

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення паливної економічності головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 контейнеровозу «Margrethe Maersk» на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22з

_____ ***Романцов А.В.***

(підпис)

Керівник роботи:

професор кафедри ЕМ, д.т.н., професор

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Грицук І.В.***

(підпис)

Первомайськ - 2023 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)

« ____ » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Романцову Андрію Володимировичу

1. Тема роботи: «Підвищення паливної економічності головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 контейнеровозу «Margrethe Maersk» на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації».

Керівник роботи Грицук І.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 20.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип – головний двигун MAN B&W 7S80ME-C9.4 контейнеровозу «Margrethe Maersk».

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

Вступ. 1. Обґрунтування можливості забезпечення підвищення паливної економічності суднових дизелів на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації. 2. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки. 3. Шляхи підвищення паливної економічності головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 судна «Margrethe Maersk». 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 судновий двигун MAN S80ME-C9.4. 3. Турбонагнітач MET71MB. 4. Система керування газообміном головного двигуна. 5. Індикаторна діаграма судового двигуна після проведення модернізації

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Підготовка та проробка літературних джерел	18.09.2023	
2	Написання першого розділу	02.10.2023	
3	Написання другого розділу	16.10.2023	
4	Виконання розрахунків та написання третього розділу	30.10.2023	
5	Підготовка і написання розділу охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях	06.11.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.11.2023	

Студент _____
(підпис)

Романцов А.В.

Керівник
роботи _____
(підпис)

Грицук І.В.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
--------------	----------

РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ НА РЕЖИМАХ ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	7
--	----------

1.1 Основні положення забезпечення взаємозв'язку подачі палива і сумішоутворення з робочим процесом в судовому дизелі при роботі на частковому режимі	7
1.2 Особливості задач експлуатації суден з дизельними установками та завдання по узгодженню їх складових	21
1.3 Загальні відомості про можливості використання регульованого турбонаддуву для оптимізації робочих процесів головних судових двигунів при забезпеченні тривалої роботи на малих потужностях	31

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	36
---	-----------

2.1 Особливості судна і його енергетичної установки судна	36
2.2 Суднові системи	41
2.3 Суднові пристрої	45

РОЗДІЛ 3. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА MAN B&W 7S80ME-C9.4 СУДНА «MARGRETHE MAERSK»	50
---	-----------

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Романцов .А.В			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Грицук І.В.								3	94
Н. контр.		Грицук І.В.						61-ТЕМ _{маг} -23			
Затвердив		Нестеренко									

2.1 Обґрунтування використання регульованого турбонаддува в частині підвищення паливної економічності головного суднового двигуна	50
2.2 Урахування особливостей конструкції головного суднового двигуна при встановленні регульованого турбонаддуву	51
2.3 Розрахунок головного суднового двигуна MAN B&W 7S80ME-C	58
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	80
4.1 Розрахунок систем забезпечення безпеки в машинному відділенні	80
4.2 Особливості боротьби з пожежами на судах	86
ВИСНОВКИ	90
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	91
ДОДАТКИ	94
1. План розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна	
2. Головний судновий двигун MAN S80ME-C9.4	
3. Турбонагнітач MET71MB	
4. Система керування газообміном головного двигуна	
5. Індикаторна діаграма суднового двигуна після проведення модернізації	

ВСТУП

Провідне положення серед головних суднових силових установок займають двохтактні малооборотні дизелі. Конкуренція з боку інших типів суднових енергетичних установок витримується малооборотними дизелями тому, що вони мають високу економічність і моторесурс, низькі експлуатаційні витрати, забезпечують пряму передачу крутного моменту на гвинт, новітніми удосконаленнями в конструкції, що дозволяють створювати двигуни потужністю до 100000 кВт в судовому агрегаті.

Провідними двигунобудівними заводами використовуються різні шляхи в узгодженні цих суперечливих вимог. Одна з тенденцій, що намітилися базується на раціональному виборі конструктивних факторів, настроювальних величин і параметрів робочих циклів з урахуванням досягнення високих техніко-економічних показників ДВЗ. Тому обґрунтований системний підхід до проектування нових і модернізації двигунів, що знаходяться в експлуатації.

В результаті комплексного вирішення вказаних задач необхідно забезпечити таке застосування двигуна в умовах експлуатації, яке б повною мірою відповідало конкретному завданню, будучи оптимальної з точки зору експлуатаційної надійності для даного рівня механічних і теплових навантажень і режима використання у відповідних умовах експлуатації. Параметри систем наддуву і газообміну, організація індикаторного процесу також повинні бути оптимальними в сенсі забезпечення максимальної економічності двигуна при тих же обмеженнях. Проте, з позицій системного підходу, комплексне рішення щодо вибору параметрів газообміну, наддуву і робочого циклу, що забезпечують низьку питому витрату палива при обмеженні механічної та теплової напруженості, і режиму роботи двигуна, ще далеке від завершення. Причини цього полягають у надзвичайному ускладненні процедури оптимізації при з'ясуванні впливу на економічність дизеля значної сукупності настроювальних величин, введення обмежень і багатокритеріальної вигляді цільової функції. Тому практичний інтерес

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		5

представляють і методика визначення оптимального закону тепловиділення для заданого стану систем газообміну і наддуву, і способи узгодження процесів газообміну і наддуву для вихідного закону тепловиділення у відповідному режимі експлуатації. Сказане вище визначає мету цієї роботи.

Мета кваліфікаційної роботи: розробити комплекс заходів для підвищення паливної економічності головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 контейнеровозу «Margrethe Maersk» на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації.

Задачі що вирішуються у кваліфікаційній роботі:

1. Обґрунтування можливості забезпечення підвищення паливної економічності суднових дизелів на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації.
2. Огляд шляхів модернізації системи повітряподачі MAN B&W 7S80ME-C9 судна «Margrethe Maersk».
3. Виконання модернізації системи подачі повітря до головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9 судна «Margrethe Maersk».
4. Розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт.

Об'єктом досліджень є головний судновий двигун - дизель MAN B&W 7S80ME-C9.4 контейнеровозу «Margrethe Maersk» в процесі модернізації на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації.

Апробація результатів дослідження – автор прийняв участь в Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців", яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом (м. Харків) 23-25 жовтня 2023 р. з доповіддю «Особливості реалізації задачі підвищення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру шляхом удосконалення його теплової підготовки» [17].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		6

РОЗДІЛ 1

ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ НА РЕЖИМАХ ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1 Основні положення забезпечення взаємозв'язку подачі палива і сумішоутворення з робочим процесом в судовому дизелі при роботі на частковому режимі

Процеси подачі палива, впорскування, взаємодії паливного факела з турбулентним середовищем в циліндрі і процеси сумішоутворення досить повно представлені в технічній літературі. Ці процеси є містком, що з'єднує роботу системи подачі палива з робочим процесом дизеля. Сучасні методи розрахунку распилювання палива, утворення робочої суміші і розподілу палива в обсязі камери згорання надзвичайно складні при відносно невисокій точності. Вони базуються на імовірнісних концепціях. Потрібно орієнтуватися на якісні висновки, зокрема, на оцінку ступеня впливу тих чи інших параметрів і геометричних співвідношень паливної апаратури (ПА) на можливі зміни в протіканні робочого процесу двигуна [1-5]. При цьому до розгляду повинні прийматися такі фактори, як вид характеристики впорскування, фізичні параметри газового середовища в циліндрі в кінці такту стиснення, фізичні характеристики палива, характеристики процесу розпилювання палива. При цьому бажано використовувати комплексні показники якості розпилювання, такі як, наприклад, середній діаметр краплі, диференціальні та сумарні криві розпилювання. Також доцільна оцінка дисперсності і однорідності розпилювання. Основна складність оцінки прийнятих рішень при аналізі часткових режимів полягає в їх широкому діапазоні як за подачею палива, так і за частотами обертання. При розрахунку процесу паливоподачі на кожному кроці інтегрування можливо визначити

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		7

кількість крапель потрібного діаметра, підсумувати загальне число крапель від початку подачі до будь-якого моменту часу і далі розподілити краплі з інтервалом, наприклад, через десять мікрон в «накопичувачі» кількості крапель (комірки пам'яті ПК), що укладаються в цей діапазон [1-5].

Таким чином, є можливість отримати сумарні і диференціальні криві розпилювання палива, які дозволяють судити про мілкість і однорідність розпилювання при аналізі питань стабільності роботи ПА на часткових режимах і при виборі заходів щодо поліпшення якості її роботи [1-5].

Для часткових режимів роботи ПА, як показав аналіз результатів розрахунково-експериментальних досліджень, доцільно орієнтуватися на середній поверхневий діаметр d_{20} , тому що процеси розпилювання відбуваються при високих значеннях коефіцієнта надлишку повітря і знижених термодинамічних параметрах середовища в циліндрі. Не менш важливим є в якісному відношенні питання щодо параметрів факела (вугли конуса і їх пробивна здатність), так як при малих подачах палива в умовах малої турбулізації повітряного заряду в камері згоряння взаємодія факела з газом і утворення робочої суміші не менш важливо, ніж величина циклової подачі [1-5].

Як показують експеримент і розрахунок, зміна кута конуса факела відбувається в початковій фазі впорскування, потім величина телескопічного кута факела стабілізується. З цієї причини для часткових режимів зміна кута факела істотно визначає процеси сумішоутворення [1-5].

На основі балансу механічних енергій діючих мас палива і повітря отримано вираз для визначення дальnobійності факела [1-5]. Таким чином, основні вимоги до процесів розпилювання і сумішоутворення зводяться до наступного [1-5]:

- при порівнянні аналізованих варіантів приймаються у увагу зміна і його характер в відношенні параметрів дисперсності і однорідності розпилювання;

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		8

- оцінюється вплив параметрів факела і його взаємодію з повітряним зарядом в циліндрі, вплив на характер розвитку "активності" циклу впорскування.

Йдеться про можливе посилення (ослаблення) ефекту періодичної нестабільності процесів подачі палива в послідовних циклах на якісному рівні. В даному дослідженні оцінка якості розпилювання носить допоміжний характер, що розширює уявлення про що відбуваються процесах, дозволяє якісно оцінити вплив параметрів ПА на характер згоряння і проведених заходів по поліпшенню стабільності її роботи [1-5].

Експериментальне дослідження розвитку факела в умовах нестабільної від циклу до циклу роботи ПА на часткових режимах чітко підтвердили вищевикладені уявлення про паливоподачі і факелоутворення [5]. Дійсно, відзначається вплив параметрів факела на посилення «активності» подач в послідовних циклах з позицій робочого процесу. Тому при аналізі причин нестабільної роботи дизеля на часткових режимах слід враховувати не тільки коливання величин циклових подач, але і сумішоутворення в циліндрі [1-5].

Безумовно, процеси паливоподачі зумовлюють характер і якість робочого процесу дизеля. До теперішнього часу уявлення про фазах підготовки і згоряння палива чітко сформовано. Виділяють чотири фази розвитку робочого процесу дизеля [1-5].

Для часткових режимів (рис. 1.1), характерних роботи судових дизель-генераторів, коли подача палива не перевищує 20-40% від номінальної (менше значення відноситься до форсованих дизелів), друга ділянка тепловиділення вироджується, від виразу залишається тільки перший член. Цей член рівняння можливо використовувати при аналізі послідовних процесів в циліндрі для випадку нестабільної від циклу до циклу роботи ТА (тут мова йде про стаціонарних дизелях). Для головних судових і транспортних двигунів картина дещо інша. Згідно з критерієм Сіфмана N [5] процеси подачі палива відбуваються по першому типу при одночасному зменшенні циклової

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		9

подачі, що дозволяє використовувати для аналізу перший член виразу (2), але з зниженою вірогідністю [1-5].

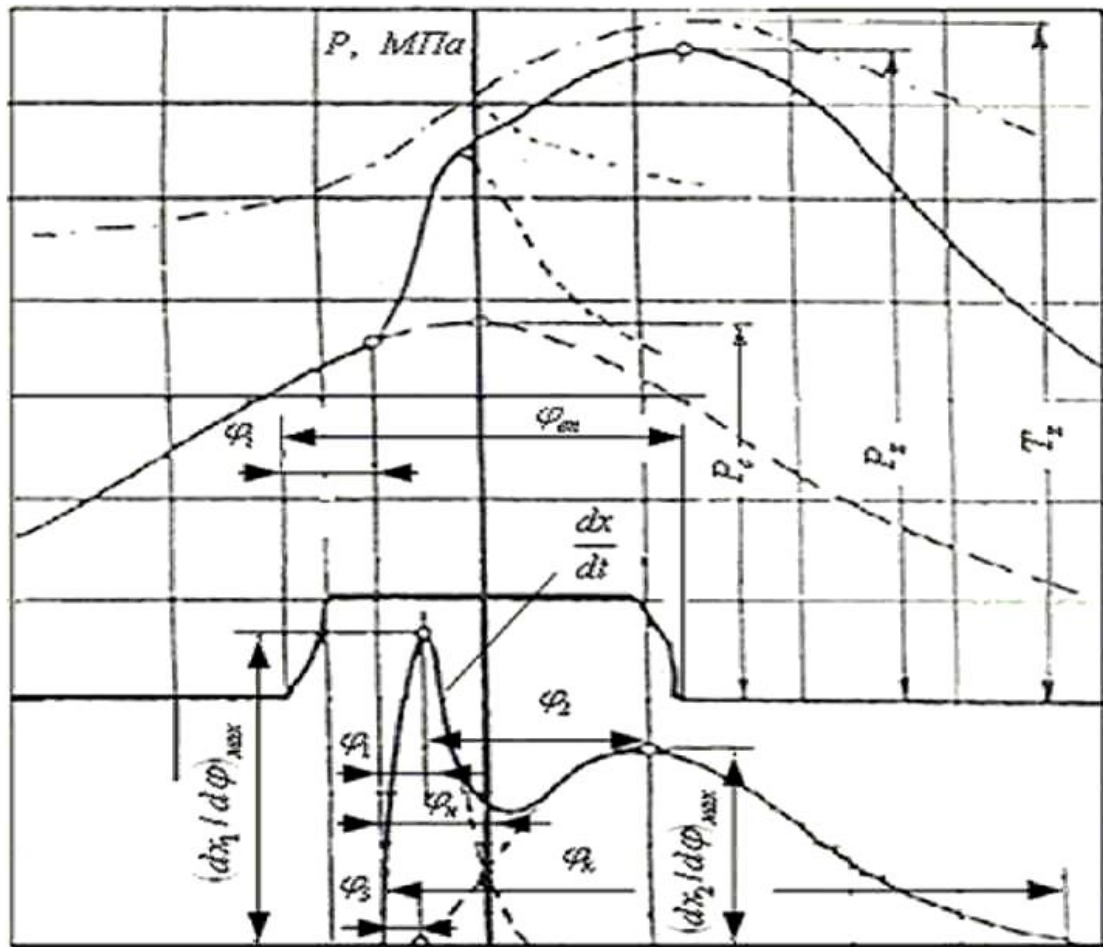


Рисунок 1.1 – Зміна тепловиділення, температури і тиску газів в циліндрі дизеля від кута повороту колінчастого валу [1-5]: _____ для номінальних режимів; - - - - для долевих режимів

При допущенні, що на часткових режимах в умовах нестабільної роботи від циклу до циклу коефіцієнт надлишку повітря не змінюється. Коефіцієнт α_1 залежить від геометрії камери згоряння, кута випередження і параметрів вприскування і в послідовних процесах згоряння в циліндрі не змінює свого значення. Для забезпечення мінімальних стійких подач палива в умовах форсованого дизеля без перевищення жорсткості номінального режиму необхідно виконати умову: максимальна швидкість тепловиділення цього режиму не повинна перевищувати номінального значення [1-5].

Для цього слід так організувати процес подачі палива, щоб по мірі зниження активного ходу плунжера аж до мінімальної подачі, фактор динамічності циклу внаслідок зростання затримки займання не перевищив значення номінального режиму. Тому для форсованих дизелів стає доцільним застосування ступінчастою (аж до подвійної) подачі палива. Саме при такому рішенні можливо забезпечити стійку мінімальну подачу палива [1-5].

Для активних і пасивних процесів згоряння це пов'язано з відповідними "активним" і "пасивним" впорскуваннями при нестабільній від циклу до циклу роботі ПА [1-5].

Якісний аналіз робочого процесу дизеля для часткових режимів роботи з дозволяє в першому наближенні вийти на зв'язок між нестабільною або нерівномірною роботою ПА з основними показниками робочого процесу в циліндрі і вихідними характеристиками дизеля. Використання повнорозмірної математичної моделі робочого процесу дизеля, реалізованої А. В. Скоттом на базі рівняння [5], дозволило синтезувати робочий процес в циліндрі в послідовних циклах без внесення істотних похибок, пов'язаних з введеними спрощеннями [1-5].

Вимоги до певного формування параметрів подачі палива на пайових режимах роботи не повинні перетинатися з вимогами забезпечення номінальних режимів [1-3].

Аналіз послідовних циклів впорскування при роботі ПА на часткових режимах зводиться до наступного: з'ясуванню стосунків на якісному рівні впливу нестабільної роботи ПА на характер тепловиділення в першій і другій фазах робочого процесу; в оцінці зв'язку "активності" циклу впорскування зі швидкістю тепловиділення на ділянці вибухового горіння; в оцінці впливу власної нестабільності ТА на посилення (ослаблення) даного ефекту через робочий процес дизеля [2-5].

Таким чином, показані і описані нові аспекти глобальної проблеми: підвищення ефективності експлуатації суднових дизелів при роботі на часткових і перехідних режимах [1-5].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		11

Розрахунково-експериментальне дослідження дозволило б розкрити фізичну природу складних гідродинамічних явищ в дизельній ПА, що обумовлює появу межциклової нестабільності паливоподачі в робочому процесі окремих циліндрів. Ці явища до теперішнього часу так і не знайшли повноцінного відображення як у технічній літературі, так і в розрахункових методиках, а також в практиці проектування ПА і в вимогах державних стандартів до параметрам дизелів при роботі на часткових режимах [1-5].

Аналіз впливу подачі палива на робочий процес дизеля. Для вивчення впливу процесів впорскування палива при роботі дизеля на часткових режимах в умовах вираженої нестабільності послідовних циклів подачі палива використовуються одноциліндрові відсіки розмірності Ч 18/22, спеціально підготовлені для дослідження несталих режимів роботи [3].

Осциллографування окремих робочих процесів в циліндрі з записом з великою розтяжкою по куту повороту колінчастого вала при послідовних набросах 100 % навантаження на «холодному» і «гарячому» двигуні дозволило виявити вплив періоду затримки займання на основні показники робочого процесу. Ці матеріали в подальшому використовувалися при оцінці зв'язку нестабільної роботи ПА з робочим процесом дизеля. Так як регулювання подачею палива забезпечувалося за кінцю подачі, шляхом аналізу індикаторних діаграм, знятих при різних навантаженнях, вдалося виявити приватні зв'язку між процесами подачі палива, сумішоутворення і згоряння. Зокрема, часткові режими роботи, починаючи з 25 ... 35% навантаження і нижче, характеризуються в основному вибуховим характером згоряння, дифузійне горіння палива має місце, але слабо виражене. Значною мірою проявляється вплив періоду індукції палива на характер тепловиділення і параметри робочого процесу [2, 3]. Так, τ_i для «холодного» дизеля одно 2,97 м. с (при миттєвому набиранні 100 % навантаження в першому циклі), для «гарячого» циклу при 100 % навантаженні - 1,97 м.с. Аналогічно проводилися накиди з 25, 50 і 75 % навантаження. Завдання зводилася до оцінки впливу саме першої і другої фаз

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		12

робочого процесу на вихідні параметри роботи дизеля, так як на часткових режимах роботи саме вони визначають «чутливість» двигуна до нестабільної від циклу до циклу подачі палива. Результати представлені в табл. 1 [1-5].

Підтверджено, що найбільший вплив на показники робочого процесу в циліндрі надає величина затримки запалення [1-5].

Таблиця 1.1 - Результати аналізу робочого процесу в першому циклі перехідного процесу при різному тепловому стані суднового двигуна [5]

Режим зкидання / навантаження, %	φ_i	σ	$\Delta p / \Delta \varphi$	$(dp / d\varphi)_{\max}$	P_z	$(dx/dt)_{\max}$
	$^{\circ}$ п.к.в.	о.е.	МПа/ $^{\circ}$ п.к.в.	МПа/ $^{\circ}$ п.к.в.	МПа	1/с
0-100	13,4	0,52	0,261	1,14	7	0,066
25-100	11,8	0,49	0,255	1,08	7	0,062
50-100	9,85	0,42	0,246	0,90	6,7	0,044
75-100	9,36	0,37	0,239	0,76	6,8	0,050
100-100	8,9	0,36	0,234	0,68	6,9	0,048

Середня жорсткість процесу і максимальний тиск згоряння змінюються незначно, але істотно змінюються характер тепловиділення і максимальна жорсткість згоряння [1-5], що істотно залежить від характеристики подачі палива.

Для оцінки впливу ПА на робочий процес (РП) дизеля при роботі на часткових режимах виконаний синтез робочого процесу при активному і пасивному циклах подачі палива і визначено вплив між циклової нестабільності на виникнення субгармонічних моменту на валу двигуна. В умовах нестабільної роботи ПА зв'язок між РП і топливopодачею проявляється особливо сильно, при цьому погіршуються не тільки показники ефективності роботи дизеля, але відбувається і зниження показників надійності. В особливій мірі вище викладене стосується питань експлуатації сучасних форсованих

дизелів, у яких характеристика подачі палива має велику крутизну початкового фронту (четвертий тип процесів подачі палива по Б. Сіфману [5]).

Аналіз впливу періодичної нестабільності процесів подачі палива на РП дизеля виконувався по методиці Б. П. Пугачова, а в якості вихідних матеріалів використані осцилограми роботи суднового дизеля 6ЧСПН 18/22 на режимі мінімально стійких оборотів під навантаженням (рис. 2) [1-5].

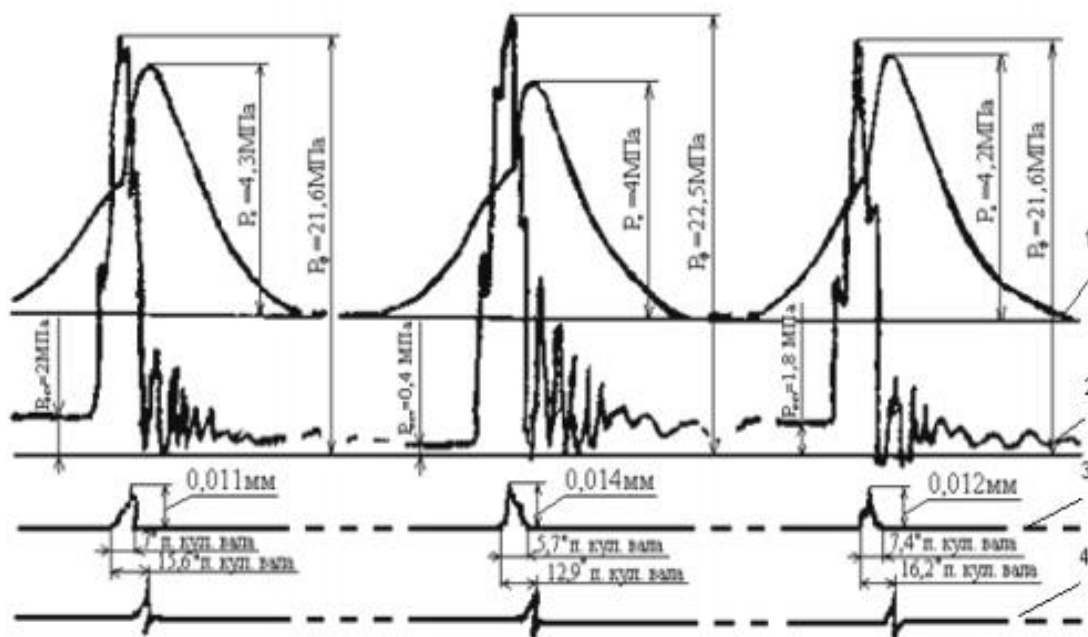


Рисунок 1.2. Осцилограмма послідовних робочих процесів дизеля 6ЧСПН 18/22 на режимі мінімальних стійких обертів під навантаженням [1-5]: 1 – тиск в циліндрі; 2- процеси впорскування; № 3 – під'йом голки форсунки; 4- відмітка ВМТ

Ступінь впливу характеристики впорскування на часткових навантаженнях і малих частотах обертання в умовах нестабільної роботи ПА на можливе посилення (ослаблення) вхідного сигналу через робочий процес визначиться співвідношенням між періодом затримки запалення і тривалістю подачі палива в активних (пасивних) циклах. Якщо $\varphi_i < \varphi_{вп}$, то вплив нестабільної роботи паливної апаратури на робочий процес значно (має місце посилення коливань) в зв'язку з різницею характеру тепловиділення при

різних значеннях фактора динамічності циклу σ . Кордоном зниження ефекту посилення є умова $\varphi_i / \varphi_{вп} = 1$ [1-5]. Для суднового або транспортного двигуна дана умова найчастіше не виконується, тому ускладнюється завдання забезпечення мінімальних оборотів холостого ходу і мінімально стійких під навантаженням [5].

