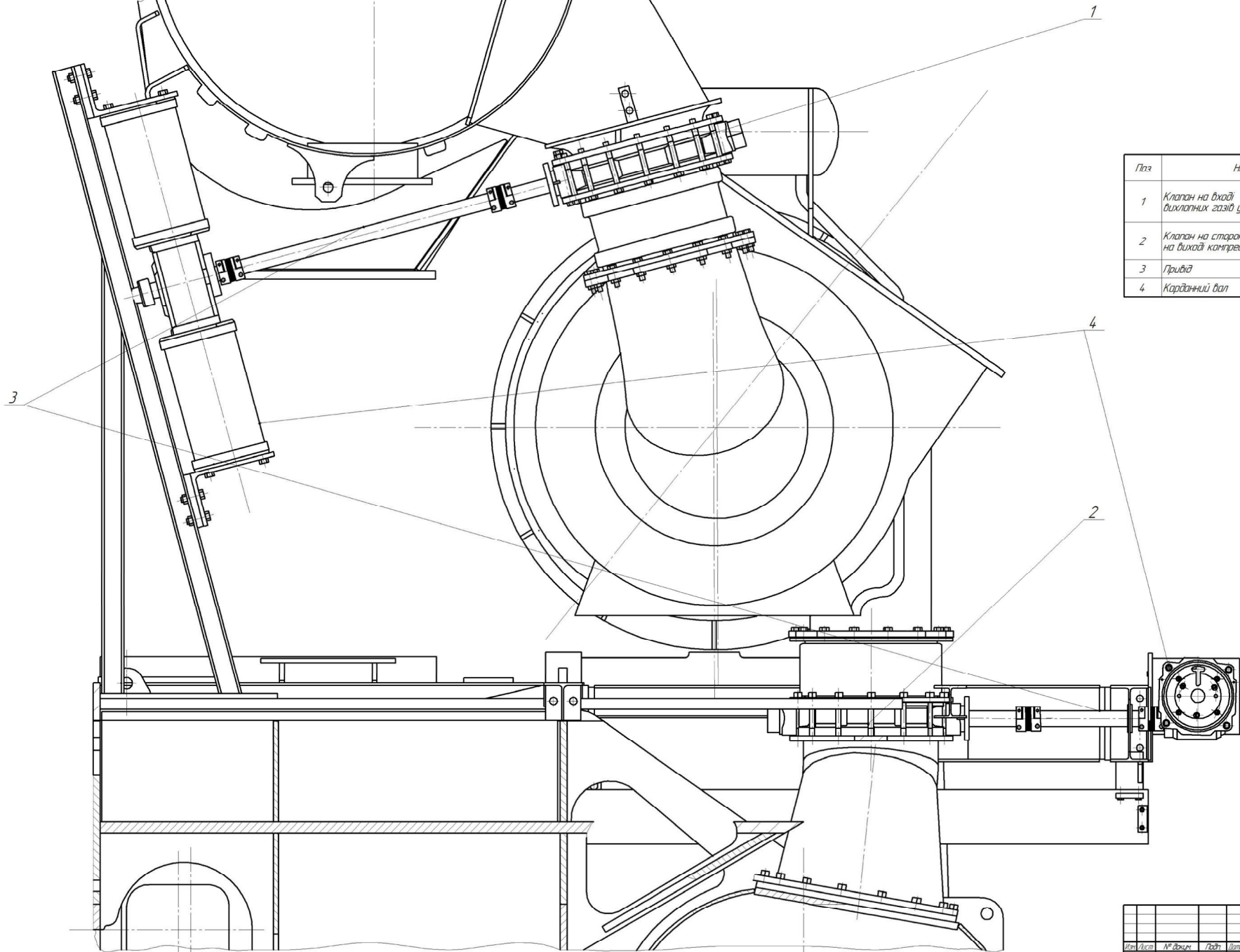


Технічна характеристика
суднового двигуна

Тип двигуна 2-тактний, дизельний,
7-циліндровий, рядний
Діаметр циліндра, мм 800
Хід поршня, мм 3450
Циліндрова потужність, кВт 3330
Номинальна потужність, кВт 23310
Частота обертання колінчастого валу
при номінальній потужності, хв⁻¹ 72
Питома витрата палива, г/кВт·год 1617

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Фундаментна рама	1	
2	Колінчастий вал	1	
3	Шатун	7	
4	Поршень	7	
5	Клапан	7	
6	Піддон картера	1	
7	Втулка циліндра	7	
8	Випускний патрубкок циліндра	7	
9	Випускний колектор	1	
10	Кришка циліндра	7	

ПНН НУК 1316123.02.02				Головний судновий двигун MAN S80ME-C		
Лист	№ докум.	Розд.	Лист	Лист	Лист	Лист
Розроб.	Виконав.	Перев.	Лист	Лист	Лист	Лист
Проєкт.	Група ІВ	Група ІВ	Лист	Лист	Лист	Лист
Лист	Група ІВ	Група ІВ	Лист	Лист	Лист	Лист
Нормат.	Група ІВ	Група ІВ	Лист	Лист	Лист	Лист
Уніт	Число ІІ	Число ІІ	Лист	Лист	Лист	Лист



Поз	Найменування	Кіл	Примітка
1	Клапан на вході випалних газів у турбіну	1	
2	Клапан на стороні повітря на виході компресора	1	
3	Привід	2	
4	Криваний вал	2	

ПНН НУК 1316123.02.03						Загальний вигляд системи керування газодвигном головного двигуна			Лист	Листів	1
Лист	Вид	№ докум.	Розроб.	Перев.	Дата	Гричук ІВ	Гричук ІВ	Гричук ІВ	Н		
Лист	Вид	№ докум.	Розроб.	Перев.	Дата	Гричук ІВ	Гричук ІВ	Гричук ІВ	Лист	Листів	1
Лист	Вид	№ докум.	Розроб.	Перев.	Дата	Гричук ІВ	Гричук ІВ	Гричук ІВ	Лист	Листів	1