Параметри активного і пасивного циклів подачі палива (див. рис. 1.2) оброблені і представлені на рис. 1.3 [1-5].

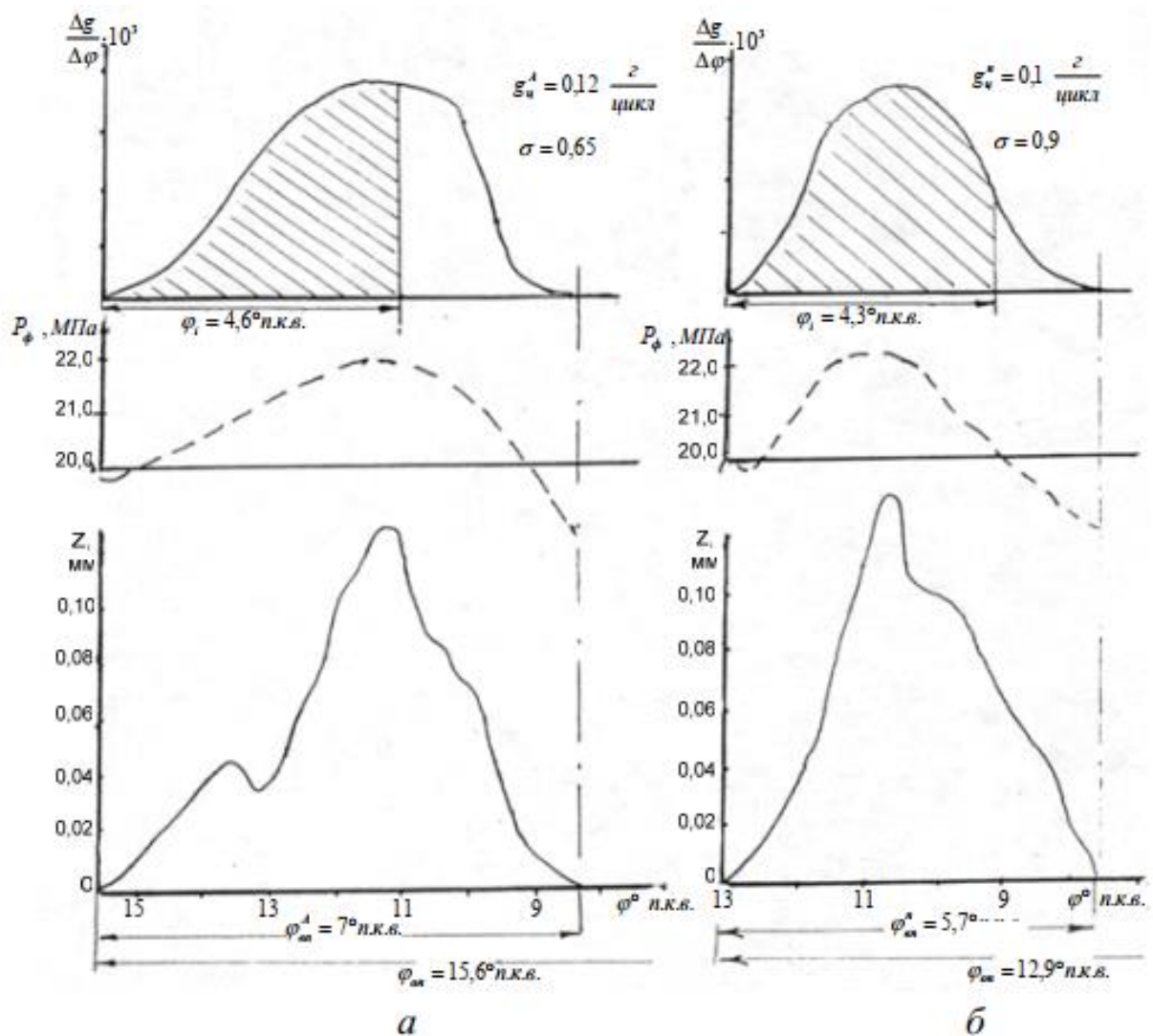


Рисунок 1.3 – Характеристика послідовних подач палива: а – при активному циклі; б – при пасивному циклі; P_ϕ – тиск впорскування; Z – під'йом голки розпилювача форсунки; $\Delta g / \Delta \varphi$ – характеристика впорскування

Синтезована індикаторна діаграма практично відповідає отриманій в результаті осцилографування робочого процесу в циліндрі, що підтверджує адекватність математичної моделі (ММ) Б. П. Пугачова при застосуванні її для пайових режимів роботи дизеля. Це дозволяє провести

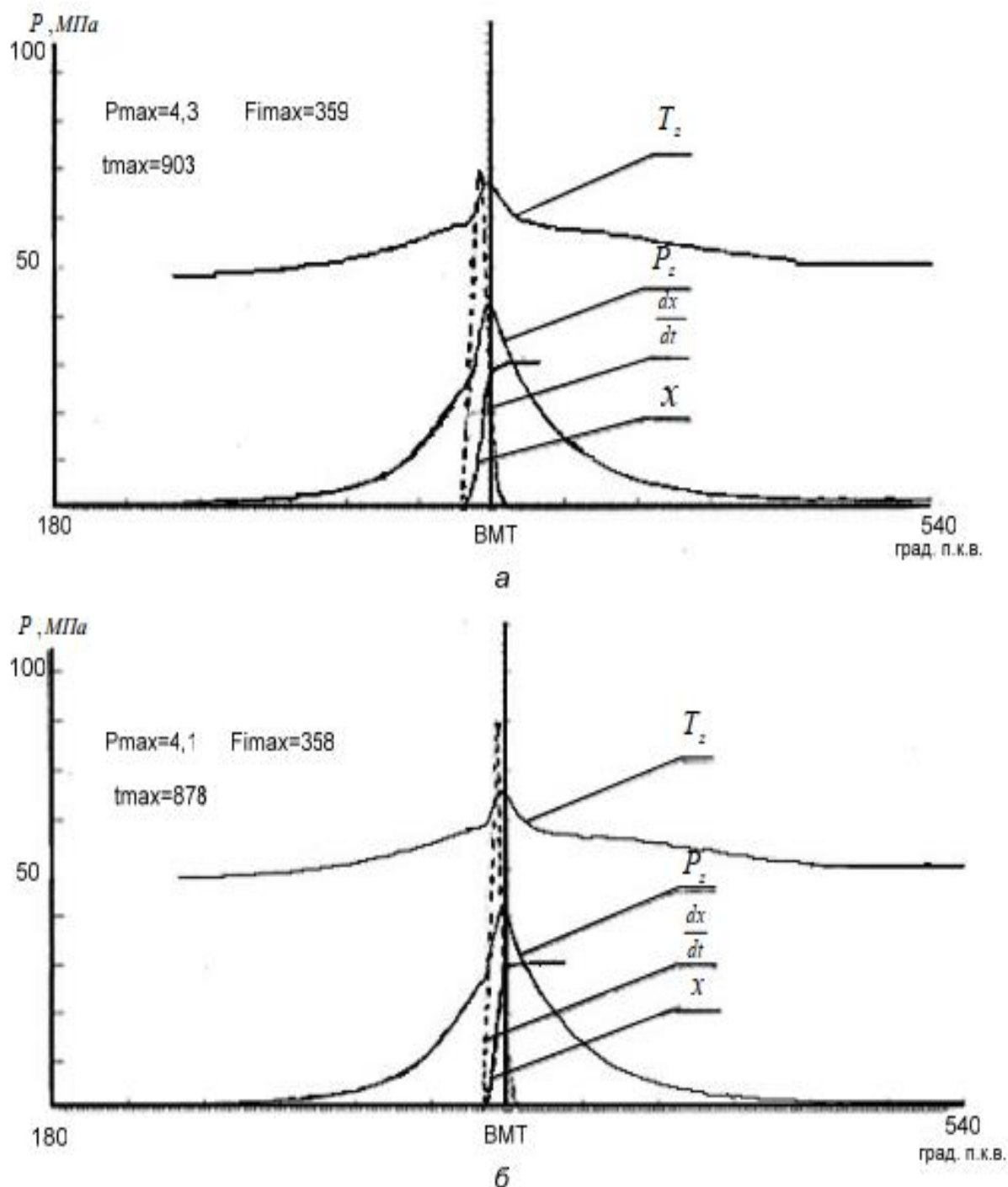


Рисунок 1.4 – Синтез робочого процесу дизеля для випадку 10 % вторичного ефекту: а – при активному циклі; б – при пасивному циклі

аналіз впливу нестабільної від циклу до циклу роботи ПА на параметри робочого процесу дизеля і періодичну нерівномірність обертання колінчастого валу [1-5].

Результати дослідження процесів при наявності межциклової нестабільності процесів подачі палива. Вплив вторинного ефекту по рейці ПНВТ можливо оцінити за відношенням до реперного режиму, тобто режиму, при якому забезпечується і допускається ступінь нестабільності частоти обертання 3 %. Результати синтезу робочого процесу зведені в табл. 1.2

аналіз впливу нестабільної від циклу до циклу роботи ПА на параметри робочого процесу дизеля і періодичну нерівномірність обертання колінчастого валу [5].

Таблиця 1.2 - Результати синтезу робочого процесу при активному і пасивному циклах подачі палива суднового двигуна

Параметр	Активний цикл	Пасивний цикл
Власна нестабільність	$P_z = 4,2 \text{ МПа};$ $T_z = 885 \text{ К}$	$P_z = 4,0 \text{ МПа};$ $T_z = 866 \text{ К}$
10% вторинний ефект	$P_z = 4,3 \text{ МПа};$ $T_z = 903 \text{ К}$	$P_z = 4,1 \text{ МПа};$ $T_z = 878 \text{ К}$
20% вторинний ефект	$P_z = 4,4 \text{ МПа};$ $T_z = 934 \text{ К}$	$P_z = 4,1 \text{ МПа};$ $T_z = 897 \text{ К}$

Таким чином, посилення нестабільної від циклу до циклу роботи дизеля в основному визначається власною циклової нестабільністю ПА. Але при порушенні якості роботи САРЧ (в умовах штатної експлуатації), коли має місце виражений вторинний ефект по рейці ПНВТ (20% і більше), істотно зростає нерівномірність крутного моменту двигуна і нерівномірність

обертання колінчастого вала з субгармонічною частотою $n / 240$ Гц . Саме це і визначає «перетікання» електричної потужності при паралельній роботі дизель-агрегатів і підвищену нестабільність частоти обертання суднових і транспортних дизелів на часткових режимах аналіз впливу нестабільної від циклу до циклу роботи ПА на параметри робочого процесу дизеля і періодичну нерівномірність обертання колінчастого вала [1-5].

Вплив нестабільної роботи ПА на характер протікання робочого процесу в циліндрі при відсутності нерівномірності циклової подачі (при коефіцієнті витратної характеристики форсунки $K_f = 0$) зворотно попередньому випадку. Активний цикл впорскування забезпечує значення фактора динамічності циклу 0,76, при цьому досягаються значення $P_z = 4$ МПа і $T_z = 863$ К (кут п. к. в. відповідно 357° і 356°), при пасивному впорскуванні $P_z = 4,2$ МПа і $T_z = 908$ К при 356° п. к. в., максимальна жорсткість згоряння зростає на 27%. Тобто, внаслідок багатфакторного взаємозв'язку процесів подачі палива, сумішоутворення і згоряння можливі випадки, коли при $K_f = 0$ активному впорскуванню відповідає робочий цикл зі зниженими параметрами (P_z, T_z, p_i) аналіз впливу нестабільної від циклу до циклу роботи ПА на параметри робочого процесу дизеля і періодичну нерівномірність обертання колінчастого вала [1-5].

Вплив кута випередження впорскування на параметри роботи дизеля при експлуатаційному зносі приводу ПНВТ і пари кулачок-штовхач, внаслідок якого кут випередження змістився на 3° п. к. в., визначено на ММ шляхом відповідного синтезу робочого процесу аналіз впливу нестабільної від циклу до циклу роботи ПА на параметри робочого процесу дизеля і періодичну нерівномірність обертання колінчастого вала [1-5].

У порівнянні з реперним режимом (див. табл. 1.2) відбувається зміна параметрів робочого процесу, дещо зростає жорсткість згоряння. Тиск і температура в циліндрі в активному циклі склали відповідно 4,6 МПа і 972 К, в пасивному - 4,3 і 928, дещо зросла середня жорсткість згоряння, на 23% збільшилося значення миттєвої жорсткості. Безумовно, погіршується якість

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						18
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

роботи дизеля. Кут випередження повинен жорстко контролюватися в процесі експлуатації. Це стає можливим при активному використанні коштів безрозбірної діагностики в умовах штатної експлуатації аналіз впливу нестабільної від циклу до циклу роботи ПА на параметри робочого процесу дизеля і періодичну нерівномірність обертання колінчастого валу [1-5].

Вплив виду характеристики впорскування на робочий процес в умовах нестабільної роботи ТА оцінювався для випадку, коли в порівнянні з реперним режимом істотно знижений темп наростання подачі на початковій ділянці впорскування. Це, за інших однакових умов, забезпечує зниження фактора динамічності для активного циклу до 0,3, а в пасивному - до 0,6 [1-5].

Однак практичної відмінності реперного і даного варіантів немає. Є зміщення максимуму тиску в активному циклі на 2° (359 замість 357°), що сприяє деякому збільшенню ефективності перетворення крутного моменту.

Таким чином, при формуванні характеристики впорскування для форсованого дизеля з метою скорочення тривалості подачі на номінальних режимах можливо орієнтуватися на жорсткий початковий фронт характеристики [1-5].

Результати імітації робочого процесу для «холодного» і «гарячого» стану дизеля в умовах нестабільної роботи ПА представлені в табл. 1.3. Мова практично йде про тепловий стан двигуна, який впливає на період затримки запалювання і відповідно на параметри робочого процесу в циліндрі [1-5].

Таблиця 1.3 - Результати синтезу робочого процесу при активному і пасивному циклах подачі палива [5]

Стан дизеля	Активний цикл				Пасивний цикл			
	φ_i	σ	P_z	T_z	φ_i	σ	P_z	T_z
«Холодний»	4,6	0,65	4,2	885 К	4,3	0,9	4	866 К
«Гарячий»	3	0,38	4,5	976 К	2,85	0,63	4,2	925 К

При «гарячому» стані двигуна починає проявлятися вплив дифузійного горіння на робочий процес (на «холодному» дизелі має місце тільки вибухове горіння). При деякому зниженні жорсткості згоряння значення максимальної температури в циліндрі зростає на 10,2%, максимум P_z і T_z досягається відповідно на 2 і 3,5⁰ п. к. в. раніше при невеликому зменшенні середнього індикаторного тиску в циліндрі. Нестабільність робочих процесів в послідовних циклах практично не змінюється, посилення власної нестабільності роботи ПА не відбувається [1-5].

Головне, нестабільна від циклу до циклу робота ПА призводить до відповідної нестабільності робочого процесу в циліндрі (частково, розкид точок на лінії згоряння при індіціюванні пневмо-електричним індикатором типу МАИ-2 пояснюється саме цією обставиною). Ця нестабільність з субгармонічною частотою $n / 240$ Гц (в ряді випадків $n / 180$, $n / 360$ тощо) [1-5] призводить до появи нерівномірності крутного моменту і, відповідно, допідвищення ступеня нерівномірності частоти обертання колінчастого валу.

Отримані результати є загальними при розгляді конкретних систем подачі палива і дизелів. Головне - методологія вирішення поставленого завдання. При розгляді приватних питань стосовно до тієї чи іншої ПА можливо отримати кількісну оцінку якості роботи системи на часткових режимах. В цілому, рекомендації, отримані в результаті розрахунково-експериментального дослідження, дозволяють направлено проектувати, налаштовувати або модернізувати сучасні двигуни із забезпеченням заданих позитивних якостей роботи на часткових режимах експлуатації [1-5].

Тобто підтверджена кількісна оцінка зв'язку робочого процесу в циліндрі дизеля з процесами подачі палива і сумішоутворення, при цьому показана адекватність математичної моделі Пугачова при її використанні для пайових режимів роботи і можливості застосування математичної моделі (ММ) для дослідження і розрахункової доведення робочого процесу [1-5].

Паливна апаратура, будучи на часткових режимах роботи дизелів сама по собі типовим коливальним ланкою, через робочий процес в циліндрі стає

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		20

джерелом появи вимушених субгармонічних коливань частоти обертання колінчастого вала при одиночній і паралельній роботі дизель-агрегатів, а також судових і автотракторних двигунів [1-5].

Забезпечення мінімальних оборотів холостого ходу і мінімально стійких оборотів під навантаженням для судових і транспортних двигунів є першочерговим завданням, так як субгармонічні межциклові коливання паливоподачі практично відтворюються системою автоматичного регулювання частоти і найчастіше посилюються. При цьому наявність вторинного ефекту по лінії САРЧ посилює вплив первинної нестабільності частоти обертання. Правильний вибір конструкції елементів ПА і її геометричних співвідношень на базі ММ дозволяє поліпшити якість роботи дизелів на часткових режимах роботи [1-5].

1.2 Особливості задач експлуатації суден з дизельними установками та завдання по узгодженню їх складових

Експлуатаційні показники дизельних установок на сталих режимах роботи, як правило, не виходять за межі рекомендованих виробниками загороджувальних параметрів. Цьому сприяє діюча в галузі система технічної експлуатації флоту, якою передбачається перехід на роботу судна зі зниженою технічної швидкістю в разі довготривалого виходу експлуатаційних показників дизеля за граничні значення. Технічна потужність в такому випадку призначається виходячи з умови неперевищення показниками двигуна загороджувальних параметрів [6].

Найбільш важливими факторами, що визначають теплову і механічну напруженість дизеля, вид кривої витрати палива і викиду шкідливих речовин (в першу чергу NOx), є коефіцієнт надлишку повітря і тиск наддуву на режимі номінальної потужності. Підбираючи ці параметри, творці судових дизелів до теперішнього часу домагалися показників роботи і найбільш сприятливого

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						21
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

характеру зміни питомої витрати палива в залежності від числа обертів, не приділяючи належної уваги екологічним параметрам [6, 7].

При підвищенні навантаження на судновий дизель і відповідному зниженні числа обертів гвинтовими характеристичі на режимах, близьких до номінального, переважаюче значення має збільшення коефіцієнта надлишку повітря (α) і індикаторного ККД. і відповідно підвищення викиду оксидів азоту. При досягненні $\alpha \sim 3$ індикаторний ККД досягає максимального значення, цей процес супроводжується зростанням тиску в циліндрі, що веде до збільшення механічної напруженості. При подальшому зниженні частоти обертання внаслідок падіння тиску наддувочного повітря і погіршення умов сумішоутворення починається падіння індикаторного ККД. Відповідно до характеру зміни індикаторного ККД на цій ділянці крива викиду NO_x різко знижується, переходячи в різко падає криву на малих навантаженнях. Температура відпрацьованих газів на такому режимі підвищується, підвищується і теплова напруженість деталей ЦПГ [6, 7].

Чим вище тиск наддуву, тим менше відносна зміна коефіцієнта надлишку повітря при одному і тому ж числі оборотів. Вираз для зміни коефіцієнта надлишку повітря при роботі на гребний гвинт вказує на швидке збільшення α зі зниженням частоти обертання колінчастого вала. Розглядаючи коефіцієнт надлишку повітря як один з параметрів, що характеризують теплову і механічну напруженість деталей двигуна і викиди шкідливих речовин під час роботи дизеля на гвинт, стає зрозуміла, як важливість раціональної настройки агрегату наддуву на режим тривалої роботи дизеля, так і важливість вибору типу і потужності дизельної установки [6, 7].

Згадане в рівній мірі відноситься і до вибору гвинта, який визначає режими роботи дизеля. Розгляд режимів роботи двигуна на гвинт регульованого кроку показує, що з переходом на часткові режими по навантажувальній характеристиці значення коефіцієнта надлишку повітря підтримується приблизно таким же, як на номінальному режимі. Це відбувається тому, що тиск наддувочного повітря, що забезпечується

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		22

турбокомпресором, при такій компоновці змінюється пропорційно середньому ефективному тиску газів в циліндрі дизеля. В результаті з переходом на ці режими не відбувається підвищення викидів NOx, характерного для двигунів, що працюють по гвинтовій характеристиці [6, 7].

Важливими причинами негативних змін в протіканні робочого процесу і відповідно в складі відпрацьованих газів є технічний стан двигунів і ускладнення гвинтових характеристик. А саме: погодні умови (мілководді, напрямок і сила вітру, стан моря тощо), Ступінь завантаження судна, обростання корпусу, стан гребного гвинта, вид допоміжних операцій (вільний хід, тралення, буксирування) [6, 9].

Наприклад, вихід судна на мілководді істотно впливає на роботу головного двигуна. Зменшення глибини фарватеру призводить до значного зростання опору корпусу судна і зростання потужності, що розвивається головними дизелями з виходом на загороджувальну характеристику. Останнє тягне за собою перевантаження по тепловим напруженням основних деталей двигуна. Зазначені фактори необхідно враховувати в ході реалізації концепції Морського інженерного бюро, спрямованої на будівництво великотоннажних суден для експлуатації в умовах малих глибин [6-10]. Наочним підтвердженням цього є рис. 1, де представлені залежності опору руху судна від розглянутих факторів [6 - 10].

Збільшення опору руху судна супроводжується падінням швидкості ходу, а вихід дизеля на загороджувальну характеристику вимагає зменшення частоти обертання його вала, що додатково знижує швидкість ходу судна. Якщо не впливати на ГД, то годинна витрата палива може дещо знизитися через падіння частоти обертання валу і обмеження максимального ходу рейки паливних насосів. Якщо прагнути відновити колишню швидкість ходу судна, то годинна витрата палива і теплонапружених деталей ЦПГ дизеля можуть істотно зрости [6 - 10].

Це означає, що виникає задача вибору компромісного поєднання швидкості ходу судна і витрати палива в межах допустимої

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		23

теплонапряженности дизеля. Наочним підтвердженням зазначеного є рис. 1.6, де представлені залежності опору руху судна і параметрів роботи двигуна від розглянутих факторів [6 - 10] .

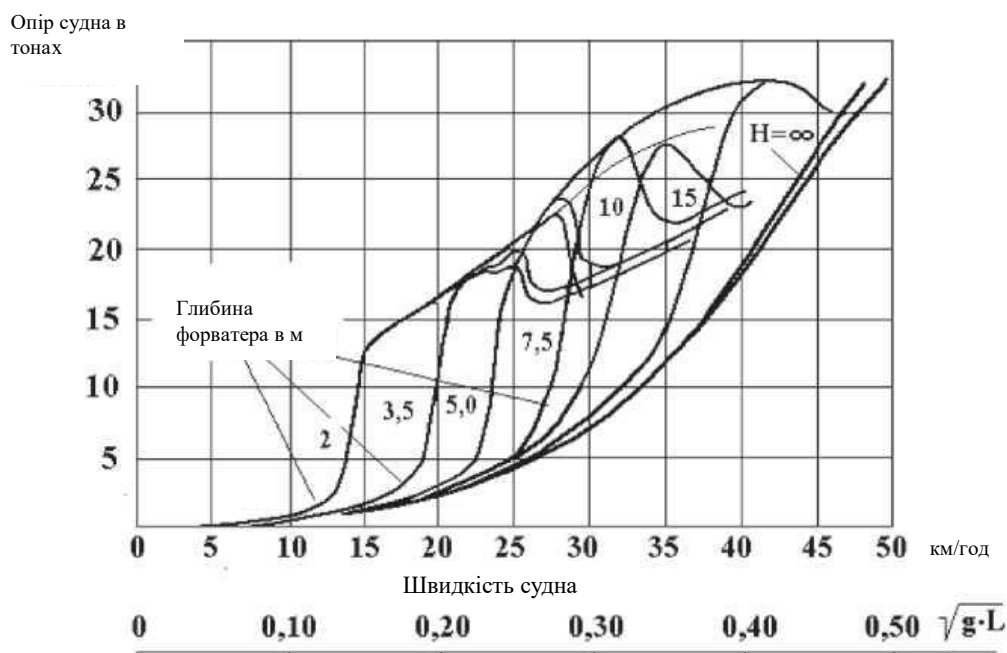


Рисунок 1.5 - Вплив глибини форватера на опір руху судна

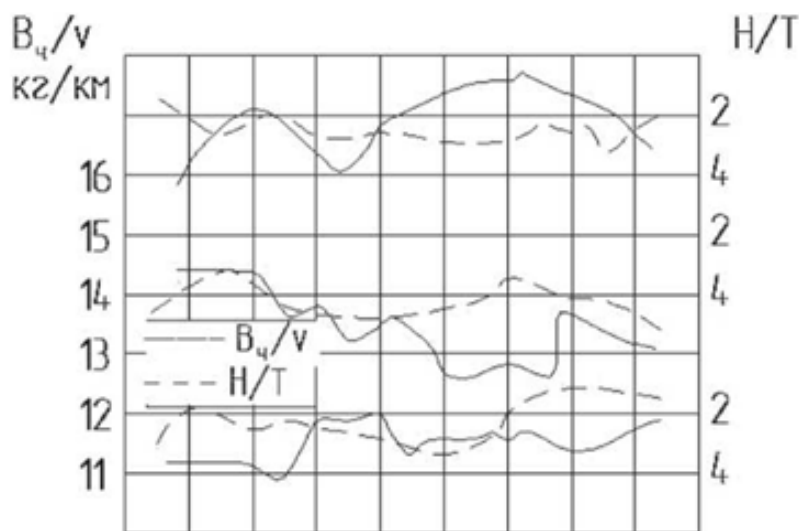


Рисунок 1.6 – Криві режимів навантаження дизеля при русі судна на мілководді

До числа інших факторів, які є причинами змін в протіканні робочого процесу і теплової напруженості суднового дизеля, відносяться мінливі умови

експлуатації, обростання корпусу судна і рух судна при хвилюванні, що викликає ускладнення гвинтових характеристик. Вплив розглянутих факторів наочно демонструє рис. 1.7 [6 - 10].

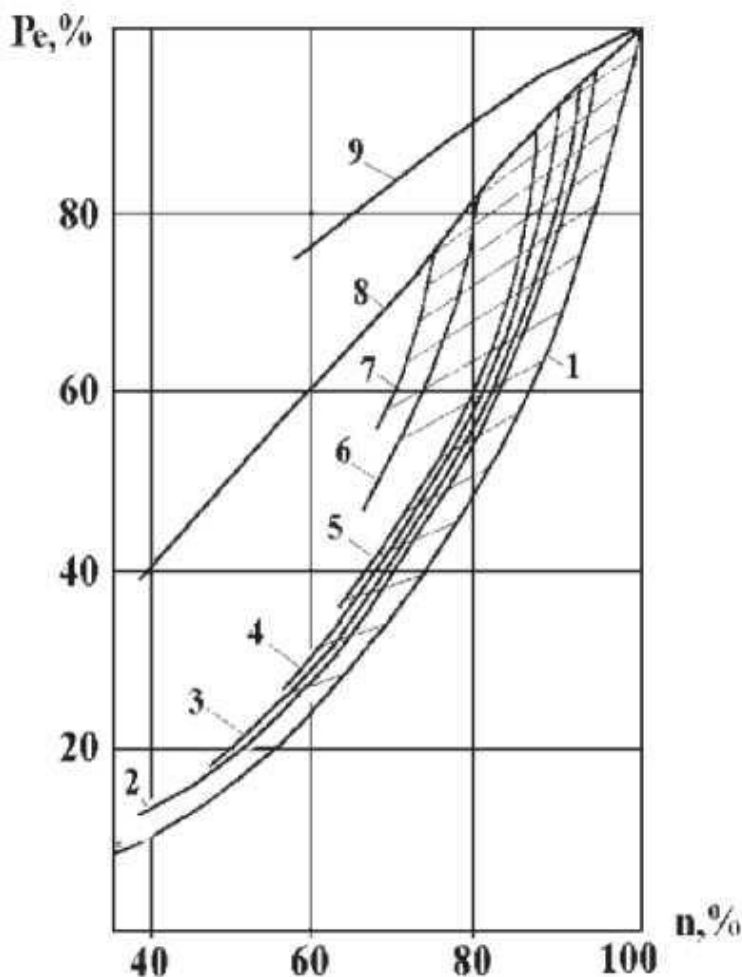


Рисунок 1.7 - Вплив умов експлуатації на режими роботи двигуна:
 1 - рух навантаженого судна при вільному ході на тихій воді; 2 - рух навантаженого судна; 3 - при обростанні судна через 60 діб після докування; 4 - при обростанні судна через 175 діб після докування; 5 - рух судна при хвилюванні; 6 - буксирування трала; 7 - буксирування судна; 8 - обмежувальна характеристика; 9 - зовнішня характеристика двигуна; ///// - поле реальних режимів роботи суднових дизелів

При роботі сучасного високофорсованого дизеля за характеристиками згідно рис. 1.7 він не може розвивати повного розрахункового числа

обертів n , а тільки менше число обертів n залежне від властивостей зовнішньої характеристики дизеля, величини обважнення гвинтовий характеристики судна, властивостей корпусу судна і характеристик гребного гвинта, тобто спільної роботи комплексу «корпус-гвинт-дизель» [6 - 10].

Зі збільшенням середнього ефективного тиску двигуна понад 2,4 МПа межі діапазону допустимих режимів роботи сучасних дизелів визначаються вже не межами помпажа турбокомпресора, як раніше у двигунів із середнім ефективним тиском до 1,0 ... 1,4 МПа, а температурою не охолоджуваних вузлів і деталей двигуна. При цьому ці межі зміщуються в область режимів, близьких до номінальних, коли тиск наддуву, що створюється турбокомпресором, змінюється прямо пропорційно потужності. На часткових режимах гвинтовий характеристики ця пропорційність не витримується, що призводить до зниження коефіцієнта надлишку повітря, що супроводжується ознаками перевантаження двигуна з відповідним підвищенням температури неохолоджуваних деталей двигуна. Причому зі збільшенням середнього ефективного тиску на номінальному режимі роботи дизеля на часткових режимах умови роботи турбокомпресора погіршуються [6 - 10].

У великих оглядах перспектив розвитку суднових дизелів ці питання, як правило, не розглядається з економічних причин. Аналіз же технічних заходів по розширенню діапазону допустимих режимів високофорсованих дизелів призводить до погіршення питомої витрати палива [6 - 10].

Прагнення проектанта максимально задовольнити бажання судовласників і забезпечити тривалу, безперервну і надійну роботу судового дизеля завдяки його експлуатації в більш пільговому режимі з меншою теплової та механічної напруженістю, а також бажання забезпечити прийнятні значення експлуатаційної витрати палива і викидів шкідливих речовин призводить до необхідності збільшення запасу потужності головних двигунів або вибору кілька полегшеного гвинта при проектуванні судна [6].

Номінальна потрібна потужність судового дизеля повинна визначатися на підставі результатів розрахунку гідродинамічного комплексу судна з

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		26

урахуванням глибин в передбачуваному басейні експлуатації, прийнятих обводів корпусу і гвинта [6 - 10].

Розрахована потрібна потужність повинна узгоджуватися з класифікаційним товариством і повинна бути не нижче розрахованої мінімальної потужності головних двигунів відповідно до його Правилами. Додатково в передпроектних дослідженнях необхідно оцінити, а в період ходових випробувань судна надати докази його представнику того, що [7]:

- пропульсивна установка судна буде забезпечувати можливість роботи на задній хід для необхідної маневреності судна при всіх нормальних умовах експлуатації. Причому згідно з правилами вона повинна забезпечувати при сталому вільному задньому ході судна не менше 70% розрахункової частоти обертання механізмів переднього ходу протягом не менше 30 хв, маючи на увазі під розрахункової частотою обертання механізмів переднього ходу частоту обертання, що відповідає максимальній тривалій потужності головних механізмів [6 - 10];

- потужність заднього ходу достатня для гальмування судна, що йде повним переднім ходом, в межах прийнятного відстані [6 - 10];

- в дизельних установках з реверсивними передачами або ГРК, а також в гребних електричних установках робота на задній хід не буде приводити до перевантаження головних механізмів понад допустимі значення;

- дизельна установка з одним головним двигуном внутрішнього згоряння в разі виходу з ладу одного або всіх турбонагнетателей буде забезпечувати швидкість судна, при якій зберігається керованість судном. При цьому головний двигун повинен забезпечити не менше 10 % від номінальної потужності [6 - 10].

Таким чином, ґрунтуючись на зазначених вище вимогах і рекомендаціях при проектуванні дизельної пропульсивної установки важливо вибрати не якийсь там двигун, а такий, який в найбільшій мірі підходить судну по техніко-економічним і експлуатаційним показниками [6 - 10].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						27
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Дане завдання не відноситься до числа тривіальних, оскільки доводиться розглядати кілька варіантів установки і вибрати найкращий з них. Наприклад, розглядають і зіставляють пропульсивну установку з прямою передачею і з механічною. Установки порівнюють за сукупністю показників. Основними серед них є енергетичні, масогабаритні, економічні (вартість обладнання та експлуатаційні витрати на паливо) і екологічні [6 - 10].

В результаті гідродинамічного розрахунку елементів гребних гвинтів при постійній заданій швидкості руху судна отримують співвідношення між необхідною частотою обертання гвинта n_2 , діаметром гвинта D_B і потужністю N підведеної до нього.

Очевидно, найбільш раціонально використовувати гребний гвинт, що має найбільший пропульсивний ККД - η , який за інших рівних умов тим вище, чим більше діаметр гвинта. Так надходять, як правило, при проектуванні ПК на базі середньооборотних або високотехнологічних двигунів з редукторною передачею [9, 10].

Потрібна потужність, визначена в результаті гідродинамічного розрахунку, повинна коректуватися з урахуванням умов її оголошення для передбачуваних головних двигунів, атмосферних умов в машинному відділенні, надбавки на погіршення технічного стану, втрат у передачі, у валопроводи, на привід допоміжних механізмів. Якщо в гідродинамічному розрахунку і при оголошенні потужності не врахована запас потужності на морехідні якості то розрахована потрібна потужність додатково піддається корекції з урахуванням рекомендацій виробника двигуна [6 - 10].

Виробники головних дизелів підвищеної оборотності рекомендують приймати запас потужності в межах $N = 0,85 \dots 0,90) N_n$ в залежності від типу проектного судна при частоті обертання валу n . При оголошенні потужності головного двигуна по ISO 3046 заводи-виробники дизелів також рекомендують враховувати надбавку на привід допоміжних механізмів і зміна технічного стану [6 - 10].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		28

Іноді гідродинамічний розрахунок гребних гвинтів виробляють при N і n а запас потужності - шляхом деякого збільшення (у порівнянні з розрахунковим) опору води руху судна на номінальному режимі [6 - 10].

Виробники високооборотних дизелів MAN, MTU і інших цей запас, як правило, ховають в оголошується потужність в залежності від передбачуваних умов його експлуатації на тому чи іншому типі судна через так звані рейтинги. Необхідно також мати на увазі, що в технічних умовах на поставку дизелів всіх виробників вказана їх потужність при роботі в нормальних стандартних по ISO 3046 атмосферних умовах, в той час як на судах в машинних приміщеннях температура досягає 40 ... 45 °С, що знижує потужність дизеля на 6 ... 12% [6 - 10].

Для кожного альтернативного двигуна повинні розглядатися і аналізуватися його характеристики, накладатися на них розрахункова гвинтова характеристика судна [6 - 10].

Докладний аналіз експериментальних даних по ходових випробувань згідно рис. 1.8 показує, що двигуни одного типу, що встановлюються на серійні суду, мають індивідуальні особливості. При однаковій установці рейки паливних насосів h і незначній різниці температур зовнішнього повітря t_o і охолоджуючої води на вході в дизель t_e значні розбіжності в відповідних величинах тиску наддуву і ступеня підвищення тиску, заміряних з однаковою похибкою. Відбувається як би «дрейф» точки вихідного режиму. Вплив умов експлуатації на нього, незважаючи на значне число робіт в даній області, спрогнозувати без розробки спеціальних математичних моделей аналізу поки досить складно [6 - 10].

Розгляд поданих даних підкреслює важливість правильного вибору потужності головного двигуна. Це рішення повинно враховувати можливі експлуатаційні відхилення потужності в процесі експлуатації [10]:

- необхідний построечний резерв потужності дизеля при задачі судна (при забезпеченні контрактної швидкості);

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		29

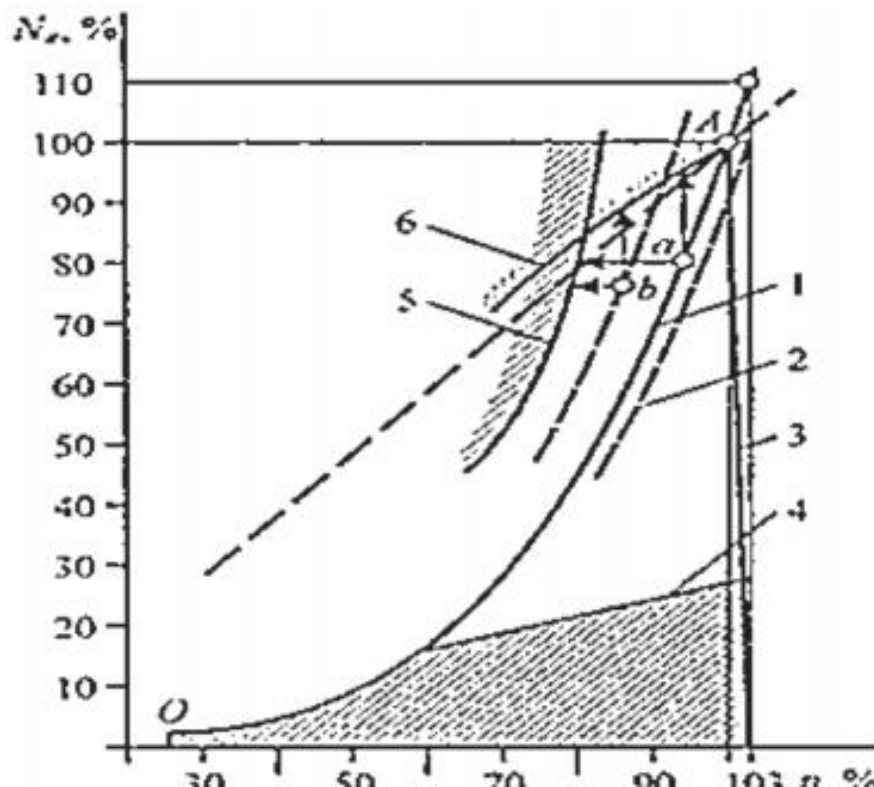


Рисунок 1.8 - Зона експлуатаційних режимів головного суднового дизеля: 1 - стендова гвинтова характеристика; 2 - проектно-полегшена гвинтова характеристика; 3 - регуляторна характеристика; 4 - межа мінімально стійкої частоти обертання валу дизеля; 5 - межа стійкої роботи турбокомпресора; 6 - зовнішня характеристика

- допустима ступінь коливання потужності при відхиленні атмосферних умов від стандартних або стендових;

- допустима ступінь «обважнення» гвинтовий характеристики в експлуатації в зв'язку з обростання корпусу судна і гвинта, зносом і втратою покриття, після чого потрібне обов'язкове докування.

Очевидно, що номінальний режим, який встановлюється заводом-виробником без строго обумовлених граничних значень режимних показників, не може бути використаний в якості порівняльного зразка або вихідного рівня для зіставлення ефективності, економічності і напруженості різних двигунів.

1.3 Загальні відомості про можливості використання регульованого турбонаддуву для оптимізації робочих процесів головних суднових двигунів при забезпеченні тривалої роботи на малих потужностях

Обмеження викидів CO₂ відповідно до нової редакції Додатку VI Міжнародної конвенції МАРПОЛ 73/78 [11] вирішується на стадіях проектування та будівництва нових суден шляхом забезпечення необхідного рівня конструктивного коефіцієнту енергоефективності EEDI [12]. У відповідності до вказаного передбачається запровадження нормативів з експлуатаційного індикатора енергоефективності судна - EEOI (імовірно після 2020 г.), що служить ринкової заходом щодо обмеження викиду CO₂ [13 - 15] в експлуатації і, мабуть, цілком буде сферою відповідальності судноплавних компаній.

Відомо [16 - 18], що при зниженні експлуатаційної швидкості ходу судна до оптимальної за питомою експлуатаційною витратою підвищується енергоефективність судна (індивідуальний експлуатаційний індикатор енергоефективності EEOI зменшується на 35 – 40 %). Крім того, на цю ж величину знижується викид окисів азоту і сірки, що припадає на тонно-милю транспортної роботи судна. Підвищення експлуатаційної енергоефективності судна за рахунок зниження швидкості ходу судна при високій вартості палива забезпечує також максимум річного прибутку судна. Переважна більшість морських транспортних суден обладнано одним головним малооборотним двигуном з ізобаричний наддувом. При зниженні швидкості ходу судна до 0,7 від повної потужності головного двигуна знижується до 35 % від номінальної. Тривала робота на такій потужності призводить, як показано в роботі [19], до зниження моторесурсу двигуна. За даними рис. 1.9, оптимальна швидкість судна щодо максимуму ресурсу становить 0,8 (відповідає 51 % потужності), а за експлуатаційною витратою - близько 0,7 [16 - 18].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		31

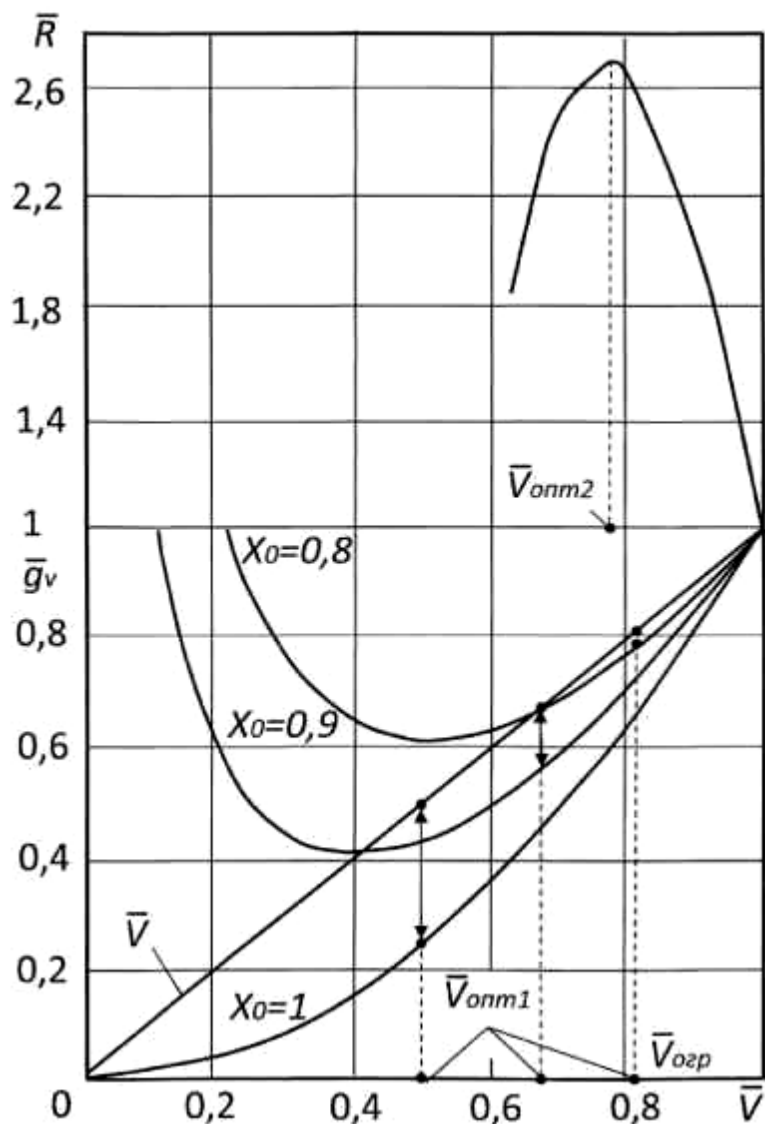


Рисунок 1.9 - Залежність відносної експлуатаційної витрати палива і відносного ресурсу від зміни швидкості судна в умовах експлуатації [16 - 18]

Аналіз експлуатаційних даних показує, що судна морського флоту в системному порядку експлуатуються при швидкостях навіть нижче 70 %. Суднові двигуни, при цьому, тривало працюють на потужностях менше ніж 35 %. Також, при цьому, більшість з них має суднові двигуни з механічним приводом ПНВТ і гідромеханічним приводом випускних клапанів. Для таких мало оборотних судових двигунів здійснити оптимальне налаштування режимів і фаз подачі палива, газорозподілу і регулювання турбокомпресорів при роботі за експлуатаційними режимами мінімальної потужності достатньо складно. Крім того, не всі регульовальні і налаштувальні роботи щодо дизеля

можливо здійснювати без попереднього узгодження з заводом-виробником і класифікаційним товариством, яке видало міжнародне свідоцтво в частині викидів окисів азоту [16 - 18].

Дослідження показали, що ефективним засобом забезпечення оптимального робочого процесу в широкому діапазоні режимів двигуна є регульований турбонаддув, який можна здійснити або установкою турбокомпресора з регульованим прохідним перетином соплового апарату турбіни, або використанням реєстрової системи наддуву. Обидва варіанти можуть бути реалізовані в двигунах з електронним управлінням, наприклад, на малооборотних двигунах фірми «МАН Дизель і Турбо» серії ME [20].

Регулювання прохідного перетину турбіни [21] (VTA - Variable Turbine Area) виконується шляхом встановлення соплового апарату з поворотними лопатками на будь-який з вироблених серійно турбокомпресорів (ТК). Управління проводиться гідравлічними приводами (рис. 1.10).



Рисунок 1.10 - Турбокомпресор серії ТСА з регульованим сопловим апаратом турбіни

Соплової апарат регулюється таким чином, щоб в широкому діапазоні робочих режимів двигуна забезпечувався оптимальний коефіцієнт надлишку повітря. В результаті в діапазоні потужностей 25 ... 75% забезпечується знижений питома ефективна витрата палива (рис. 1.11), знижуються викиди вуглекислого газу і вуглеводневих сполук [16 - 18].

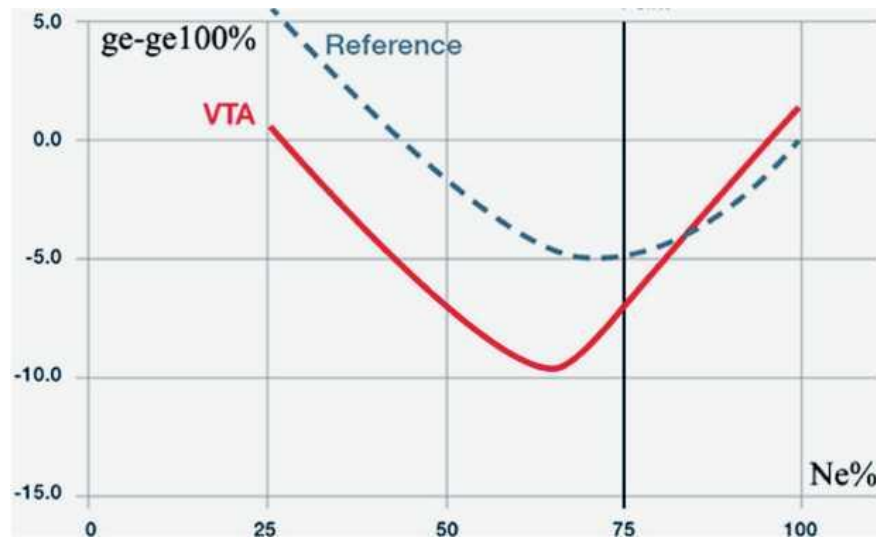


Рис. 1.11. Зниження питомої ефективної витрати палива (g) двигунів фірми «MAN Diesel and Turbo» серії ME при використанні системи VTA щодо вихідної кривої (Reference)

Простіший варіант оптимізації - реєстрова система наддуву [22] (TC Cut-Out system) - може бути реалізований на дизелях (в тому числі що знаходяться в експлуатації) при наявності двох-трьох ТК. Суть методу полягає в тому, що при зниженні потужності двигуна по черзі відключають ТК. Це можна виконати вручну, шляхом встановлення заглушок на вході газу в турбіну і виході повітря з компресора. Метод є трудомістким, тому застосовується при тривалому використанні режимів малих потужностей. Переналадження системи наддуву вимагає зупинки двигуна. Як і при аварійному відключенні, ротор ТК може перебувати в корпусі не більше 3000 год роботи при мастилі підшипників і подачі повітря на ущільнення [16 - 18].

У двигунах з електронним управлінням фірми «MAN Diesel and Turbo» серії ME використовується реєстровий наддув. Включення / вимикання ТК здійснюється автоматично за допомогою пневмоуправляємих заслінок. Схема системи з двома ТК показана на рис. 1.12. Перехід на роботу з одним ТК здійснюється при зниженні потужності двигуна менше 50 % від номіналу.

Як і в випадку регульованого соплового апарату на знижених потужностях, економічність двигуна підвищується (рис. 1.13) [16 - 18].

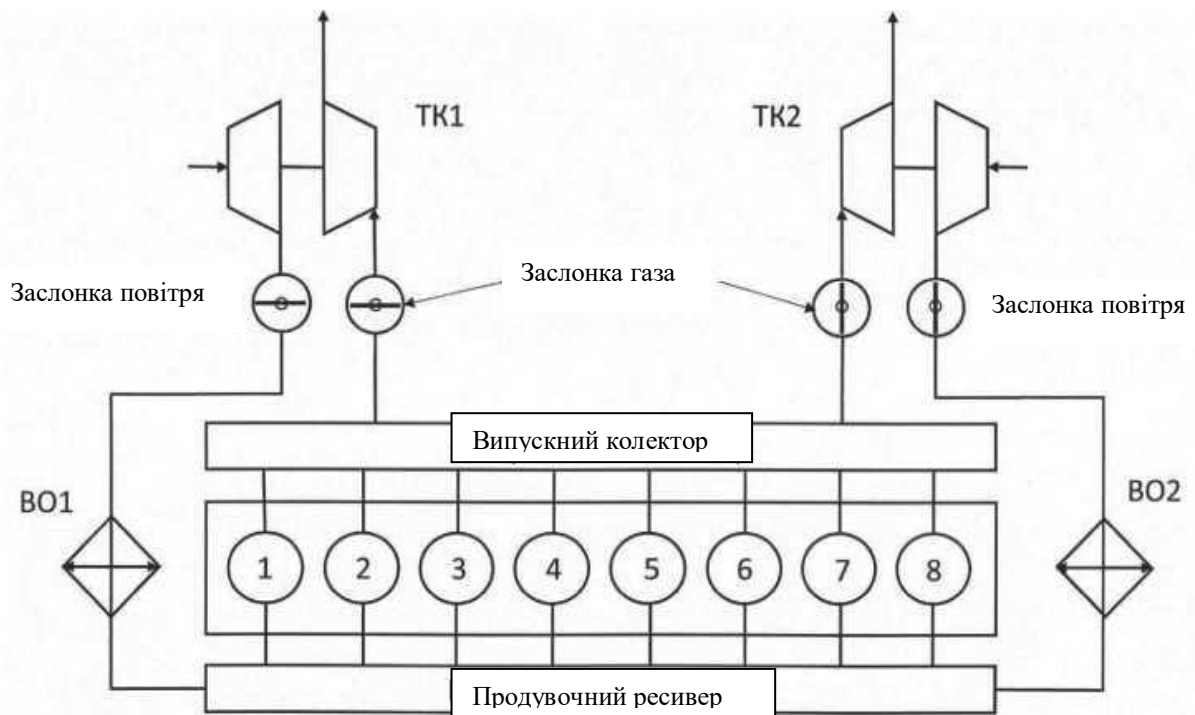


Рисунок 4 Схема реєстрової системи наддува із двома ТК

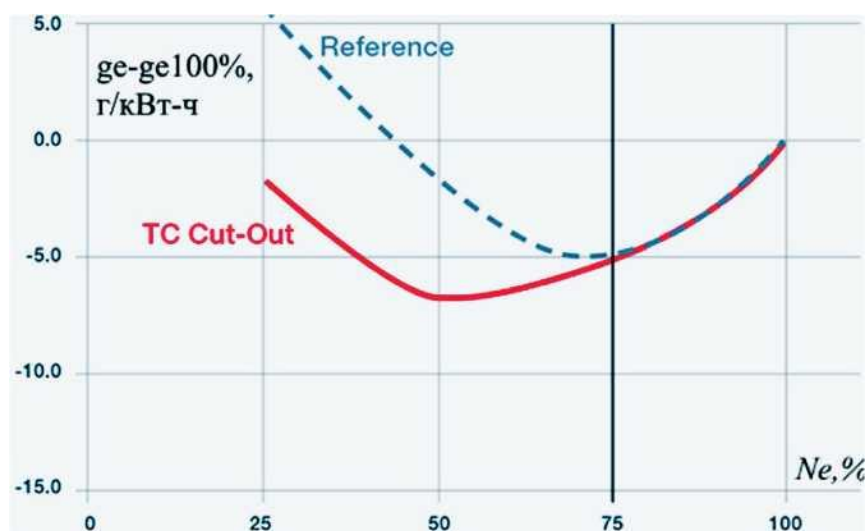


Рисунок 6 - Зниження питомої ефективної витрати палива (g_e) двигунів фірми «MAN Diesel and Turbo» серії ME при використанні системи реєстрового наддуву (TC Cut-Out) щодо вихідної кривої (Reference) [16 - 18]

Таким чином, можливо вважати, що основне завдання кваліфікаційної роботи в частині підвищення паливної економічності головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 для контейнеровозу «Margrethe Maersk» на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації можливо виконати застосуванням засобів регулювання агрегатів наддуву.

Розділ 2

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Особливості судна і його енергетичної установки судна

Судно «Margrethe Maersk» - контейнеровоз за типом Container ship (Fully Cellular). Базові дані судна: IMO 9632131, MMSI: 219629000 [24-28]. В різні роки експлуатації судно мало наступні назви: MIRFRETNE MAERSK - Denmark у 2018 , MARGR - Denmark у 2018. Судно-контейнеровоз забезпечує перевезення 18270 TEU-контейнерів, 12666 14 t (TEU) і 1000 teu реф. контейнерів [24-28].



Рисунок 2.1 - Загальний вигляд судна «Margrethe Maersk»

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		36

Таблиця 2.1 - Основні характеристики судна «Margrethe Maersk» [24]

Параметр	Значення
Довжина	399,00 м
Ширина	59,0 м
Висота борта	30,3 м
Осадка судна	14,5 м
Швидкість судна	22,0 вузлів
Дедвейт судна	195071 т
Призначення	перевезення контейнерів макс. кількістю 18270 TEU-контейнерів, рефрижераторних контейнерів 12666 14 t (TEU) і 1000 teu реф. контейнерів
Автономність плавання	за запасами сухої провізії становить 75 діб, за запасами палива, води та мастила складає - 55 діб
Прапор	Данія (Sonderborg)
Класифікація	American Bureau of Shipping (ABS)
Клас судна:	American Bureau of Shipping (ABS)+ A1(E), "Container Ship", SH, SHCM, SH-DLA, SFA(25), FL(25),+ AMS, +ACCU, CPS, TCM, NBLES, BWE (Sequential method), UWILD,HIMP, RRDA, GP, POT, CRC, MAN, SLAM-B, SLAM-S, PMP, CMS, SEC
Район плавання	необмежений
Побудова судна	2015 р., Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering - Geoje, South Korea
Екіпаж	34 / 6
Дальність плавання	11000 морських міль

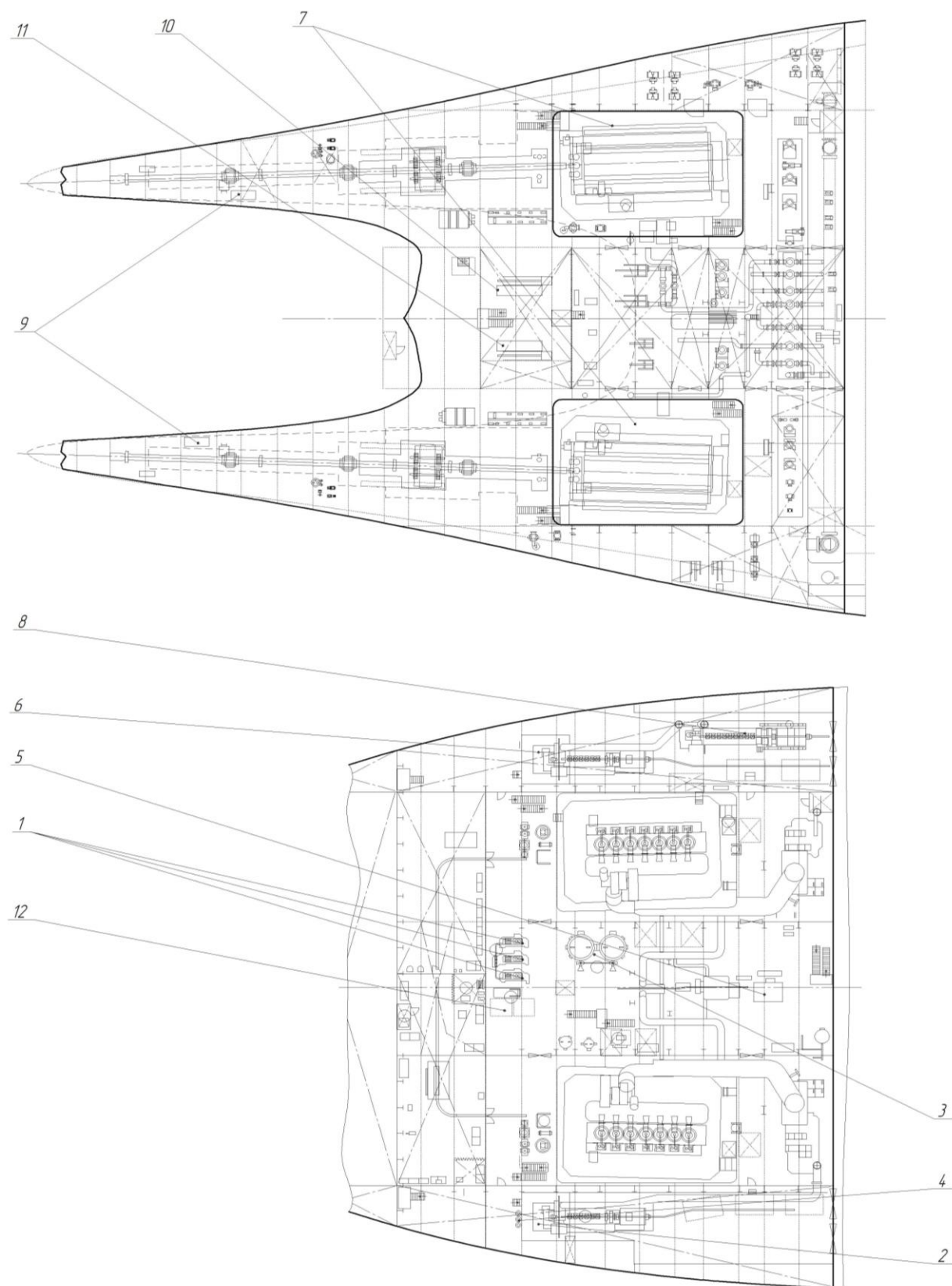


Рисунок 2.2 - Енергетична установка судна «Margrethe Maersk»:
 1 – головний повітряний компресор; 2 – дизель-генератор №4; 3 - головний повітряний резервуар; 4 – головний масляний насос; 5 – турбогенератор; 6 – дизель-генератор №3; 7 – головний двигун; 8 – дизель-генератор №1; 9 – кормовий насос і охолоджувач дейдвудів; 10, 11 – головні масляні теплообмінники; 12 – компресор системи управління

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ

Арк

38

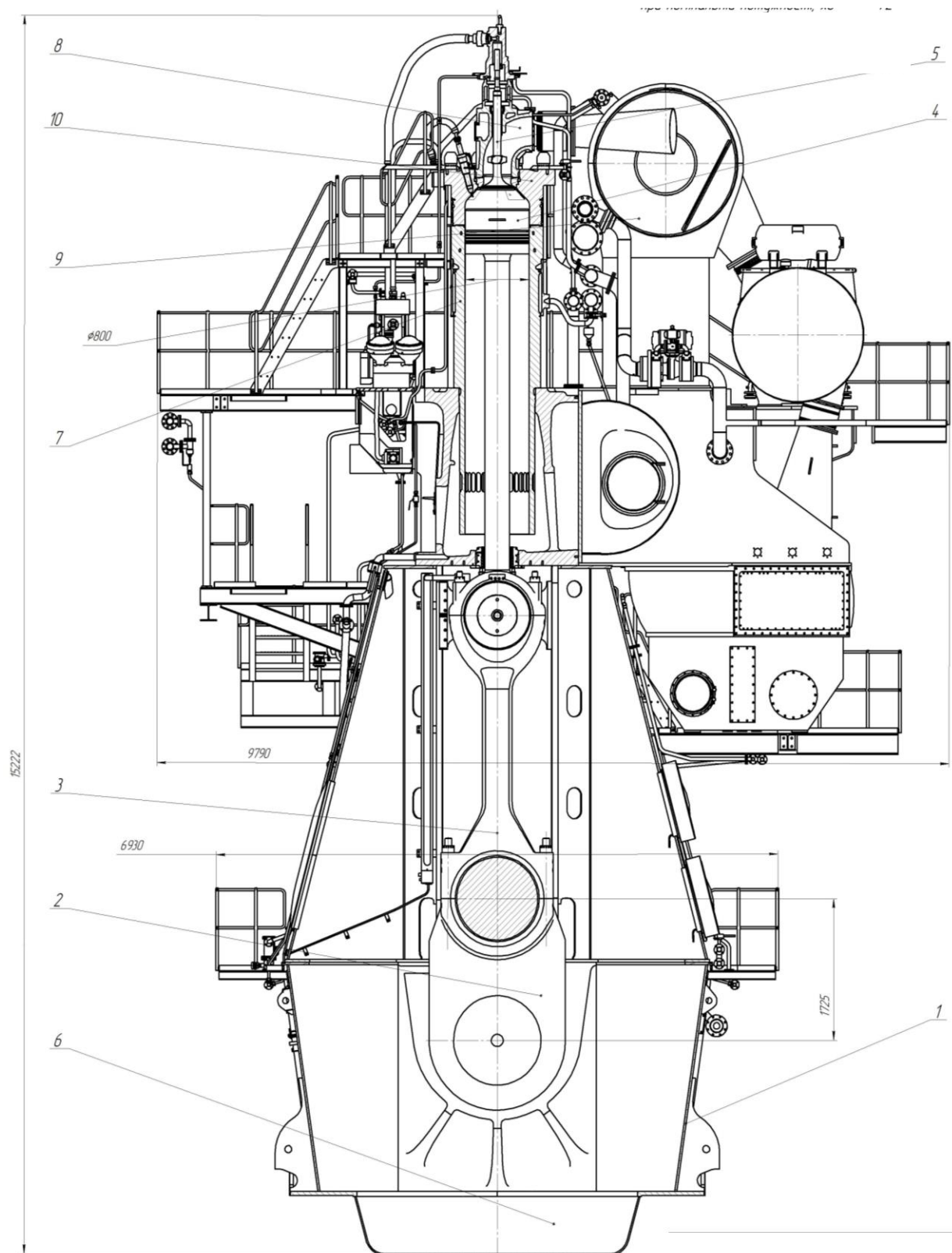


Рисунок 2.3 – Головний судновий двигун MAN B&W 7S80ME-C9.4:
 1 – фундаментна рама; 2 – колінчастий вал; 3 – шатун (7 шт.); 4 – поршень (7 шт.); 5 – випускний клапан (7 шт.); 6 – піддон картера; 7 – втулка циліндра (7 шт.); 8 – випускний патрубок циліндоа (7 шт.); 9 – випускний колектор (7 шт.); 10 – кришка циліндра (7 шт.)

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ

Арк

39

Дизель-генератори суднової електростанції. На платформі в машинному відділенні передбачається встановлення трьох автоматизованих дизель-генераторів марки Doosan - MAN, два типу 6L32/40, вихідна потужність кожного генератора складає 2800 кВт, частота обертання 720 хв-1. Та одного дизель-генератора марки Doosan - MAN типу 9L32/40 потужністю 4300 кВт та частоті обертання 720 хв-1. Кожен з дизель-генераторів може бути "працюючим" або "резервним". "Резервний" дизель-генератор автоматично підтримується у прогрітому стані та готовності до пуску. Дизель-генератор складається з дизельного двигуна та генератора змінного струму, що встановлені на амортизаторах на спільній рамі. Пуск дизель-генераторів пневматичний, з місцевого поста або автоматичний від системи керування електростанцією. Охолодження приводних двигунів - за допомогою центральної системи охолодження. На кожен дизельний двигун навішуються масляні насоси, насоси та підігрівачі охолоджуючої води. Дизель-генератори можуть працювати паралельно. Передбачається точна, ручна й автоматична синхронізація дизель-генераторів.

Також на судні встановлено один турбогенератор фірми Mitsubishi типу ATD64CLM2, потужністю 6000кВт. Кожен головний двигун обладнаний валогенератором виробництва фірми Siemens AG потужністю 3000 кВт, який має можливість працювати як генератор, виробляючи струм, так і у якості ходового електродвигуна (з обертами не менше 55 хв-1) забезпечуючи рух судна, тим самим підвищуючи ефективність головних двигунів при наборі обертів. Можливість використання валогенераторів у моторному режимі також дає змогу утилізувати надлишок електроенергії турбогенератора, знижуючи витрату пального головного двигуна.

В якості аварійного джерела електроенергії встановлено дизель – генератор фірми STX Cummins моделі 12VTA28DMGE потужністю 500 кВт, та частоті обертання 1800 хв-1, який розташований в спеціальному приміщенні на палубі.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						40
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

2.2 Суднові системи

Для підтримання та забезпечення необхідних санітарно-гігієнічних умов для праці та відпочинку особового складу, судно обладнане такими системами:

- система парового опалення;
- система прісної води яка виробляє 36 тон на добу;
- система стічної та господарсько-побутової води;
- холодильна установка для провізії.

Для постачання споживачів камбузного та медичного блоків гарячою питною водою на судні передбачений автоматизований, ємнісний, пароелектричний водонагрівач. Усі житлові приміщення, кают-компанія, сан-блок, їдальня, та інші, обладнані високошвидкісною системою кондиціонування повітря з індивідуальним регулюванням температури в кожному приміщенні.

Система парового опалення. Система парового опалення передбачається в господарських, санітарно-побутових та інших приміщеннях судна, що не обслуговуються системою кондиціонування повітря. У систему подається пар тиском 0,6 МПа до наступних споживачів: підігрівачі повітря в машинному відділенні, до блоку паливо підготовки, до блоку підігрівання дизелів перед пуском, до сепараторів палива і масла, до водопідігрівачів гарячого водопостачання. Від паророзподільної колонки тиском 0,4 МПа пар подається до батарей опалювання господарських приміщень, на пропарювання цистерн стічних вод та на продування кінгстонних ящиків. Конденсат з системи опалювання і змійовиків відводиться через конденсаційні клапан в конденсатор та теплий ящик.

Парогенераторна установка складається з одного допоміжного парового котла Aalborg OS і двох економайзерів вихлопних газів. Потреба пара в порту задовольняється паровим котлом, а в морі – економайзерами вихлопних газів. Система підігріву складається з допоміжного судового котла Aalborg Industries моделі Mission OS (мазутного типу, вертикальний, газово-трубний

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		41

котел) який виробляє пар кількістю 5000 кг/год. для суднових потреб, максимальним тиском 0,9 МПа, необхідний також для забезпечення підігріву танків важкого палива та мастила.

Також передбачені два економайзери відпрацьованих газів (Exhaust gas economiser) Aalborg Industries моделі Mission XW-TG економайзери + Q5 парові колектори (водо-трубного типу економайзери відпрацьованих газів з пароперегрівачами) виробляє насичену пару високого тиску – 0,70 т/год, низького тиску – 1,57 т/год, перегрітої пари – 5,44 т/год. Температура відпрацьованих газів на вході до економайзера 268°C а на виході 163°C. Економайзер встановлений для кожного головного двигуна в системі викидів відпрацьованих газів. Економайзери використовують тепло, яке міститься у відпрацьованих газах двигуна, з метою виготовлення пари для суднових потреб та для приводу у дію турбогенератора.

Система кондиціонування та вентиляції повітря. В санітарно-побутових та службових приміщеннях передбачена штучна або природна вентиляція, що забезпечує повітрообмін в приміщеннях відповідно до санітарних норм. Всі житлові приміщення судна, а також кают-компанія, стернова та штурманська рубка обладнані системою кондиціонування повітря з індивідуальним регулюванням температури повітря в приміщеннях. У теплу пору року у всіх житлових приміщеннях, забезпечується температура повітря не вище за 23°C, а в службових приміщеннях - не вище за 24°C при розрахунковій температурі повітря 35°C.

Система кондиціонування повітря по судну складається з холодильної установки фірми Hi-Air Korea, моделі AC-1 та AE-1. Холодильна установка виробництва фірми Hi Pres Korea (безпосереднього розширення з повітряним охолодженням) в якій у якості робочої речовини використовується фреон R134a, для зберігання провізії екіпажу розташована в спеціальному відділенні по правому борту на головній палубі судна.

Система побутового водопостачання. На судні передбачено системи: забортної води та прісної побутової води з централізованим гарячим

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						42
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

водопостачанням. Запас прісної води (у кількості близько 300 тон) зберігається в цистернах в трюмі судна. Вода в цистерни приймається з берегового джерела або наповнюються водо-опріснювальною установкою. Вода очищується, і знезаражується озоном в установці ультрафільтрації ENWA BIN-X, яка є бактерицидним бар'єром при підготовці води, придатної для пиття.

У системах питного водопостачання, вода піддається впливу різних зовнішніх умов, що створює небезпечні чинники, що впливають на її якість. BIN-X ефективно видаляє механічні частинки і бактерії, такі як Legionella і E-Coli з питної води. ENWA BIN-X використовує для цього ультра-фільтрацію, фактично знищуючи бактерії. ENWA BIN-X має схвалення VA на установку в системах питного водопостачання. Після очищення вода подається в накопичувальну цистерну місткістю 6т. З накопичувальної цистерни за допомогою насосного агрегату, що складається з електронасоса продуктивністю 3,9 м3/год, і пневмоцистерни місткістю 0,6 м3, вода подається в камбуз, в сан блоки кают, до умивальників, в пральню та водопідігрівач.

Система забортної води обслуговується агрегатом забортної води, що складається з електричних насосів – Shinko моделі SVS260M продуктивністю 650 м3/год, в системі також передбачений ежекторний насос FWG фірми Shinko типу GJ50-21M продуктивністю 45 м3/год. Вода подається на промивку стічних цистерн і для прибирання приміщень а також на опріснювач марки Alfa Laval типу Aqua-125-HW низького тиску продуктивністю 36 м3 за добу.

Пожежні системи. Для забезпечення пожежної безпеки на судні передбачені такі системи:

Водяна пожежна система яка забезпечує подачу води до пожежних гідрантів, до систем гасіння піною, до ежектора системи осушення і зачистки баластних танків. Система обслуговується двома пожежними відцентровими електронасосами фірми Tanktech, моделі X - MIST (вертикального типу) максимальною продуктивністю по 300 м3/год. при напорі 1 МПа, розташованими в машинно-котельному відділенні. Також на судні

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		43

передбачений аварійний пожежний насос фірми Desmi моделі NSL100-265 / E14 продуктивністю 90 м3/год.

Система вуглекислотного гасіння передбачає гасіння пожежі в машинному відділенні, вантажних трюмах, а також в приміщеннях аварійного дизель-генератора. Система складається з цистерни вуглекислоти низького тиску місткістю 40 тон, розподільувальних елементів, балонів азоту та трубопроводів, фірма виробник системи Danfoss Semco Fire Protection. В приміщеннях де розміщується аварійний дизель-генератор встановленні автономні вуглекислотні батареї.

Система піногасіння є основним засобом гасіння пожеж на судах. Зазвичай на судні є дві станції піногасіння: основна - на кормі та аварійна - в надбудові бака. Між станціями вздовж судна прокладено магістральний трубопровід, від якого в кожний вантажний відсік відходить окремий трубопровід з повітряно-пінним стволом. Для гасіння пожежі на відкритих палубах судно обладнують лафетними повітряно-пінними стволами, які встановлюють на палубі надбудов. Лафетні стволи дають струмінь піни довжиною понад 50 метрів. Вантажні трюми повинні бути захищені системою піногасіння середньої кратності. Як пінотворну рідину застосовують спеціальний піноутворювач, працюючий як з прісною, так і з морською водою. Система забезпечує гасіння пожежі в машинному відділенні, житлових та службових приміщеннях а також гасіння на палубі, концентрат піни зберігається в спеціальних цистернах. Також судно обладнане системою виявлення та сигналізацією диму виробництва фірми Danfoss/Semco моделі Scantec ST-990. Вона використовується для виявлення диму (SDS) у вантажних трюмах та на палубі за допомогою спеціальних димових сповіщувачів - Smoke Detector Fan Exhaust - Mooring Deck. Контролює та використовується для направлення CO2 в трюми, якщо це потрібно.

Система об'ємного хімічного гасіння групи приміщень, містить блок автоматичного набору необхідної кількості балонів з вогнегасною рідиною для кожного приміщення, блок управління послідовного підриву піропатронів,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		44

Дана система забезпечує сталий (постійний) контроль і сигналізацію стану піропатронів шляхом протікання струму контролю безпечної величини безпосередньо через нитки піропатронів під час пожежогасіння. Крім того, підрив піропатронів та відкриття балонів з вогнегасною рідиною проводиться одночасно всіх в групі після подачі сигналу від датчика пожежі розміщеному в приміщенні.

Баластна система. Баластна система призначена для перекачування по судну та видалення за борт водяного баласту. Баласт (забортна вода) приймають на судно для збільшення осадки при порожньому судні з ціллю покращення роботи гребного гвинта, для вирівнювання крену або диферента, зміни остійності судна. Баластна система укомплектована двома відцентровими насосами Desmi моделі NSL300-525B/E14 з електроприводом продуктивністю 1000 м3/год. Баластні насоси розміщені в машиному відділенні. Відкачування баласту проводиться через бортові відливні патрубки. Вага прийнятого баласту складає до 50% водотоннажності. Система визначення рівня баласту в баластних танках здійснюється за допомогою двох мікропроцесорних блоків Level Datics 1000 та електропневматичних датчиків. Для визначення рівня води в баластних танках використовується метод вимірювання за допомогою повітряної трубки, а для визначення рівня бункера використовується метод, заснований на використанні сифона. Всі операції з баласту та де баластування для кожного танку повинні бути записані в баластний журнал, форма ID 207Q, дата, посада на судні температура, питома вага, кількість накачування, кількість танків та будь-яке інше зауваження, згідно Резолюції IMO Resolution A868 (20) та Регламент Lloyds .

2.3 Суднові пристрої

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

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		45

цілому, складають кермовий пристрій судна. Управління стернового електроприводу забезпечує перекладку стерна, його зупинку, реверсування та регулювання швидкості. На судні встановлено два навпіл балансирних, підвісних стерна профілю НАСА, площею 60,078 м². Стернова машина виробництва фірми Yoowon-Mitsubishi, моделі: YDFT-475-4 х 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.

Керування стерновою 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.

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 (КНІ) 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.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		46

Підрулюючий пристрій включає в себе електродвигун з постійною 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.

Якірний пристрій. Судно забезпечується двома стоянковими якорями типу Холла виробництва фірми Kum Hwa Cast Steel Co. Ltd., Корея типу (High holding power, stockless bower) масою 15500 кг кожен. Якірні ланцюги для станових якорів - електрозварні з розпіркою особливої міцності зі сталі категорії 3, калібром 92 мм, довжиною 357 м правого борту і 325 м лівого борту виробництва фірми Dai Han Anchor Chain. Ланцюги зберігаються в спеціальних ящиках, що забезпечують само укладку.

Проводка якірного ланцюга з клюза на лебідку здійснюється через ролик. Віддача та підйом якорів здійснюється гідравлічними якірно-швартовими лебідками, які забезпечують швидкість підняття якоря з номінальної глибини стоянки 110м. Управління роботою якірними механізмами місцеве, а гальмами приставок - місцеве (ручне) або дистанційне з рульової рубки. Для стоянки судна на якорях передбачені стопора якірних ланцюгів.

Швартовий та буксирний пристрої. Судно обладнане шістьнадцятьма електричними швартовними лебідками виробництва фірми TTS Kocks GmbH, які встановлені на палубі баку 6 шт., на юті 8 шт., на вантажній палубі 2 шт.,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						47
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

вони можуть працювати як в ручному режимі так і в автоматичному. Лебідки автоматично підтягують судно до причалу, вибираючи слабіну тросу, або попускають занадто сильно натягнутий трос при зміні положення судна відносно причалу в процесі вантажних операцій.

Також на судні передбачені швартові кнехти, швартовні троси (канати). Швартовні троси на кнехтах закріплені накладенням ряду шлагів у вигляді вісімки таким чином, щоб ходовий кінець троса знаходився зверху. Для пропуску швартових тросів з судна на берег застосовуються універсальні клюзи, які мають поворотну обойму і роульси. Такі клюзи оберігають трос від перетирання. Швартовні та буксирні лебідки обладнані наступними канатами: швартовні нейлонові канати: 10 шт.; $D = 75$ мм, L кожного 210м; матеріал синтетичний; розривне зусилля 570 кН; буксирний трос: 1 шт.; $D = 65$ мм; $L = 280$ м; матеріал - сталь; розривне зусилля 1690 кН, який зберігається в носовій тросовій коморі.

Рятувальне та шлюпочне обладнання. Судно «Margrethe Maersk» забезпечене індивідуальним рятувальними засобами та обладнанням у відповідності з СОЛАС та кодексу LSA: рятувальними кругами; морськими рятувальними жилетами; гідротермо костюмами; страховочними жилетами; засобами індивідуального захисту шкірних покривів; судовими аптечками. На судні встановлено дві моторні рятувальні шлюпки місткістю по 34 чоловіки виробництва фірми Fassmer-Marland Ltd. Вони мають дизельні двигуни з електричним стартером і двома акумуляторами для запуску. Та одну моторну пластмасову рятувальну шлюпку вантажопідємністю 1000 кг, виробництва фірми Fassmer, моделі RR4.9, місткістю 8 чоловік. Також на судні встановлюються чотири рятувальні плота місткістю 20 чоловіків кожен, які спускається за допомогою кран-балки. Та п'ять надувних рятувальних плотів місткістю 10 чоловік кожен, які оснащені пристроєм гідростатичного звільнення, та два місткістю 6 чоловік. Кожен рятувальний пліт розміщений в пластмасовому контейнері та обладнаний гідростатичним пристроєм спуску.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		48

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 х 4р 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.

Валопровід та гребний гвинт. До складу валопроводу входять гребний, проміжний та упорний вал, опорні та упорні підшипники, дейдвудні, валообертові, гальмові та інші пристрої, що забезпечують роботу валопроводу. Гребний вал призначений для кріплення рушія, і його опорами служать підшипники дейдвудного пристрою. Упорний вал передає упор, створюваний рушієм, упорному підшипнику, який жорстко з'єднаний з корпусом судна. Гребний гвинт і проміжний вали виготовлені з вуглецевої сталі з межею міцності 480 МПа. З'єднання гребного валу з гребним гвинтом і з напівмуфтою конічне, без шпонкове. Передбачений стопорний пристрій для запобігання провертанню валопроводу при буксируванні судна зі швидкістю до 10 вузлів. Головний упорний підшипник вбудований в головний двигун. Як рушій встановлений один чотирьох лопатевий гвинт фіксованого кроку виробництва фірми Hyundai, діаметром 9,65 м та кроком 1,094 м.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		49

Розділ 3.

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА MAN B&W 7S80ME-C9.4 СУДНА «MARGRETHE MAERSK»

2.1 Обґрунтування використання регульованого турбонаддува в частині підвищення паливної економії головного суднового двигуна

Відомо [1-22], що оптимізація робочих процесів головних двигунів методом регульованого турбонаддува дозволяє істотно поліпшити роботу двигуна на режимах малих потужностей (менше 40 %). Параметри робочих процесів відновлюються практично до значень, що відповідають режиму експлуатаційного повного ходу.

При цьому ефект зниження експлуатаційного показника енергоефективності та питомих викидів оксидів азоту і сірки на тонна-милю транспортної роботи судна обумовлений дією наступних факторів:

- зменшенням питомої експлуатаційної витрати палива на енергетичну установку на 30 ... 40 % при роботі на малих потужностях;
- зниженням питомої витрати палива головного двигуна на 5 - 7 г / (кВт·ч) (2,5 ... 3,0 %);
- економією палива при відключенні електроповітрєдувок.

Для підтвердження ефективності роботи систем повітрєподачі головного двигуна в умовах експлуатації визначаємо обмежувальні та гвинтові характеристики суднового двигуна за допомогою MAN-ES CEAS Engine Calculations /<https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas/> Також одночасно визначаємо значення експлуатаційних параметрів для встановленого режиму експлуатації. Розрахунки проводимо для діапазону потужності двигуна 25...100 %. Отримані обмежувальні та гвинтові характеристики двигуна наведені на рис. 2.1.

Для роботи CEAS Engine Calculations при визначенні параметрів і

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		50

режимів експлуатації суднового двигуна встановлюємо умови експлуатації судна: оточуюче повітря: 20 °С, охолоджуюча рідина для продування наддувочного повітря: 36 °С. Результати визначення основних експлуатаційних параметрів суднового двигуна наводимо у табл. 2.1, 2.2.

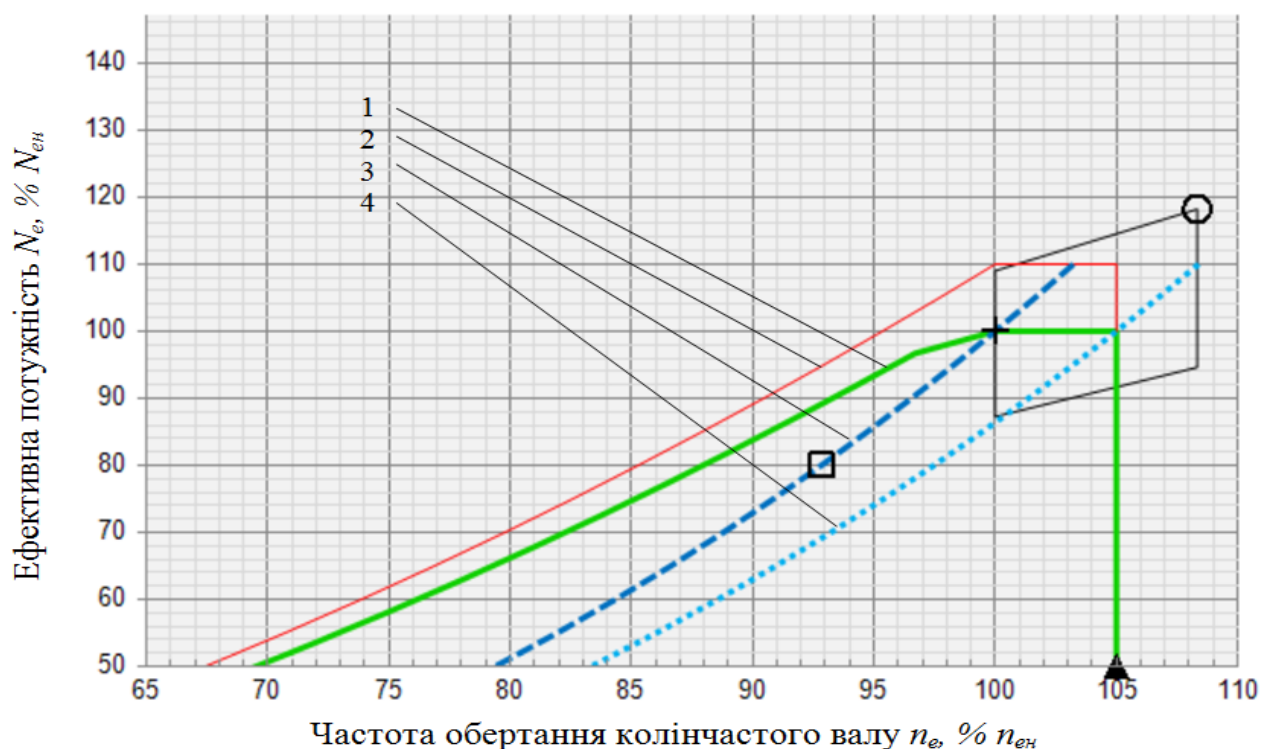


Рисунок 2.1 – Основні розрахункові обмежувальні та гвинтові характеристики головного двигуна (за MAN-ES CEAS Engine Calculations):
 1 – обмежувальні характеристики для тривалого режиму навантаження;
 2 – обмежувальні характеристики для короточасного режиму навантаження;
 3 – номінальна гвинтова характеристика; 4 – характеристика «легкого» гвинта

2.2 Урахування особливостей конструкції головного суднового двигуна при встановленні регульованого турбонаддуву

Для вирішення задачі підвищення паливної економічності головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 судна «Margrethe Maersk» на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації при здійсненні модернізації

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

Таблиця 2.1 – Основні розрахункові експлуатаційні параметри роботи головного двигуна при 40% N_e в умовах експлуатації [24 - 28]

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, °С	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

Таблиця 2.2 – Основні розрахункові експлуатаційні параметри роботи головного двигуна при 40% N_e в умовах експлуатації [24 - 28]

Потужність двигуна, (%SMCR)	Витрата повітря турбокомпресором, (кг / с) +/- 5%	Тиск продуків очного повітря наддуву, МПа	Температура у повітряному ресивері, °С	Кількість теплоти, що відводиться до повітряного холодильника, кВт	Кількість теплоти, що відводиться до контуру сорочки охолодження, кВт, + 0 / -15%	Кількість теплоти, що відводиться до масла, кВт	Маса сконденсованої води, т / 24 год
100	61.8	0,407	48	10,070	3,180	2,060	1.4
95	59.7	0,388	47	9,320	3,060	2,030	2.2
90	57.6	0,370	46	8,570	2,950	2,000	2.6
85	55.4	0,352	45	7,840	2,830	1,970	2.7
80	53.0	0,338	44	7,220	2,710	1,930	2.9
75	50.6	0,324	43	6,610	2,590	1,890	2.9
70	48.1	0,304	42	5,870	2,470	1,840	2.4
65	45.4	0,284	41	5,140	2,360	1,790	2.1
60	42.5	0,263	41	4,420	2,240	1,730	1.8
55	39.5	0,243	30	3,730	2,120	1,670	1.6
50	36.4	0,223	39	3,050	2,000	1,600	1.3
45	33.1	0,205	38	2,460	1,880	1,530	1.0
40	29.7	0,188	47	1,930	1,760	1,450	0.7
35	26.2	0,173	44	1,450	1,650	1,360	0.4
30	27.1	0,159	43	1,240	1,530	1,270	0.1
25	22.9	0,146	43	840	1,410	1,160	0.0

потрібно встановити визначаємо параметри суднового двигуна для заданого режиму експлуатації для 2-х встановлених турбокомпресорів марки MET71MB. Загальний вигляд судової турбіни показаний на рис. 2.2 [22 - 28].

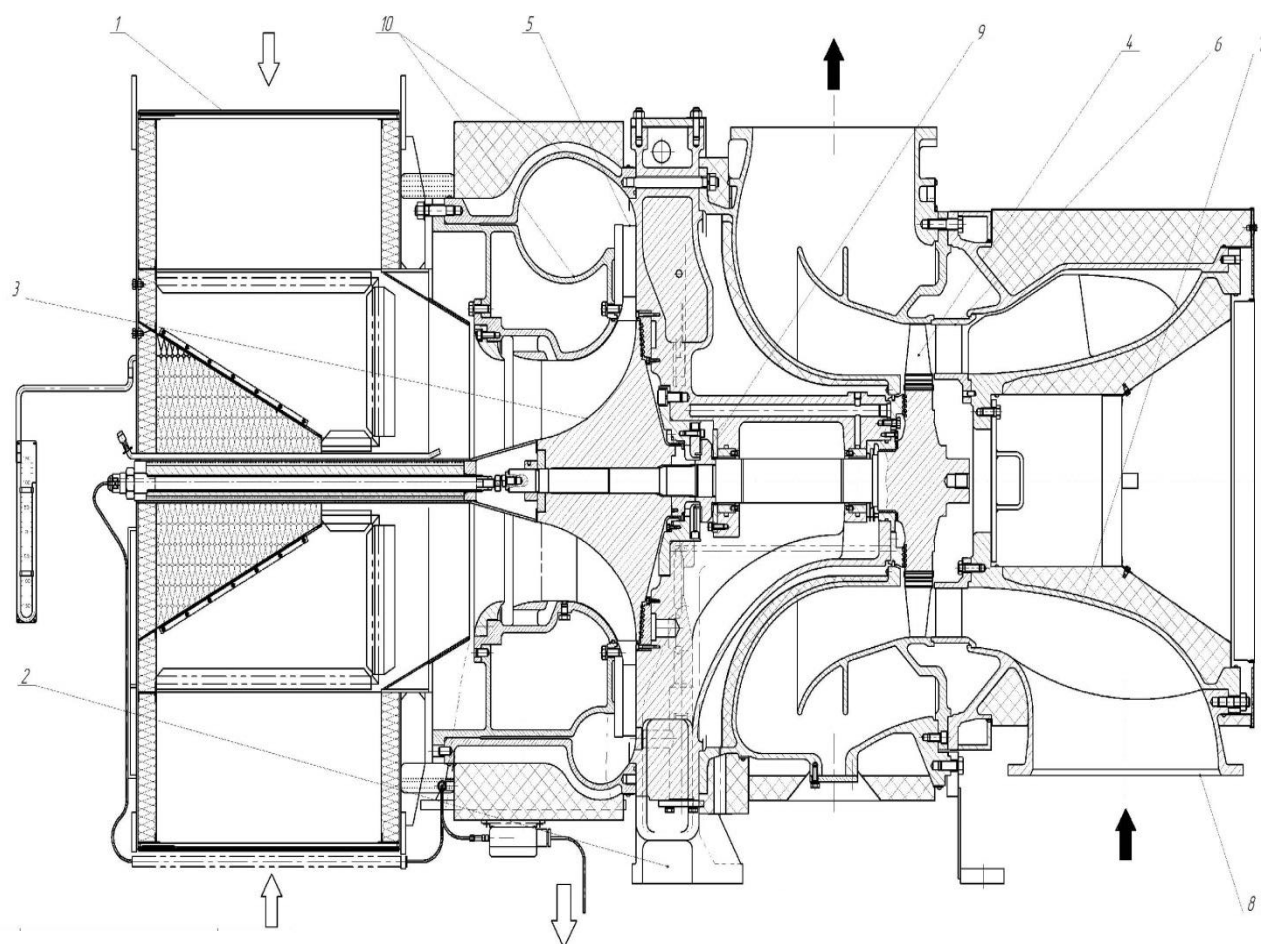
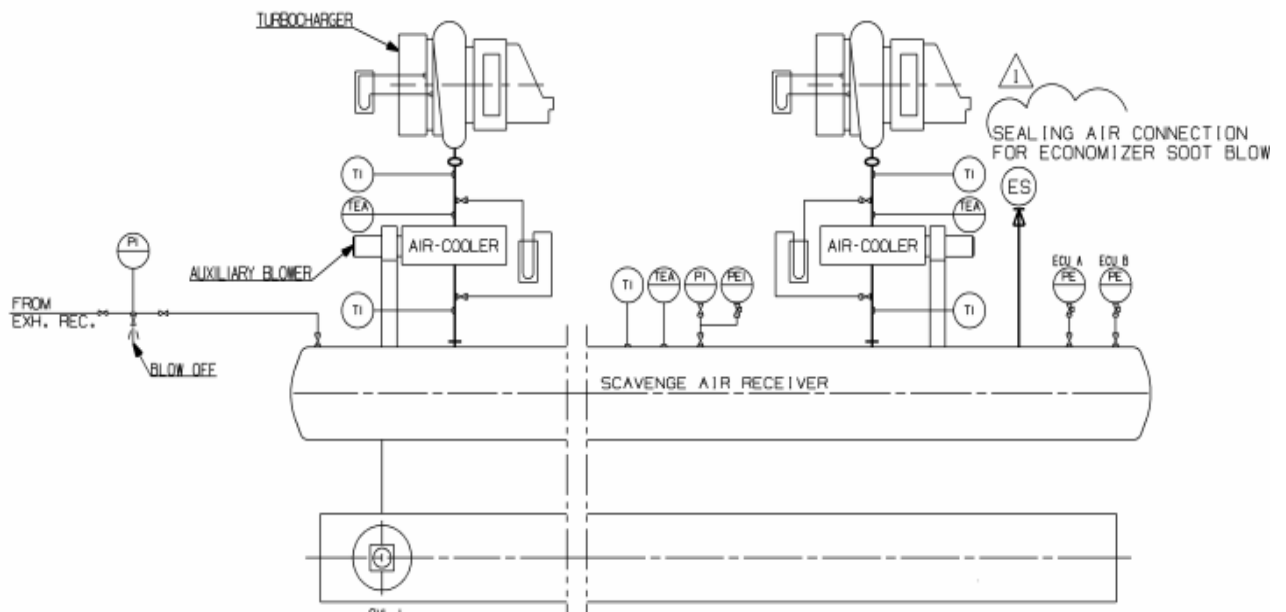


Рисунок 2.2 – Турбіна головного суднового двигуна: 1 – глушник; 2 – корпус; 3 – турбінне колесо; 4 – лопатка; 5 - дифузор; 6 – насадка; 7 – впускний кожух; 8 – впускний патрубок; 9 – упорний підшипник; 10 – спіраль

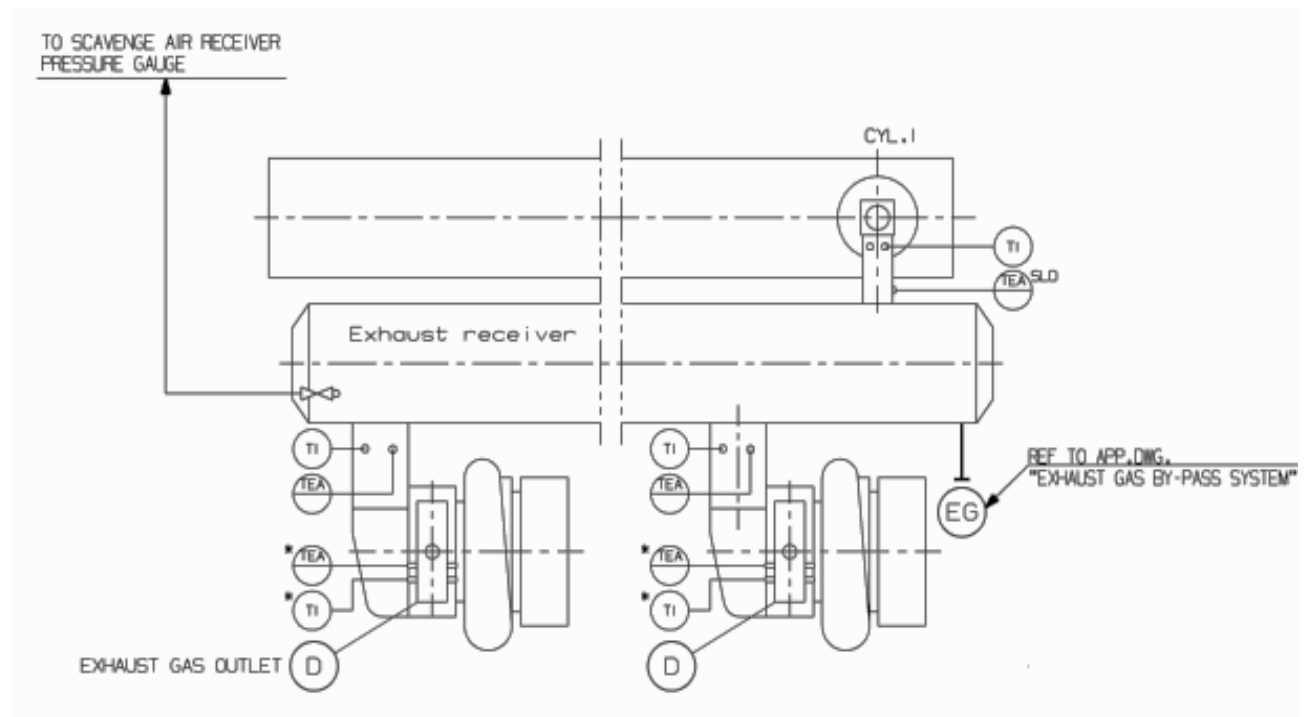
Щоб здійснити регулювання роботи турбоагнітача, встановлені два клапана; один клапан на вході відпрацьованих газів в турбіну і один клапан на виході з компресора [22 - 28].

Для виконання модернізації суднового двигуна з двома турбокомпресорами використовуємо технічне рішення, що показано на рис. 2.3 і 2.4. Для керування (відкриття – закриття) клапанами однієї турбіни

використовуємо варіант реалізації технічного рішення щодо клапана "Slow Steaming", який показаний на рис. 2.5 [22 - 28].



а)



б)

Рисунок 2.3 – Схема встановлення турбокомпресорів головного двигуна при проведенні модернізації в частині перенастроювання двигуна на режим зниженої потужності – до 40 % N_e : а) в напрямку руху повітря з турбокомпресора і б) в напрямку руху відпрацьованих газів до турбіни



Рисунок 2.4 Встановлення клапана (поворотного затвора) на двигуні «MAN Diesel and Turbo» серії ME і його загальний вигляд

Завдяки вказаному на рис.2.3 – 2.5 розташуванню клапанів досягається можливість повної ізоляції одного турбокомпресора від системи повітрестачання. Більший потік відпрацьованих газів спрямовується на інший турбокомпресор, і, отже, ефективність турбокомпресора збільшується. Саме чим і досягається збільшенням тиску попереднього навантаження. Як результат, спостерігаються вищі пікові тиски, нижчі температури відпрацьованих газів і менші викиди [22 - 28].

Комплект клапана "Slow Steaming" розроблений MAN B&W для забезпечення більш гнучкої та ефективної роботи головного суднового двигуна в умовах низького навантаження. Використання цього набору для роботи з низьким навантаженням забезпечує поліпшені характеристики згоряння та експлуатаційні характеристики, менше забруднення та, в цілому, більш ефективний двигун з точки зору його експлуатації [22 - 28].

Для забезпечення можливості повільного перекриття, встановлено два клапани, один клапан на вході відпрацьованих газів в турбіну і один клапан на виході повітря до компресора. Завдяки такому розташуванню клапанів досягається можливість повної ізоляції одного турбокомпресора від системи повітрестачання. Тобто, стає очевидним вищий потік відпрацьованих газів до іншого турбокомпресора і, отже, збільшення ефективності турбокомпресора досягається за рахунок збільшення тиску стискаючого

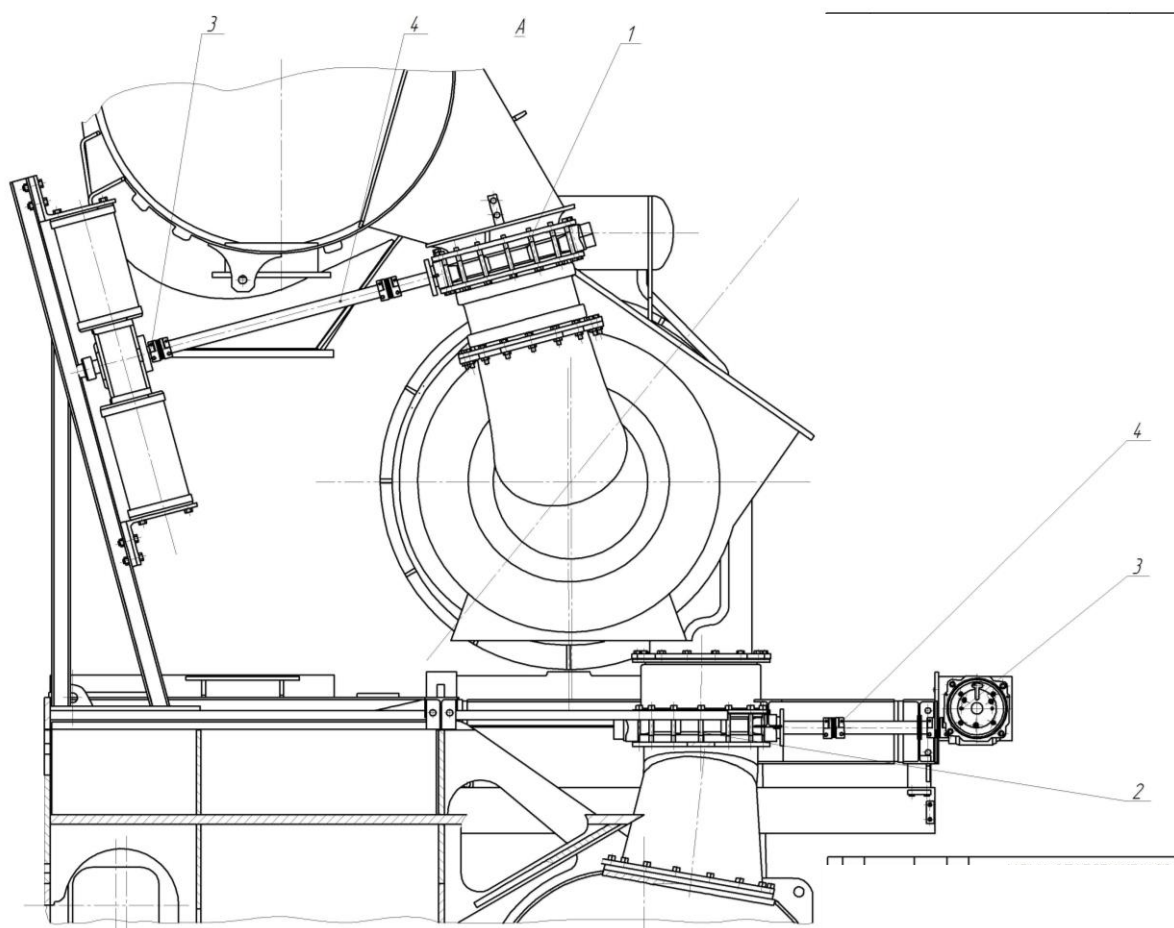
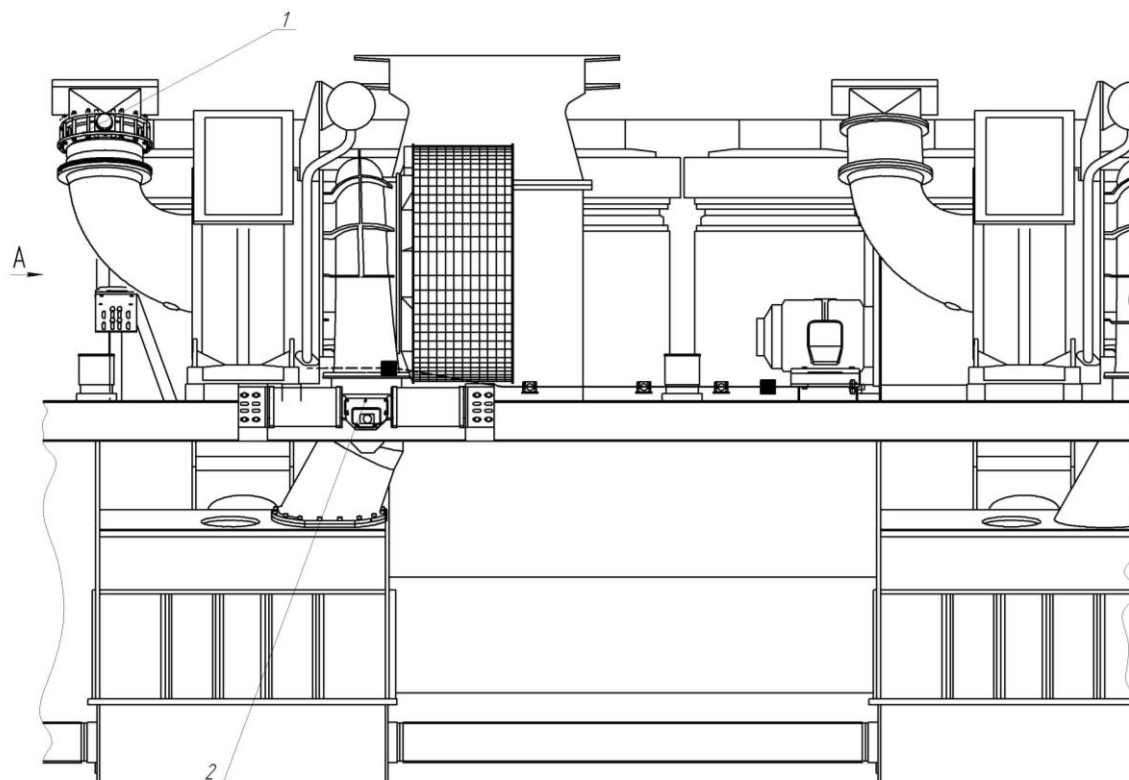


Рисунок 2.5 – Система керування газообміном головного двигуна:
 1 - клапан на вході відпрацьованих газів до турбіни; 2 - клапан на виході повітря з турбокомпресора; 3 – привід (актуатор); 4 – карданний вал

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ

Арк

56

навантаження. При цьому забезпечується існування вищих пікових тисків, нижчі температури відпрацьованих газів і, з рештою, зменшення розрахункової (SFOC) питомої витрати палива, тобто мазуту [22 - 28].

Клапанами набору "Slow Steaming" керує підпружинений пневматичний циліндр. У разі пневматичної втрати тиску клапани відкриваються автоматично. Пневматичний циліндр приводиться в дію електропневматичним клапаном, який підключений до системи управління двигуном.

У разі виходу з ладу системи управління або аварійної ситуації клапани можна відкрити або ручним відключенням електропневматичного клапана, або випуском повітря із системи [22 - 28].

Система автоматизації дозволяє автоматично керувати функцією повільного накладання з центру управління двигуном. Функція увімкнення - вимкнення управляється системою автоматизації, яка була підключена до системи дистанційного керування (RCS) для забезпечення необхідних блокувань безпеки та обробки сигналізації [22 - 28].

Також має місце підключення до системи сигналізації та моніторингу (AMS). Опис набору додаткових клапанів для повільного перекриття повітрообміну турбокомпресора 8/40 Версія 2.0 наведено в [22 - 28].

Звичайні типи турбокомпресорів сконструйовані таким чином, що компресор створює надлишковий тиск на стороні повітря турбокомпресора порівняно з турбіною. Це допоможе запобігти потраплянню вихлопних газів в підшипники та систему подачі масла, що може спричинити проблеми в роботі.

Для реалізації і обґрунтування цього рішення в процесі модернізації системи подачі повітря головного двигуна потрібно виконати теплові розрахунки для варіанта встановлення двох турбін і для варіанта керування однією турбіною за допомогою комплекта "Slow Steaming" [22 - 28].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						57
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

2.3 Розрахунок головного суднового двигуна MAN B&W 7S80ME-C

За методом Гринівецького-Мазінга розрахуємо основні параметри робочого процесу двигуна після модернізації для експлуатаційного режиму в частині ефективної потужності (при 40 % N_e). Для розрахунку і побудови розгорнутих діаграм робочого процесу використовуємо метод визначення енергетичного балансу в робочому циліндрі двигуна [22 - 29].

Вхідні данні для комп'ютерного розрахунку, а саме параметри двигуна, палива і основні модельні припущення зводимо у табл. 2.4 [22 - 29].

Вихідні дані для проведення теплового розрахунку головного двигуна після проведення модернізації [22 - 29].

Склад та властивості горючої суміші і продуктів згорання та атмосферного повітря (елементарний склад по масі) обираємо і зводимо в табл. 2.4 [22 - 29].

Вигляд і марка палива, що застосовується для розрахунків. Використовуємо для суднових дизелів наступні сорти палива IFO-180 і IFO-380 (табл. 2.4), які відповідають вимогам стандарту ISO 8217:2017 і класам RME 25 і RMG 35 [22 - 29].

Склад атмосферного повітря (елементарний склад по масі) наводим в табл. 2.4 [22 - 29].

Кількість атмосферного повітря для повного згорання 1 кг палива (теоретично необхідна) визначається залежністю [22 - 29]:

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

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

Коефіцієнт надлишку повітря (α) приймаємо і зводимо в табл. 2.3 [29].

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						58
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 2.3 – Основні параметри двигуна, палива і модельні припущення

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	800
Хід поршня, мм	3450
Число циліндрів, шт.	7
Частота обертання, хв^{-1}	72
Геометричний ступінь стиску	14
Ефективна потужність (при 40% N_e), кВт	10684
Відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D)	1,10
Елементарний склад (по масі) палива:	
C – вуглець	0,86
H – водень	0,123
O – кисень	0,006
S – сірка	0,005
Середня молекулярна маса, кг/моль	230
Нижча теплота згоряння, кДж/кг (МДж)	42700 (42,7)
Елементарний склад (по масі) атмосферного повітря:	
азоту (N_2)	79%
кисню (O_2)	20,8%
Коефіцієнт надлишку повітря, α	$\alpha = 4,45$
Тиск і температуру навколишнього середовища (атмосферного повітря)	$p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ $T_0 = 288 \text{ К}$

Кількість свіжого заряду, (M_1), для суднового дизеля [22 - 29]:

$$M_1 = \alpha L_0 = 4,45 \times 0,493 = 2,2 \text{ кмоль}$$

Кількість продуктів згоряння (M_2) для повного згорання ($\alpha > 1$) [22 - 29]

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

При цьому кількість окремих компонентів складу продуктів згоряння, (кмоль) для суднових дизелів розраховується за формулами:

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

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

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

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

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

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

Процес впуску. Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0) приймаємо і зводимо в табл. 2.4.

Температура й тиск на вході у судновий двигун. Відповідно до особливостей прототипу, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк
						60
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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

Показник політропи стиску в компресорі (n_k) приймаємо $n_k = 1,6$.

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі (σ_{ox}) приймаємо $\sigma_{ox} = 0,8$

Температура у впускному ресивері для двигуна з охолоджувачем після компресора дорвнює:

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

де T'_a - середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі,

$T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$ (при використанні для охолодження забортної води);

T'_k - температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівною температурі на виході з компресора.

Тиск залишкових газів (p_r), МПа, для двигунів з високим наддуванням приймають в інтервалі $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Розраховуємо для прийнятого:

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

Температура залишкових газів (T_r) для судового дизеля приймаємо $T_r = 580,0 \text{ К}$

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті. Для дизелів з наддувом $\Delta T = -5...10 \text{ К}$. Враховуємо, що при збільшенні діаметра циліндру D , частоти обертання колінчастого валу n і ступеня стискання ϵ величина T_r зменшується. Якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнано підігрівом, то величину ΔT слід приймати ближче до верхніх значень діапазону. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, приймаємо значення $\Delta T = 6 \text{ К}$

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опору у впускному тракті призводить до зниження тиску p_a , що подається в циліндри дизеля,

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

заряду на величину Δp_a .

Знаходимо втрати тиску і визначаємо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_{\kappa} = \frac{p_{\kappa} \cdot 10^6}{R_{\kappa} \cdot T_{\kappa}} = \frac{0,191 \cdot 10^6}{287 \cdot 302,9} = 2,192 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_{\kappa} = 287 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$ постійна газова для повітря.

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \zeta_{\text{вп}}$), що враховує падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр та гідравлічні опори впускної системи двигуна. Він змінюється в межах 2,5...4,0. β - коефіцієнт зниження (загасання) швидкості руху заряду, $\zeta_{\text{вп}}$ - коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c – виявляється від частоти обертання колінчатого вала. При збільшенні n - коефіцієнт збільшується. Для розрахунків, з урахуванням особливостей конструкції базового двигуна, приймаємо $c = 2,8$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$) в перетинах впускних органів дизелів та знаходиться у межах $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 70 \text{ м/с}$. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчатого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{\text{вп}}$ збільшується. Для проведення розрахунків, враховуючи результати урахування особливостей конструкції базового двигуна, приймаємо $\omega_{\text{вп}} = 20 \text{ м/с}$

За рівнянням Бернуллі визначаємо втрати тиску за рахунок опору впускної системи. Приймавши нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі руху заряду, одержуємо:

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

Звідки

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

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

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r) - характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння. Визначається як відношення числа молей залишкових газів до числа молей свіжого заряду. Без урахування продувки й дозаряджання циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизельних двигунів визначається за залежністю:

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \cdot p_r}{T_r (\epsilon_0 \cdot p_a - p_r)} = \frac{(302,9 + 6) \cdot 0,189}{580,0 (14,35 \cdot 0,189 - 0,171)} = 0,036 \text{ МПа.}$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів підходить для базового двигуна і знаходиться у діапазоні для дизеля даного типу ($\gamma_r = 0,025 \dots 0,06$).

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) - залежить від значень температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду ΔT , температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ . Знаходимо:

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

Підходить для параметрів прототипу - температури кінця впуску для дизелів з наддуванням, а саме $T_a = 320 \dots 450 \text{ К.}$

Коефіцієнт наповнення (η_v). Найважливіший показник якості процесів газообміну в процесах 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 оточуючого середовища, з якої надходить заряд. Знаходимо:

$$\eta_v = M_d / M_0,$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі дизеля;

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon_0 - 1)} \left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

$$= \frac{302,9}{(302,9 + 6)(14,35 - 1)} \left(\frac{14,35 \cdot 0,189}{0,191} - \frac{0,171}{0,191} \right) = 0,981.$$

Процес стискування. Тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра, у реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється в залежності від температури. Аналогічно на характер протікання процесу впливають витікання газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випарювання палива, згоряння палива наприкінці стискування. У зв'язку з цим точний термодинамічний опис процесу стискування в реальному двигуні утруднений. На практиці прийнято вважати, що процес стискування відбувається за політропою з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стискування, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

Показник політропи стискування (n_1). Розрахунок параметрів процесу стискування ведеться за умовним середнім для процесу стискування показником політропи n , що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,40$.

При виборі величини n_1 необхідно ураховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стискування n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;

- зі зменшенням відношення 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 в інтервалі $n_1 = 1,32 \dots 1,42$ та приймаємо в розрахунку: $n_1 = 1,400$.

Тиск наприкінці процесу стискування (p_c) знаходиться:

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

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

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c) знаходиться:

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

Для розглянутих у проекті класу дизелів, здатних працювати на важких паливах, $T_c = 830 \dots 1020$ К, отримане значення відповідає встановленому діапазону.

Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v). Для розрахунку молярної теплоємності знаходимо відносну температуру заряду наприкінці стискування:

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

Для спрощення розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймаємо рівною теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовуємо емпіричну залежність:

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$c'_v = 20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} t_c - 5,657 \cdot 10^{-7} t_c^2 =$$

$$20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} \cdot 650,7 - 5,657 \cdot 10^{-7} \cdot 650,7^2 =$$

$$= 22,292 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Процес згорання. Основне рівняння згорання 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 вирішення цього рівняння задаємось або розрахуємо деякі параметри, що характеризують процес згорання у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ) знаходимо:

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

Для дизелів характерне інтервал $\mu = 1,03 \dots 1,06$. Отримане значення відповідає даному діапазоні.

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 $\xi_z = 0,7 \dots 0,85$. 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 розрахунків приймаємо: $\xi_z = 0,770$.

Середня мольної теплоємність продуктів згорання c_v'' в діапазоні температур $t_g = 1000 \dots 2800$ °С. Можна приблизно оцінити її 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 - отримуємо:

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

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:

$$\begin{aligned} t_z &= \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A \cdot C}}{2A} = \\ &= \frac{-25,67872 + \sqrt{25,67872^2 + 4 \cdot 0,002062 \cdot 35180,05}}{2 \cdot 0,002062} = 1242,374 \text{ °С.} \end{aligned}$$

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

У зв'язку з тим, що $t_z = T_z - 273,15$, маємо

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

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

Теоретичний тиск наприкінці згоряння в суднових дизельних ДВЗ (p_z).
Визначаємо *ступінь підвищення тиску (λ)*. При розрахунках процесів 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 та змінюється в дизелях з безпосереднім упорскуванням й об'ємним сумішоутворенням – знаходиться в інтервалі 1,1...1,4.

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

Тоді отримуємо:

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

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

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

Розрахункове значення - нижче максимально допустимого.

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

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

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

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

Процес розширення. Показник політропи розширення (n_2). Розрахунок параметрів процесу розширення проводимо з умовно постійним (усередненим) показником n_2 . Для суднових дизелів - $n_2 = 1,18 \dots 1,28$.

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 приймаємо: $n_2 = 1,266$.

Тиск наприкінці розширення (p_v), МПа.

Щоб знайти тиск p_v для дизельного двигуна спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ .

Знаходимо її із формули:

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

Звідки отримуємо:

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

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

Температура наприкінці розширення (T_v), К - для дизельного ДВЗ:

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

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

Прийнято для дизелів $T_b = 800 \dots 900 \text{ К}$

Процес випуску. При проведенні розрахунків процесу випуску були прийняті орієнтовно значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску.

Точність вибору цих величин можливо перевірити, розрахувавши 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 прийнятих допущень:

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

Отримана похибка може бути прийнята для попереднього розрахунку циклу двигуна.

Основні індикаторні показники циклу.

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа, знаходимо,

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon_0 - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon_0^{n_1-1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right] =$$

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

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

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохі менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ . З урахуванням прийнятого коефіцієнту 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, які 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 - діапазон $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$

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 вимірюється в МДж/кг.

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

Отримане значення відповідає встановленому діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективні показники двигуна.

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

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, що витрачається на подолання сил тертя в КШМ, привід допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесений до одиниці робочого об'єму циліндра.

Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вигляд:

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

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

A_p, B_p – коефіцієнти.

В залежності від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення.

Для середньообертових дизелів з нерозділеною камерою згоряння $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Знаходимо тиск механічних втрат:

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

Визначасмо середній ефективний тиск p_e :

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

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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.), дорівнює:

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

Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу.

Уточнюємо основні параметри і показники двигуна:

- літраж двигуна дорівнює:

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

- повний об'єм двигуна дорівнює:

$$V_l = V_{лц} i = 10686,60$$

- ефективна потужність одного циліндра дорівнює:

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						73
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 дорівнює:

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

- обертовий момент дорівнює:

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

- годинна витрата палива дорівнює:

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

- середня швидкість поршня, м/с, дорівнює:

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

Перевіряємо похибку прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

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

Встановлена похибка цілком допустима для попередніх розрахунків.

Побудова індикаторної діаграми. Для уявлення процесів протікання робочого циклу в циліндрі двигуна, що розраховується, побудуємо

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

індикаторну діаграму.

Для цього скористаємось аналітичним методом. Розрахунок й побудову ключових та проміжних точок циклу виконуємо в комп'ютерному форматі Excel.

Діаграму розрахункового циклу дизельного двигуна будуємо у такий спосіб. В залежності від необхідних розмірів діаграми приймаємо масштаб тисків m мм/МПа і вибираємо довжину відрізка, що відповідає робочому об'єму циліндра V_s .

Об'єми циліндра в характерних точках індикаторної діаграми або відрізки діаграми, що відповідають встановленим об'ємам, рораховуємо в залежності від робочого об'єму циліндра V_s з наступних співвідношень:

– об'єм камери стиску дорівнює:

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

– об'єм циліндра на початку стиску дорівнює:

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

– об'єм циліндра наприкінці видимого згоряння дорівнює:

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

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Розрахункові значення наносимо на вісь абсцис.

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

Дані для побудови політропи стиску й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частини й

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

визначаємо проміжні 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 за формулами:

– 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. 2.4. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

Таблиця 2.4 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Номер точки	Геометричні данні		Лінія стискання	Лінія розширення
	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. 2.4

Номер точки	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розширення
	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 заокруглюємо, 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 .

Результати представимо у вигляді індикаторної діаграми на рис. 2.6. Отримані результати зводимо в табл. 2.5.

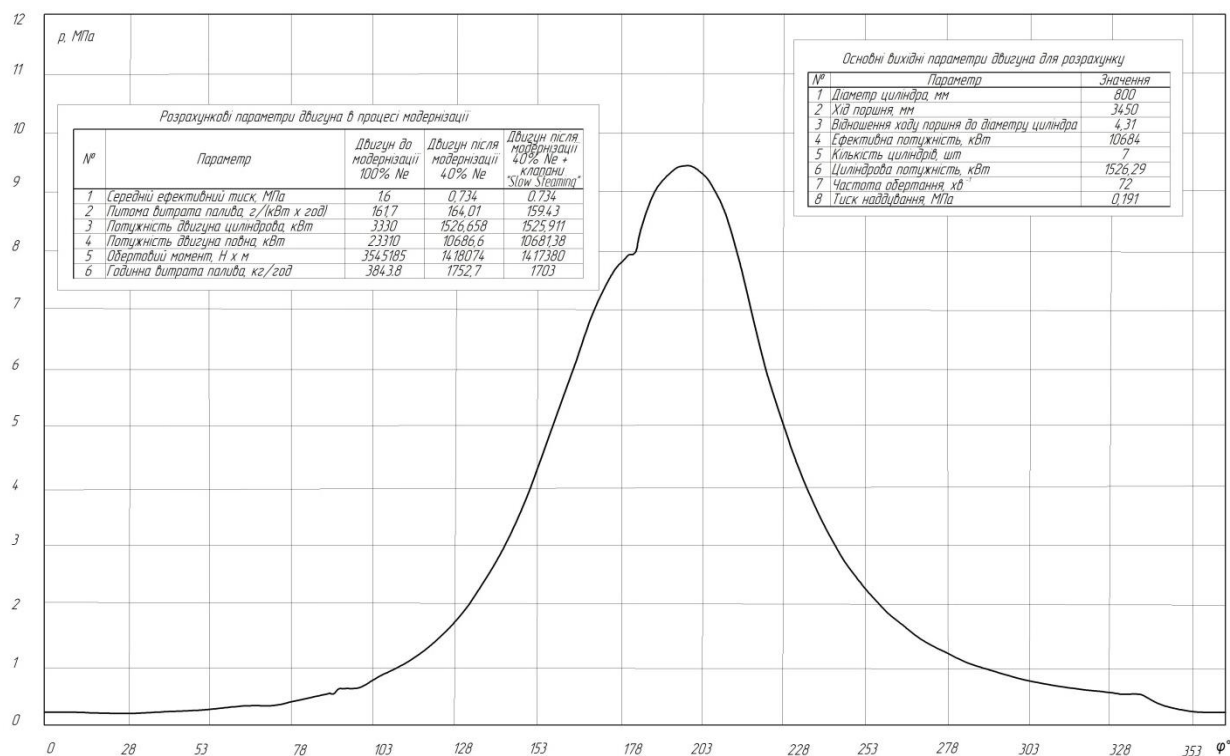


Рисунок 2.6 – Індикаторна діаграма суднового двигуна після проведення модернізації

Таблиця 2.5 – Порівняльні результати теплових розрахунків двигуна (до встановлення і після встановлення клапанів – після модернізації)

Параметр	Значення параметру		
	Штатний двигун до модернізації	Двигун після модернізації	
		40 % N_e	
	100 % N_e	Без клапанів "Slow Steaming"	З клапанами "Slow Steaming"
Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год)	161,7	164,01	159,43
Ефективна повна потужність, кВт	23310	10686,6	10681,38
Годинна витрата палива, кг/год	3843,8	1752,7	1703

Висновок. В результаті здійснення модернізації двигуна в частині зниження швидкості руху судна, перенастроювання головних двигунів на роботу при 40 % N_e і внесення змін в систему газообміну суднового двигуна отримали наступне:

- при перенастроюванні двигунів і переході з режиму навантаження від 100 % до 40 % N_e отримали суттєве зниження годинної витрати палива, відповідно з 3843,8 кг/год до 1752,7 кг/год;

- встановлення клапанів "Slow Steaming" регулювання подачі повітря в турбонагнітачі дозволяє більше використовувати один турбонагнітач для забезпечення вказаної 40 % потужності двигуна замість 2-х, при аналогічних варіантах роботи СЕУ, в штатних умовах експлуатації. При цьому ресурс турбонагнітачів може збільшитись за рахунок не працюючого одного турбонагнітача. Витрата палива при цьому додатково знизиться вже не суттєво з 1752,7 кг/год до 1703 кг/год. При цьому також відбувається суттєва економія ресурсів при проведенні ТО турбонагнітачів: один замість двох.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Розрахунок систем забезпечення безпеки в машинному відділенні

Розрахунок вентиляції машинного відділення. Вибір типу вентиляції в машинному відділенні залежить від типу та призначення судна, його зони навігації, а також від потужності суднової енергетичної установки. Тип вентиляції та швидкість обміну повітря в машинному відділенні залежать від призначення приміщень, що обслуговуються системою вентиляції, і визначаються часом перебування команди у них, а також рівнем забруднення газів та надмірної теплоти [1-24].

Кратність повітрообміну n показує, скільки разів повинно змінюватись повітря в приміщенні за одну годину [1-24]:

$$n = L/V,$$

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 [1-28]:

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

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;

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

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 [1-28]:

$$Q_T = K_T \cdot N_e \cdot B \cdot q_e,$$

де K_T – коефіцієнт, що враховує кількість тепла, що виділяється дизелем. При водо-водяній системі охолодження $K_T = 0,02$ [1-28]. 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) [1-28]:

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

Кількість повітря, споживаного двигунами [1-28]:

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Підставляємо отримані значення в (5.2), проводимо розрахунок [1-28]:

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

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

Підставляємо отримані значення до (5.4), та проводимо розрахунок [1-28]:

– для літа $L'_6 = 94490,48 - 61373 = 33117,48 \text{ м}^3/\text{год.}$

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

Згідно з (5.1) розрахункова кратність вентиляції машинного відділення становить для літа [1-28]

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

На судні встановлена система вентиляції МВ, що забезпечує відповідні умови праці [1-28].

Необхідна кількість циркулюючого повітря в машинному приміщенні, відповідно до загальних гігієнічних умов, на оптимальному рівні та встановленій потужності вентиляторів марки СМС8 - 100 дозволяє підтримувати необхідні параметри в межах 40 ... 60% при наявності повітряного обігріву, нормалізується влітку [1-28].

Мікроклімат в МВ в цілому визначається такими параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, що виділяється від нагрітого повітря, обладнання та механізмів [1-26].

Підвищена температура повітря в робочій кімнаті викликає швидку втому організму, перегрівання. Це призводить до зниження працездатності працюючих та може спричинити травми екіпажу. Низькі температури

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

викликають місцеве або загальне переохолодження організму. Для підтримання нормальної температури передбачається вентиляція з нагрівачами та охолоджувачами повітря. Для добробуту працюючих температура робочих поверхонь має суттєве значення. Щоб уникнути їх впливу, температура повітря повинна бути не нижче температури повітря, допустимої в приміщенні, і не нижче температури точки роси [1-26].

Небезпека ураження електричним струмом на судні. Вплив електричного струму на працюючу людину різний. У табл. 4.1 показані характеристики дії електричного струму на організм людини [1-28].

Таблиця 4.1 – Характеристика дії електричного струму на організм людини

Сила струму, мА	Змінний струм частотою 50 Гц	Постійний струм
0,6...1,5	Початок відчуття: слабе свербіння, пощипування шкіри.	Не відчувається.
2...4	Відчуття поширюється на зап'ястях, злегка зводить м'язи.	Не відчувається.
5...7	Больові відчуття посилюються у всій кисті, судороги, слабкий біль у руці до передпліччя.	Початок відчуття: слабе нагрівання шкіри.
8...10	Сильний біль, судороги у руці, руки важко відірвати від електродів.	Нагрівання посилюється.
10...15	Нестерпний біль у всій руці. Руки не можна відірвати від електродів	Нагрівання посилюється ще більше.
20...25	Сильний біль. Руки миттєво паралізуються, відірвати їх від електродів неможливо, ускладняється дихання	Шкіра сильно нагрівається, відчувається внутрішнє нагрівання, незначне скорочення м'язів рук.
50...60	Параліч органів дихання. Порушується робота серця.	Сильне нагрівання. Руки не можна відірвати від електродів

Продовження табл. 4.1

80...100	Параліч органів дихання при тривалості 3 с і більше – фібриляція серця	Параліч органів дихання при тривалості 3 с і більше – фібриляція серця
300	Параліч органів дихання при тривалості менше 3 с – фібриляція серця	Параліч органів дихання при тривалості менше 3 с – фібриляція серця

Розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні. Завданням розрахунку є визначення кількості ламп типу ПВЛП для освітлення робочих місць в машинному відділенні. Для розрахунку загального рівномірного освітлення на горизонтальні робочі поверхні основним є метод світлового потоку або коефіцієнта використання, який враховує світловий потік, що відображується від стелі та стін [1-28].

Світловий потік групи ламп $\Phi_{\text{л}}$, Лм, у машинному відділенні світильника з люмінесцентними лампами розраховують за формулою [1-28]:

$$\sum \Phi_{\text{л}} = \frac{E_{\text{min}} \times S \times K_3 \times Z}{N \times \eta},$$

де $E_{\text{min}} = 150 \text{ лк}$ - нормована мінімальна освітленість для МВ,;

Освітлювана площа приміщення у машинному відділенні [1-28]

$$S = A \times B = 2,2 \times 4 = 8,8 \text{ м}^2$$

де $Z = 1,1$ коефіцієнт мінімальної освітленості МВ;

$K_3 = 1,2$ - коефіцієнт запасу освітлення;

Число світильників у машинному відділенні [1-28]:

$$N = \frac{S}{L^2}$$

Відстань від стелі до робочої поверхні у машинному відділені [1-28]

$$H_0 = H - h_p = 3,2 - 1,65 = 1,55 \text{ м}$$

де $H = 3,2 \text{ м}$ - висота приміщення МВ;

$h_p = 1,65 \text{ м}$ - висота робочої поверхні МВ.

Відстань від стелі до світильника у машинному відділені [1-28]

$$h_c = 0,2 \times H_0 = 0,2 \times 1,55 = 0,31 \text{ м}$$

Висота підвішування світильника у машинному відділені над освітлюваною поверхнею [1-28]

$$h = H_0 - h_c = 1,55 - 0,31 = 1,24 \text{ м}$$

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення у МВ приймаємо [1-28]:

$$L / h = 1,5$$

Тоді відстань між центром світильників у машинному відділені [1-28]

$$L = 1,5 \times h = 1,5 \times 1,24 = 1,86 \text{ м}$$

Число світильників у машинному відділені [1-28]:

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{2,2 \times 4}{1,86^2} = 2,6$$

Приймаємо 3 світильника у машинному відділені [1-28].

Індекс приміщення у машинному відділені [1-28]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ

Арк.

85

$$i = \frac{AB}{h(A+B)} = \frac{4 \times 2,2}{1,24(4+2,2)} = 1,1$$

4.2 Особливості боротьби з пожежами на суднах

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу.

Капітан судна відповідає за створення атмосфери співробітництва, необхідної для забезпечення пожежної безпеки його судна.

На судні повинна бути розроблена «Програма попередження пожежі на судні», що містить наступні розділи: заняття й неофіційні співбесіди; періодичні перевірки; технічне обслуговування й ремонт; оцінка дій і заохочення.

Місця для паління на судні визначаються капітаном, обладнаються відповідним чином. Слід враховувати й те, що в портах можуть діяти місцеві правила, що регламентують паління й протипожежні заходи, про що члени екіпажу повинні бути попереджені завчасно.

Використання штатних і переносних електронагрівальних приладів, електропобутових приладів і телерадіоапаратури визначається капітаном судна із призначенням відповідальних осіб за контроль їх безпечного стану й використання.

Виконання всіх видів робіт, використання механізмів і електроінструментів проводиться з дозволу відповідальних осіб і з відома вахтової служби. Електроінструменти після завершення робіт прибираються до місць їх постійного зберігання.

Зберігання легкозаймистих рідин (ЛЗР), обтиральних матеріалів і інших легкозаймистих матеріалів постачання проводиться в спеціальних приміщеннях і місцях під контролем відповідальних осіб.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обтиральний матеріал після використання й інше технічне й побутове сміття необхідно збирати в спеціальних місткостях й здавати на берегові збирачі. Знищення сміття в інсинераторах проводиться з дозволу відповідальної особи й відома вахтової служби із заповненням необхідних документів про операцію.

Суднові роботи, пов'язані з відкритим вогнем (зварюванням і різанням металів), проводяться тільки з письмового дозволу капітана судна під контролем старшого механіка й вахтової служби.

Системи й засоби гасіння пожежі, виявлення пожежі й сигналізації про пожежу завжди повинні бути в робочому стані. Вахтова й дозорна служба судна зобов'язані контролювати справність зазначених систем.

Кожний член екіпажу, а командний склад особливо, зобов'язано знати: правила використання протипожежних систем і засобів, наявних на судні; характеристики вогнегасних речовин і обмеження їх застосування, токсичність вогнегасників; основи хімічних процесів горіння (ланцюгову реакцію горіння); умови виникнення й підтримки пожежі (пожежний трикутник і тетраедр, роль кисню й теплоти в руйнуванні пожежного трикутника й тетраедра); причини виникнення й шляхи поширення пожежі судном; типи горючих речовин; небезпечні фактори пожежі (полум'я, теплота, гази й дим); основні класи пожеж (А, В, С і D і їх комбінації); структуру й вражаючі фактори продуктів неповного згоряння горючої речовини (водяна пара, двоокис вуглецю, окис вуглецю й інші); правила використання ізолюючих засобів захисту органів дихання й шкіри, наявних на судні; конструкцію систем вентиляції приміщень, місця вимикання вентиляторів, перекриття вентиляційних закриттів.

Дії при боротьбі з пожежами. Основною метою боротьби з пожежами на судні є: порятунок пасажирів і екіпажу; локалізація пожежі (запобігання поширення небезпечних факторів пожежі судном, вибухів парів ЛЗР, балонів зі стисненим газом, небезпечних вантажів); гасіння пожежі всіма наявними засобами; способами збереження остійності й запасу плавучості.

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тактика боротьби з пожежами містить у собі: оголошення пожежної тривоги; при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі; визначення порядку виконання дій з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі.

Огляд аварійного району проводиться розвідниками тільки в тих випадках, коли необхідно провести пошук потерпілих у цьому районі й у випадках, коли зволікання із запровадженням у дію стаціонарних і переносних засобів гасіння пожежі не вплине на хід розвитку пожежі (наприклад, при задимленні приміщення й повільному росту температури повітря в приміщенні). Порядок проведення огляду визначає командир АП за вказівкою капітана судна. Спорядження розвідників (використання ізолюючих засобів захисту органів дихання й шкіри, страхувальних пристосувань, аварійного інструмента й засобів для евакуації потерпілих) визначається командиром АП виходячи з конкретної обстановки.

Фактор часу при пожежі відіграє вирішальну роль. Після виявлення загоряння необхідно негайно вжити заходів з його гасіння. Неправильна оцінка небезпеки пожежі, зволікання з гасінням пожежі на судні, як правило, приводить до розвитку пожежі, до матеріального збитку й загибелі людей.

Для прискорення гасіння пожежі капітан може змінити організацію збору АП і направити першого готового пожежника до місця пожежі.

Способи, прийоми й засоби гасіння пожежі необхідно обирати виходячи з місця пожежі, його інтенсивності й розмірів, фізико-хімічних властивостей палаючих матеріалів, що є в наявності засобів гасіння пожежі, кількості екіпажу, з метою загасити пожежу в мінімальний час.

Найнебезпечнішими з погляду потенційної можливості нападів піратів традиційно вважаються води Південно-Східної Азії. У першу чергу варто виділити район до північно-заходу від індонезійських островів Анамбас у Південно-Китайському морі, де судна досить часто стають жертвами нападів піратів. Практично вся акваторія Південно-Китайського моря, особливо у

берегів Індонезії, Філіппін і В'єтнаму у цьому відношенні є неблагополучною. До числа надзвичайно «піратонебезпечних» районів відноситься також Малаккська та Сінгапурська протоки, зокрема, вузькість Філіп Ченнел. Піратські напади тут здійснюються, як правило, на швидкохідних моторних човнах, що заходять із сторони корми судна.

Самий зручний момент для піратів - прийом або здача лоцмана, коли судно знижує швидкість. Найбільш уразливими є тихохідні навантажені судна з низьким надводним бортом. Хоча траплялися напади й на контейнеровози, що йдуть зі швидкістю більше 20 вузлів.

Іншим «піратонебезпечним» районом Світового океану є води в узбережжя Західної Африки. Погроза піратства в цьому регіоні збільшується політичною нестабільністю й частими військовими конфліктами. Напади на судна відбуваються, як правило, у портах, на якірних стоянках або поблизу берега, коли судно йде малим ходом. По статистиці найбільше часто судна зазнавали нападів у портах Лагос і Харкоурт (Нігерія), Монровія (Ліберія), Фрітаун (Сієрра Леоне), Конакрі (Гвінея) і Доула (Камерун).

Хоча перераховані райони є найнебезпечнішими, час від часу відбувається підвищення активності піратів й в інших районах Світового океану. До них, зокрема, відносяться води у берегів Східної Африки, Шрі-Ланки, Індії й Бангладеш, де економічна й політична нестабільність сприяють росту числа розбійних нападів на торговельні судна.

Висновок. Проведений розрахунок вентиляції машинного відділення. Описані заходу щодо попередження враження струмом. Проведений розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні. Проаналізовані особливості боротьби з пожежами на суднах.

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

ВИСНОВКИ

Було виконано обґрунтування можливості забезпечення підвищення паливної економічності суднових дизелів на режимах часткових навантажень в умовах експлуатації. Серед них: проаналізовані основні положення забезпечення взаємозв'язку подачі палива і сумішоутворення з робочим процесом в судовому дизелі при роботі на частковому режимі; особливості задач експлуатації суден з дизельними установками та завдання по узгодженню їх складових; загальні відомості про можливості використання регульованого турбонаддуву для оптимізації робочих процесів головних судових двигунів при забезпеченні тривалої роботи на малих потужностях.

Описані шляхи модернізації системи охолодження головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 судна «MARGRETHE MAERSK». З урахуванням особливостей будови енергетичної установки контейнеровозу «MARGRETHE MAERSK» вибрані і обґрунтовані практичні передумови використання регульованого турбонаддува в частині підвищення паливної економічності головного судового двигуна і особливості конструкції головного судового двигуна при встановленні регульованого турбонаддуву. Виконаний тепловий розрахунок і обґрунтування головного судового двигуна MAN B&W 7S80ME- C9.4.

Виконані основні розрахунки з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, проаналізовані особливості боротьби з пожежами на судах.

					ПІНІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Подача та розпорошення палива в дизелях / І. В. Астахов, В. І. Трусов, А. С. Хачіян та ін. М., 1972.
2. 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.
3. Дьяченко Н. Х., Свиридов Ю. Б. Проблеме згоряння в дизелях // Горіння та вибух. М., 1972.
4. Дьяченко Н. Х., Пугачов Б. П., Магідович Л. Є. Оптимізація характеристик тепловиділення дизелів, форсованих наддувом // Робочі процеси в поршневих ДВЗ. Волгоград, 1979.
5. 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
6. 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.
7. Суворов П.С. Управління режимами роботи головних суднових дизелів/П. С. Суворов. - Одеса: ЛАТСТАР, 2000. - 238 с.
8. 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., с.26-33
9. Даниловський А.Г. Критерії для узгодженої оптимізації суднових енергетичних установок, систем та обладнання / А. Г. Даниловський, Д. С.

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

Іванов, Г. А. Архіпов // Удосконалення конструкцій суднових систем: зб. наук. тр. / ЛКІ. – Л., 1987. – С. 88-95.

10. 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.

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

12. 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.

13. 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.

14. Вострикова М. А. Про забруднення повітряного басейну токсичними компонентами відпрацьованих газів морських суден / М. А. Вострикова, Я. М. Кашин, В. В. Шкода // Булатовські читання: зб. ст. матеріалів I Міжнародної наук.-практ. конф.: 5 т.; за заг. ред. О. В. Савенок. - Краснодар: Товариство з обмеженою відповідальністю "Видавничий Дім - Південь", 2017. - С. 102-104.

15. 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.

16. Пунда А. С. Рекомендації з технічного використання головних та допоміжних дизелів із забезпеченням мінімального рівня викиду екологічно шкідливих речовин / А. С. Пунда, В. І. Дмитренко // Розд. 1 держбюджет. НДР на тему: «Технічне використання та оптимізація режимів роботи автоматизованих ДЕУ». – СПб.: ГУРМФ ім. адм. С. О. Макарова, 2013.

17. Грицук І.В., Романцов А.В., Ступаков Д.О., Ткаченко Ю.А., Ткачук Д.В. Особливості реалізації задачі підвищення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру шляхом удосконалення його

					ПННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплової підготовки / Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців", 23-25 жовтня 2023 р., Харків, ХНАДУ, 2023, С. 110-115

18. Ципелкін Г. Є. Поліпшення паливної економічності двигунів за рахунок оптимізації систем наддуву / Г. Є. Ципелкін, В. І. Іовлев // 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).

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

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

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

24. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:2707600/mmsi:219629000/vessel:MARGRETHE%20MAERSK>.

25. MAN B&W 7S80ME-C -TII. IMO Tier II. Project Guide. – 2014 - 302 с.

26. <https://www.balticshipping.com/vessel/imo/9632131>

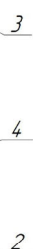
27. https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S80ME-C8_2.pdf

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

29. 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.

ДОДАТКИ

					ПІННІ НУК 131.61.23.16. ПЗ	Арк.
						94
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	Коробовий насос і охолоджувач дейдвудів	2	
10	Головний масляний теплообмінник №1	1	
11	Головний масляний теплообмінник №2	1	
12	Компресор системи управління	2	

						ПННІ НУК 131.61.23.16.01			
Мем. лист	№ докум.	Підп.	Дата	План розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна			Лист	Класиф.	Масштаб
Розроб.	Розробчик А.В.						Н		Б/М
Проф.	Гришук ІВ								
Голов.	Гришук ІВ								
Н.контр.	Гришук ІВ						Лист	Листов	1
Чит.	Варгашенко								

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 патрубок циліндра	7	
9	Випускний колектор	1	
10	Кришка циліндра	7	

Технічна характеристика
суднового двигуна

Тип двигуна 2-тактний, дизельний,
7-циліндровий, рядний

Діаметр циліндра, мм 800

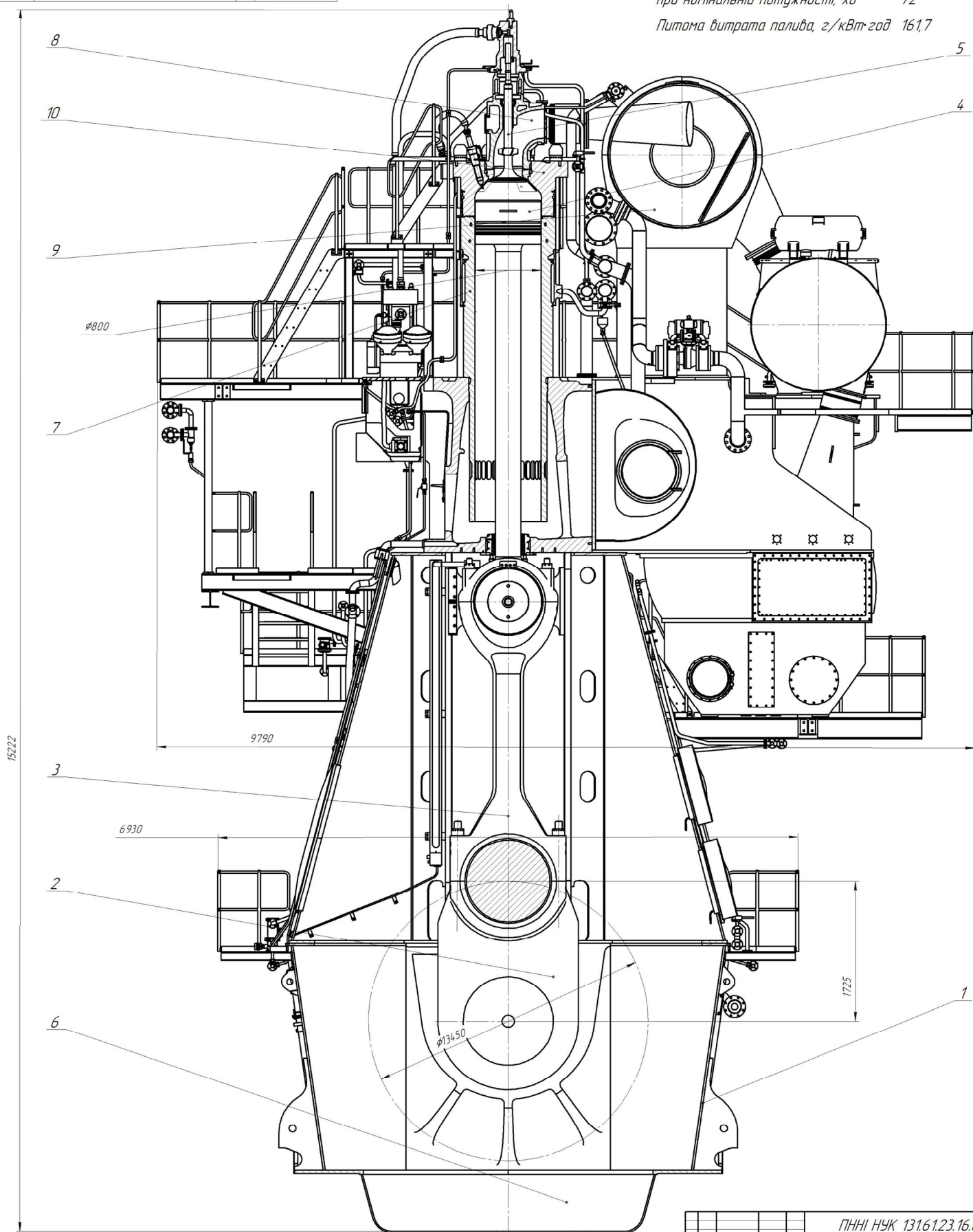
Хід поршня, мм 3450

Циліндрова потужність, кВт 3330

Номинальна потужність, кВт 23310

Частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності, хв⁻¹ 72

Питома витрата палива, г/кВт·год 161,7

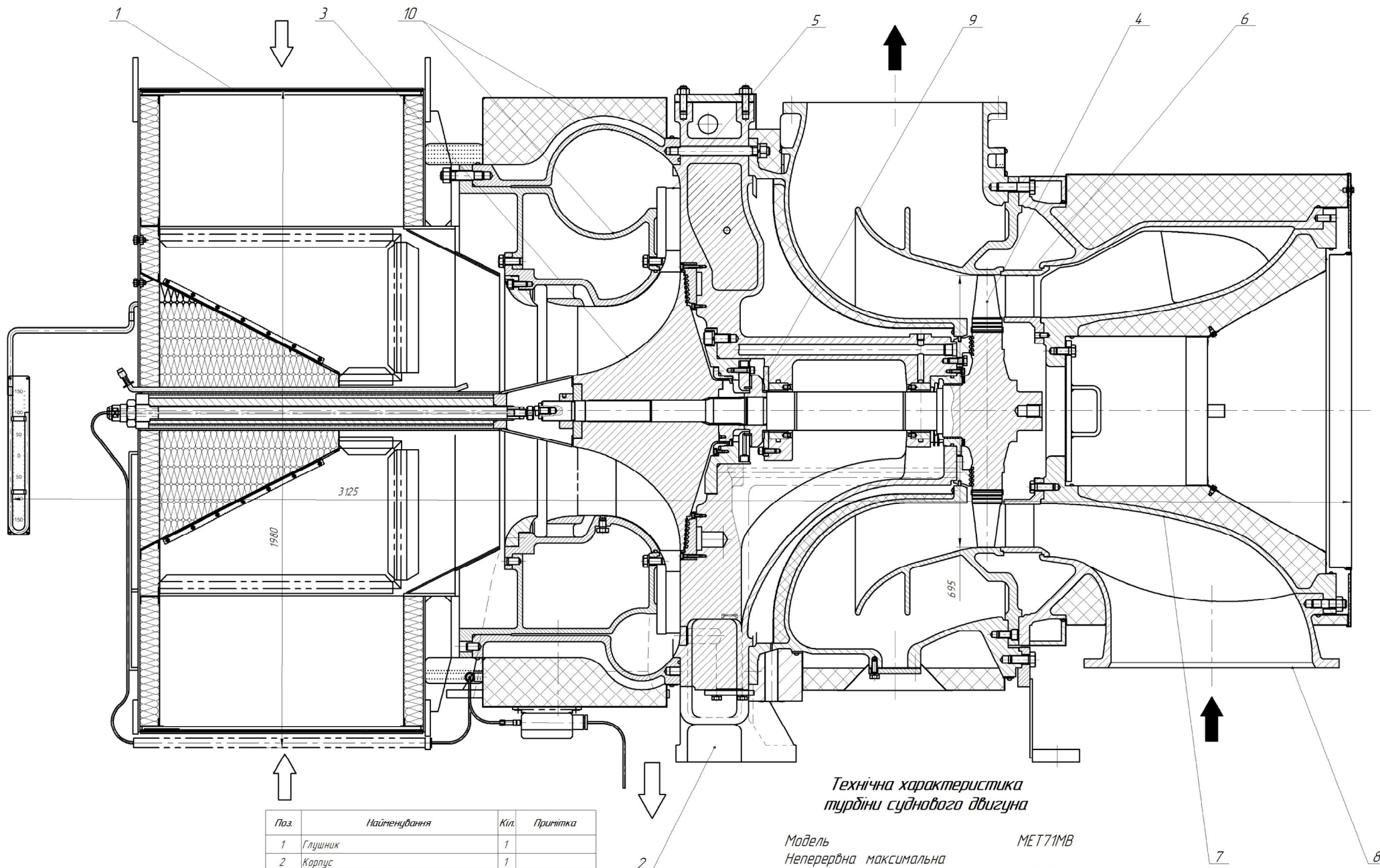


ПНН НУК 131.61.23.16.02			
Головний судновий двигун MAN S80ME-C9.4			
Лист	Маса	Висота	В/м
Н			
Лист	Листов	1	

Дир. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Розроб.	Ремачков А.В.		
Проб.	Гришук І.В.		
І.контр.	Гришук І.В.		
Н.контр.	Гришук І.В.		
Ч.к.а.	Назаренко		

Контроль

Формат А1

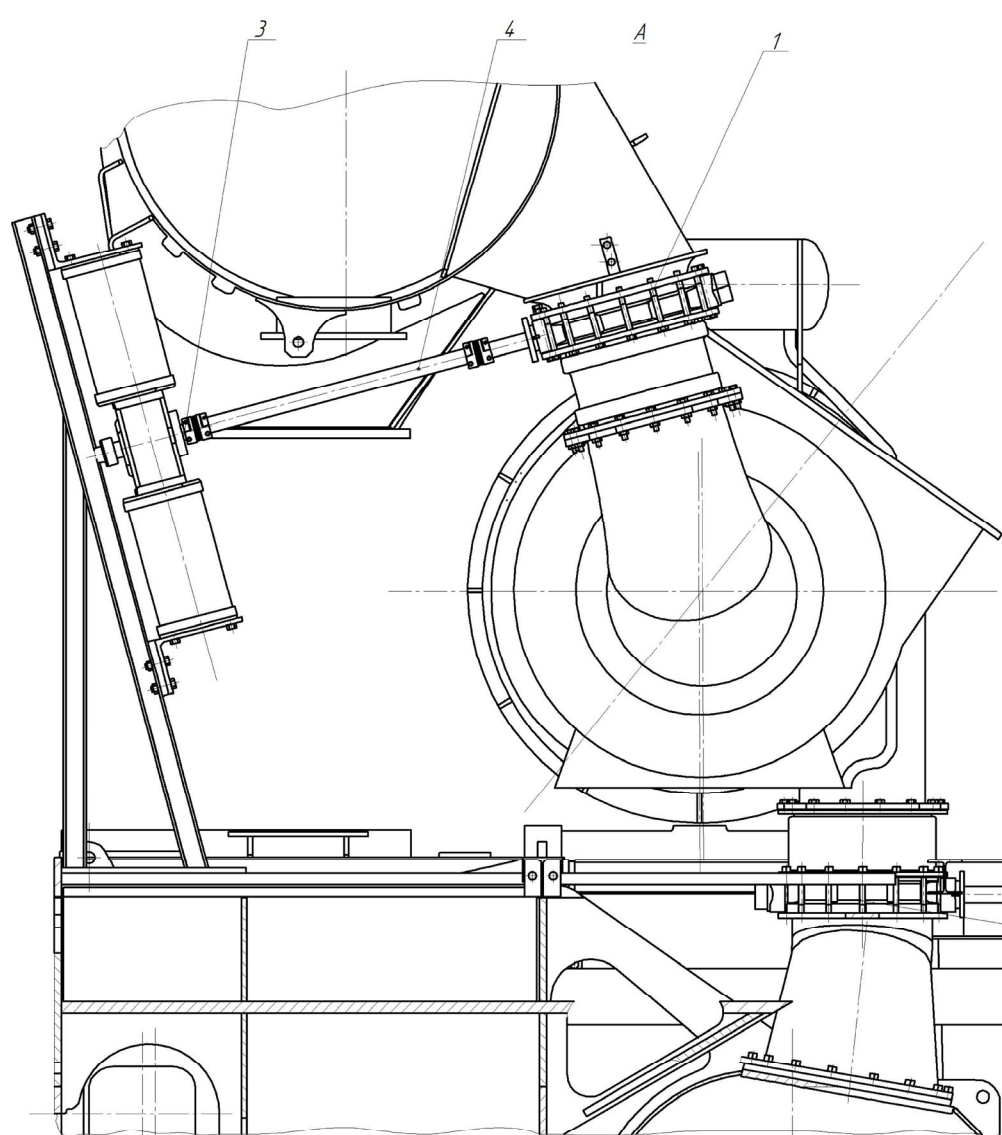
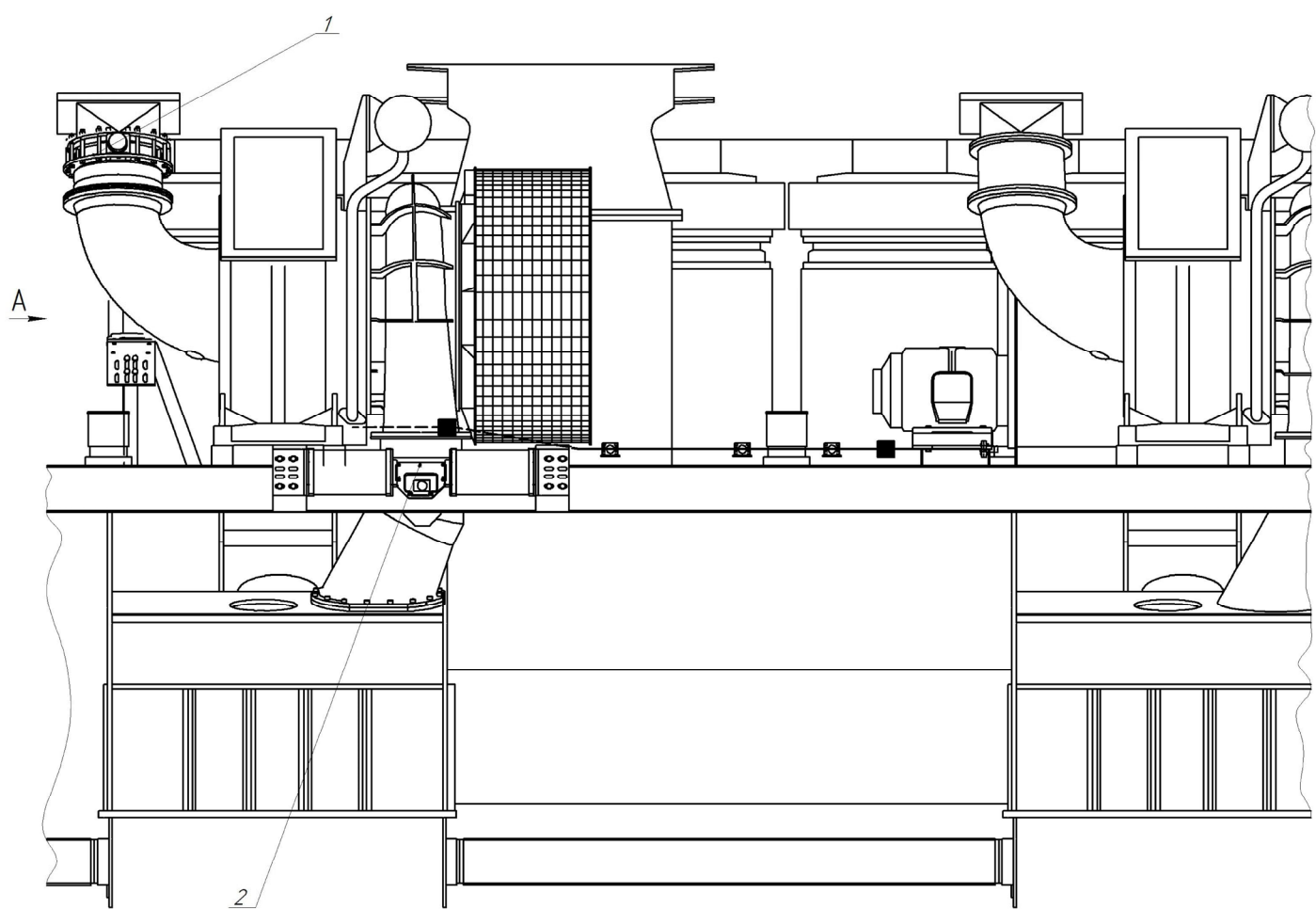


Технічна характеристика турбіни суднового двигуна

Модель	МЕТ71МВ
Неперервна максимальна допустима температура, °C	580
Короткочасна максимальна допустима температура, °C	610
Метод нагрівання	зовнішній метод примусового нагрівання
Тиск масла на вході, МПа	0,06 - 0,15
Макс. допустима частота обертання, хв ⁻¹	14020

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Глушник	1	
2	Корпус	1	
3	Робоче колесо	1	
4	Лопатне колесо	1	
5	Дифузор	1	
6	Насадка	1	
7	Впускний кожух	1	
8	Впускний патрубок	1	
9	Упорний підшипник	1	
10	Спираль	1	

ПННН НУК 13161.23.16.03									
Турбоагрегат МЕТ71МВ суднового двигуна									
Дет.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат.	Лист	Листа	Вислуд.	Лист	Листа
Разраб.	Ратичев А.В.				Н		Б/М		
Проб.	Гричук ІВ.								
Т.контр.	Гричук ІВ.								
Н.контр.	Гричук ІВ.								
Читб.	Нестаренко								



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Клапан на вході відпрацьованих газів у турбіну	1	
2	Клапан на стороні повітря на виході турбокомпресора	1	
3	Придід	2	
4	Карданний вал	2	

Лист № 1	Лист № 2	Лист № 3	Лист № 4	Лист № 5	Лист № 6	Лист № 7	Лист № 8	Лист № 9	Лист № 10	Лист № 11	Лист № 12	Лист № 13	Лист № 14	Лист № 15	Лист № 16	Лист № 17	Лист № 18	Лист № 19	Лист № 20	Лист № 21	Лист № 22	Лист № 23	Лист № 24	Лист № 25	Лист № 26	Лист № 27	Лист № 28	Лист № 29	Лист № 30	Лист № 31	Лист № 32	Лист № 33	Лист № 34	Лист № 35	Лист № 36	Лист № 37	Лист № 38	Лист № 39	Лист № 40	Лист № 41	Лист № 42	Лист № 43	Лист № 44	Лист № 45	Лист № 46	Лист № 47	Лист № 48	Лист № 49	Лист № 50	Лист № 51	Лист № 52	Лист № 53	Лист № 54	Лист № 55	Лист № 56	Лист № 57	Лист № 58	Лист № 59	Лист № 60	Лист № 61	Лист № 62	Лист № 63	Лист № 64	Лист № 65	Лист № 66	Лист № 67	Лист № 68	Лист № 69	Лист № 70	Лист № 71	Лист № 72	Лист № 73	Лист № 74	Лист № 75	Лист № 76	Лист № 77	Лист № 78	Лист № 79	Лист № 80	Лист № 81	Лист № 82	Лист № 83	Лист № 84	Лист № 85	Лист № 86	Лист № 87	Лист № 88	Лист № 89	Лист № 90	Лист № 91	Лист № 92	Лист № 93	Лист № 94	Лист № 95	Лист № 96	Лист № 97	Лист № 98	Лист № 99	Лист № 100
----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	------------

ПННІ НУК 131.61.23.16.04

Система керування газодвигуном

Лист 11

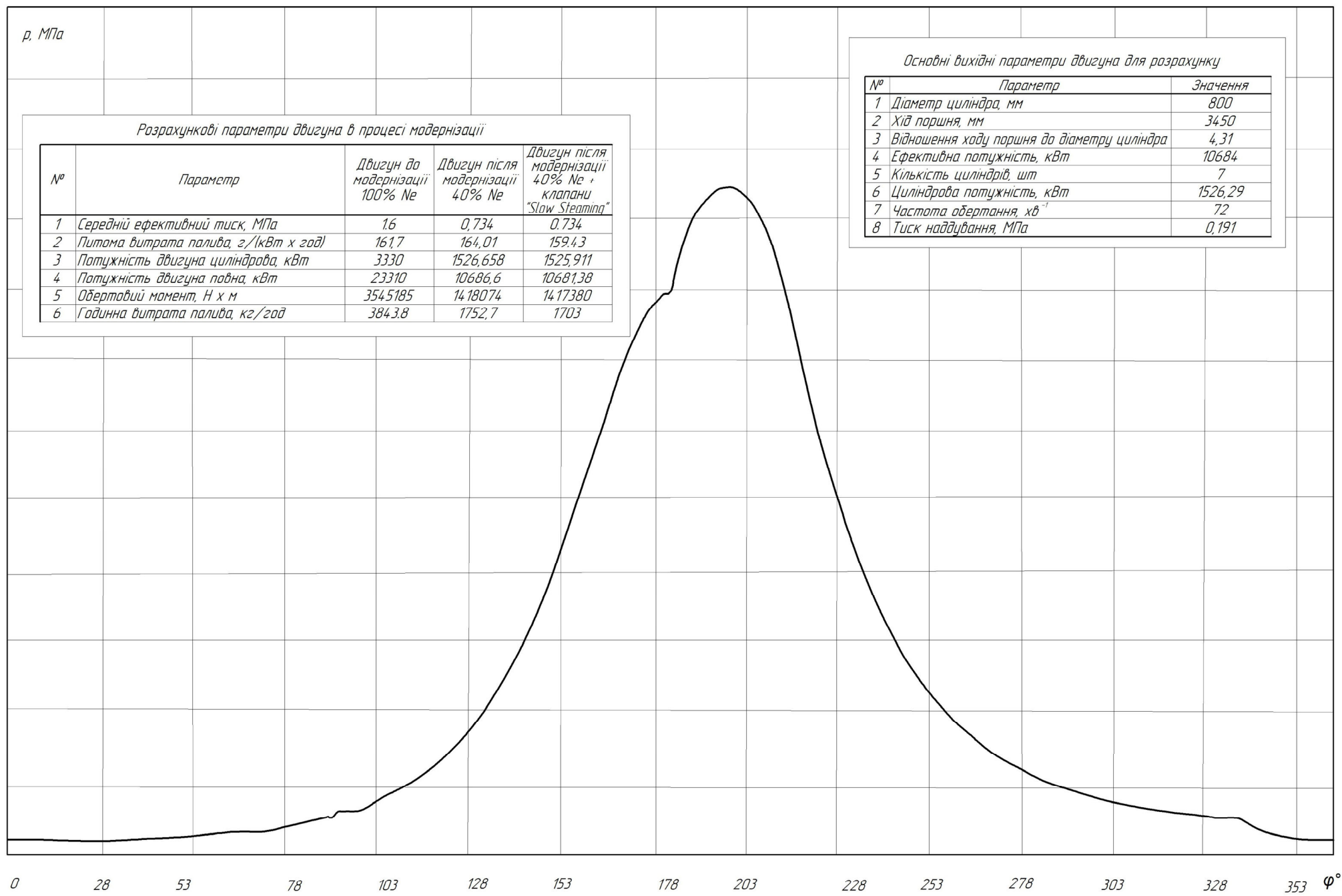
Листов 1

Дис.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб.	Розроб.	Розроб.	Розроб.	Розроб.
Проб.	Проб.	Проб.	Проб.	Проб.
Контр.	Контр.	Контр.	Контр.	Контр.
Н.контр.	Н.контр.	Н.контр.	Н.контр.	Н.контр.
Ч.контр.	Ч.контр.	Ч.контр.	Ч.контр.	Ч.контр.

Копіювати

Формат А1

№	Параметр	Значення
1	Діаметр циліндра, мм	800
2	Хід поршня, мм	3450
3	Відношення ходу поршня до діаметру циліндра	4,31
4	Ефективна потужність, кВт	10684
5	Кількість циліндрів, шт	7
6	Циліндрова потужність, кВт	1526,29
7	Частота обертання, хв^{-1}	72
8	Тиск наддування, МПа	0,191



					ПЛНІ НУК 1316.123.16.05					
					індикаторна діаграма					
					суднового двигуна після					
					проведення модернізації					
					Авт.	Листів	Всього			
Розроб.				Григорук А.В.	H					Б/М
Пров.				Гричук ІВ.						
Заступ.				Гричук ІВ.	Листів		Листов			1
Начальн.				Гришук ІВ.						
Світл.				Негостаренко						